

UNIVERSITÀ DI PISA
Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Specialistica in INGEGNERIA DEI VEICOLI TERRESTRI

Sviluppo di un sistema di
sospensioni per veicolo Formula
SAE

Tesi di

Massimo Baldacci

Relatori

Prof. Emilio Vitale
Ing. Francesco Frendo
Ing. Riccardo Bartolozzi

Sessione Laurea 8 Ottobre 2008
Anno accademico 2007/2008

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Cosa è la Formula SAE	1
1.2	Obiettivi della tesi e metodo di lavoro scelto	2
2	Analisi cinematica e dinamica	4
2.1	Asse di sterzo	4
2.2	Centri di velocità	8
2.3	Centro di beccheggio	16
2.4	Punti caratteristici per la sterzatura	20
3	Regolamento	24
3.1	Regolamento settore sospensioni	24
3.2	Eventi e descrizione dei tracciati	29
4	Analisi della concorrenza e specifiche di progetto	34
4.1	Indicazioni degli esperti Formula SAE	36
4.2	Indicazioni dei costruttori	47
4.3	Definizione delle specifiche di progetto	48
5	Modelli per l'analisi cinematica e dinamica	50
5.1	Modello di calcolo semplificato	50
5.2	Modello multibody	56
6	Elementi elastici e smorzanti	61
6.1	Procedimento adottato	61
6.2	Dimensionamento	63
6.3	Risultati	66
7	Ingegnerizzazione del progetto	70
7.1	Costruzione del modello CAD	70
8	Verifiche a resistenza e costruzione	78
8.1	Verifiche con elementi pipe	78
8.2	Analisi in ambiente workbench	80

<i>INDICE</i>	ii
9 Realizzazione	84
10 Conclusioni e sviluppi futuri	90
Bibliografia	93
Ringraziamenti	95
A Disegni costruttivi	98

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Cosa è la Formula SAE

Nel 1978 la statunitense Society of Automotive Engineers ha dato il via alla manifestazione che ha preso il nome di Formula SAE con l'obiettivo di stimolare gli studenti universitari alla progettazione e realizzazione di una vettura monoposto da competizione secondo un regolamento ben preciso. La Formula SAE è la competizione nella quale vengono valutati sia la validità dei progetti che le prestazioni delle vetture in differenti condizioni. Le gare si svolgono nell'arco di un fine settimana e sono organizzate direttamente dalla SAE o dalle sue affiliate nazionali, che per l'Italia è l'Associazione Tecnica dell'Automobile (ATA). Oggi si contano più di 140 università che concorrono nei campionati disputati in varie parti del mondo.

In particolare, per l'anno 2008 sono state previste 7 competizioni:

- Formula SAE in Michigan, USA
- Formula SAE West, in California, USA
- Formula SAE in Virginia, USA
- Formula SAE Australasia, in Australia (organizzata da SAE Australasia)
- Formula SAE Brasil (organizzata da SAE Brasil)
- Formula SAE Italy (organizzata da ATA)
- Formula Student, Regno Unito (organizzata da IMechE)

La Formula SAE è un'esperienza multidisciplinare nella quale gli studenti hanno la possibilità di mettere in pratica le conoscenze tecniche acquisite durante il percorso di studi e di comprendere il significato del lavoro di squadra. La manifestazione rappresenta altresì un'occasione per instaurare rapporti di collaborazione tra il mondo universitario e le più avanzate realtà produttive del settore. Nonostante il regolamento imponga precise restrizioni atte a garantire la sicurezza e a limitare la dimensione delle vetture, è consentita agli studenti la possibilità di esprimere al meglio il loro talento e la loro creatività. I teams normalmente impiegano dagli otto ai nove mesi per il progetto, la realizzazione e la messa a punto della vettura da competizione.

E' necessario che gli studenti si immaginino di essere ingaggiati da un'azienda del settore automotive, per la progettazione, il disegno e la fabbricazione di un prototipo di autoveicolo da presentare ad un mercato costituito da piloti non professionisti. Per questo il veicolo dovrà avere ottime prestazioni in termini di accelerazione, frenata, maneggevolezza, facilità di manutenzione, affidabilità ed un basso costo. Questo veicolo deve altresì permettere l'alloggiamento di piloti di statura compresa tra il 5° percentile femminile ed il 95° maschile. Inoltre il marketing del veicolo sarà facilitato da buone caratteristiche estetiche e di comfort. Le specifiche di produzione dovranno tener in conto la costruzione di 4 veicoli al giorno per una produzione limitata. Il costo del veicolo dovrà essere inferiore a 25000 dollari. La migliore vettura sarà quindi quella in grado di soddisfare al meglio tutte le caratteristiche sopra elencate.

1.2 Obiettivi della tesi e metodo di lavoro scelto

In questa tesi ci si è posti l'obiettivo di progettare un sistema di sospensioni rispondente alle specifiche di progetto imposte dal regolamento 2008 della Formula SAE, che fosse anche capace di rispettare le necessità di comfort, tenuta, stabilità, maneggevolezza, layout, costo e soprattutto guidabilità. Essendo impossibile ottimizzare contemporaneamente queste caratteristiche, è stata necessaria la ricerca di un compromesso. Questo è stato ottenuto tenendo costantemente in considerazione l'influenza di ogni singolo parametro costruttivo caratterizzante il sistema rispetto alle necessità di cui sopra. Data la mancanza del know-how dato da precedenti esperienze in Formula SAE, si sono mantenuti discreti margini di regolazione per alcuni dei parametri

caratterizzanti il sistema, così da ottimizzare il funzionamento del veicolo seguendo le indicazioni dei piloti che durante la manifestazione si sarebbero avvicendati alla guida.

Per sviluppare il sistema di sospensioni del veicolo da Formula SAE, è stato necessario fare un'analisi delle tipologie di sospensioni adottate dai migliori concorrenti delle edizioni precedenti, studiarne le caratteristiche e valutarne le scelte. Successivamente si è analizzato il regolamento e ci si è confrontati con i costruttori di veicoli da competizione così da definire le specifiche del progetto.

Si è quindi costruito un modello del sistema di sospensioni su foglio elettronico parametrizzandone la geometria per punti. Con questo è stato possibile studiare la variazione di alcuni dei parametri di specifica al variare della geometria del sistema. Una volta ottimizzata la geometria, questa si è utilizzata come base per costruire un modello multibody dettagliato del veicolo. Lavorando in parallelo su questi due modelli è stato possibile adeguare il sistema di sospensioni a tutte le specifiche fissate. Costruendo il modello CAD del sistema multibody, è stato possibile verificare se questa soluzione fosse compatibile con il layout del sistema e quindi se fossero presenti interferenze con gli altri sottosistemi presenti sul veicolo in condizioni stazionarie e di moto.

Dopo aver verificato a resistenza dei componenti principali del sistema nella condizione di carico più gravosa, si è proceduto alla realizzazione di tutti i particolari.

Capitolo 2

Analisi della cinematica di una sospensione e sua influenza sulla dinamica del veicolo

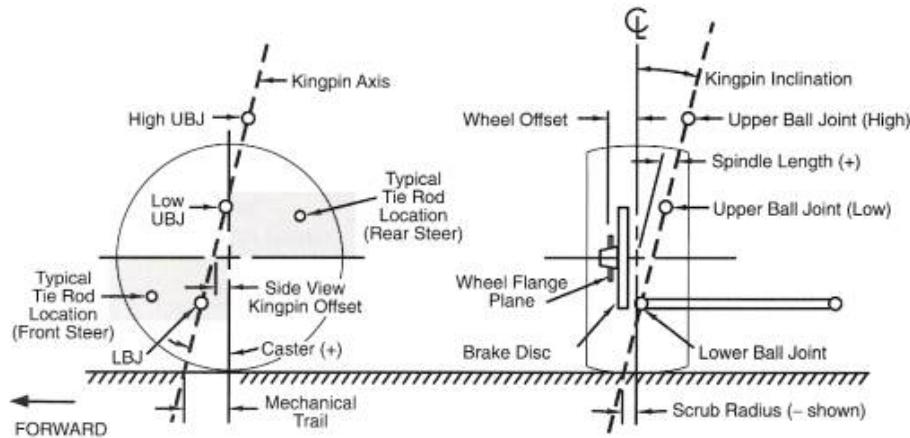
Per assetto dell'autoveicolo si intende la condizione geometrica di tutti gli organi che concorrono a determinare la posizione delle ruote in movimento sul terreno sia in rettilineo sia in curva. Tale assetto geometrico è controllabile solamente in condizioni statiche cioè a veicolo fermo, con le ruote in posizione diritta al senso di marcia ed in posizione di sterzata.

Quando il veicolo è in marcia, nelle condizioni più diverse di carico che si possono avere, intervengono molteplici forze, create dalla resistenza all'avanzamento, dalle forze inerziali in accelerazione, decelerazione ed in curva, che tendono a modificare l'assetto geometrico. Regolando l'assetto geometrico si tiene conto di queste variazioni per cui si viene ad avere un corretto equilibrio delle forze in funzione dei punti di applicazione di esse a veicolo in moto. Nella seguente trattazione ci riferiremo ad una sospensione a quadrilatero trasversale deformabile o quadrilatero articolato (double wishbone in letteratura anglosassone).

2.1 Asse di sterzo

Per la definizione dei parametri geometrici caratterizzanti l'asse di sterzo di un veicolo e degli effetti che ne derivano, ci si riferisce alla figura 2.1

Da questa si definiscono:

**Figura 2.1:** Geometria di sterzo

UBJ (Upper Ball Joint) Centro del giunto sferico del triangolo anteriore sinistro superiore lato ruota

LBJ (Lower Ball Joint) Centro del giunto sferico del triangolo anteriore sinistro inferiore lato ruota

Asse di sterzo come l'asse passante per i punti RASS e RASI

Caster come inclinazione asse di sterzo sul piano longitudinale (caster angle)

BTL o Avancorsa come distanza misurata a terra tra le proiezioni dell'asse di sterzo ed il centro ruota (caster trail)

BCRT come braccio a centro ruota dell'asse di sterzo sul piano longitudinale

Kingpin come inclinazione asse di sterzo sul piano trasversale

BTT come braccio a terra trasversale (scrub radius)

BCRT come braccio a centro ruota dell'asse di sterzo sul piano trasversale

Iniziamo ad esaminare gli effetti di tali parametri geometrici passandoli in rassegna uno ad uno.

AVANCORSA (caster trail) Se ipotizziamo di avere un avancorsa positivo, il prolungamento dell'asse di sterzo a terra, misurato sul piano longitudinale, cadrà davanti alla proiezione del centro ruota a terra. Schematizzando per semplicità che la forza scambiata tra ruota e terreno passi per il centro dell'impronta a terra, rimane evidente che a ruote sterzate si genera un mo-

mento intorno all'asse di sterzo che tende a riportare la ruota nella condizione di angolo di sterzo nullo.

Tale effetto è chiamato di autoallineamento e fa sì che il pilota, una volta innescata una manovra di sterzatura, senta una forza al volante che si oppone a tale perturbazione.

Con un avancorsa negativo, qualsiasi perturbazione esterna che portasse la ruota a girare attorno all'asse di sterzo, sarebbe automaticamente amplificata rendendo quindi il veicolo instabile.

Se l'avancorsa fosse nullo, il comportamento dello sterzo sarebbe neutro e quindi non verrebbe a generarsi nessun effetto di autoallineamento o disallineamento. Tale situazione non sarebbe accettabile per la stabilità del veicolo in rettilineo.

BRACCIO A TERRA TRASVERSALE (scrub radius) Lo scrub radius è definito positivo se il prolungamento dell'asse di sterzo, sul piano trasversale, cade all'interno della carreggiata del veicolo; negativo in caso contrario. Il braccio a terra negativo fa sì che esista costantemente, su entrambi gli assi di sterzo delle ruote, un momento che tende a far ruotare il pneumatico verso l'interno del veicolo, anche durante il moto rettilineo.

Si capisce quindi che, in caso di mancata aderenza di uno dei due pneumatici, tale momento tenderebbe a far girare le ruote verso quest'ultimo contrastando il momento di imbardata dovuto all'aderenza sul pneumatico opposto; effetto contrario nasce in caso di scrub radius positivo. Da notare che, durante il moto della sospensione, sia il caster trail che lo scrub radius, possono variare ed è necessario che non cambino il loro segno. In tal caso, infatti, si genererebbe un cambiamento di comportamento difficilmente prevedibile per il pilota che si trovasse a condurre il veicolo.

Angolo di Caster Tale angolo è positivo se la sua parallela passante per il centro ruota produce un avancorsa positivo. L'ampiezza dell'angolo di caster è in genere legata alla necessità di avere un avancorsa positivo.

L'effetto principale della presenza dell'angolo di caster, è sicuramente la differenza esistente tra la misura dell'avancorsa e quella dell'avancorsa normale che porta il veicolo ad essere sottoposto all'effetto del pompaggio.

Per comprendere tale effetto puramente cinematico, si pensi di bloccare le sospensioni del veicolo e di fissare la posizione del telaio. In tali condizio-

ni ruotando lo sterzo e tracciando la traiettoria del punto di contatto del pneumatico a terra nell'istante iniziale, si intuisce subito che la sua distanza rispetto al livello del suolo non è costante. Non potendo avvenire il distaccamento o la compenetrazione tra pneumatico ed asfalto, si produce un effetto di abbassamento e sollevamento del veicolo durante la sterzatura, chiamato appunto pomaggio.

Sia nel caso di avancorsa positivo che negativo, partendo dalla condizione con l'asse delle ruote perpendicolari al piano longitudinale, la rotazione delle ruote che porti ad un allontanamento dalla situazione iniziale, produce un abbassamento della cassa del veicolo, viceversa il contrario.

Angolo di Kingpin L'angolo di kingpin è l'angolo tra la proiezione dell'asse di sterzo sul piano trasversale e la perpendicolare a terra. Esso è positivo se la sua parallela passante per il centro dell'impronta del pneumatico a terra, si trova ad essere inclinata verso l'interno della vettura.

Gli stessi effetti dell'angolo di caster sono anche qui descrivibili qualora si pensi ad un asse di sterzo avente angolo di caster nullo, in presenza di angolo di kingpin.

Braccio a centro ruota longitudinale Il braccio a centro ruota longitudinale è la distanza misurata sul piano longitudinale tra il centro ruota e l'asse di sterzo. È positivo se il centro ruota si trova dietro l'asse di sterzo. In genere si cerca di annullare questo braccio attribuendo alla sua presenza l'effetto di pomaggio del semiasse, in realtà esso serve a ridurre il valore dell'angolo di caster a parità di avancorsa.

La sua presenza influenza però lo strisciamento del punto di contatto del pneumatico a terra in fase di sterzatura e quindi sia l'usura del pneumatico, sia l'aumento di forza necessaria per sterzare nelle manovre da fermo.

Un aspetto positivo della presenza di un braccio a terra longitudinale negativo, è l'effetto di aumentare il recupero di camber durante la sterzatura.

Braccio a centro ruota trasversale Il braccio a centro ruota trasversale è la distanza misurata sul piano trasversale tra il centro ruota e l'asse di sterzo. È positivo se il centro ruota si trova esternamente all'asse di sterzo rispetto al veicolo.

Il valore di tale braccio è legato alla necessità di ridurre il BTT e di avere

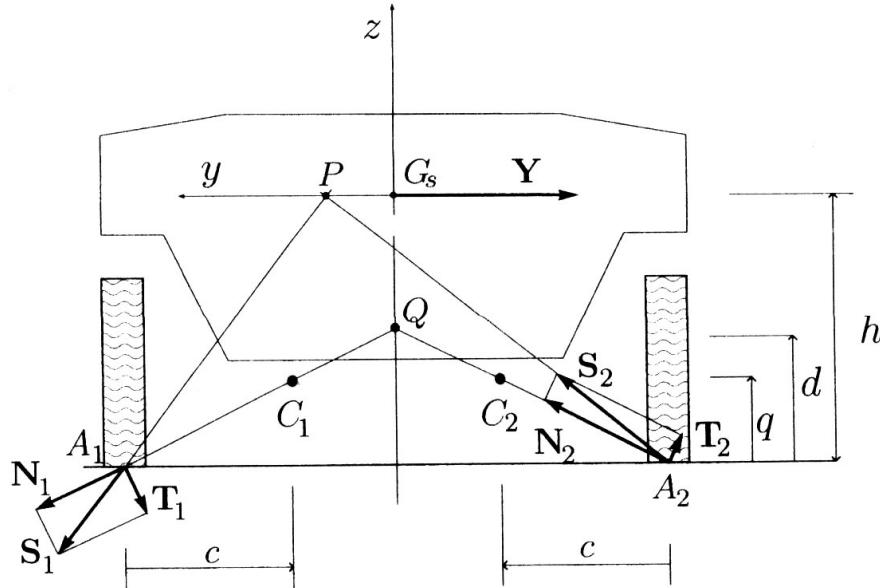


Figura 2.2: Centri istantanei di velocita

sufficiente spazio all'interno del cerchio ruota per l'alloggiamento del gruppo freni. La sua presenza influenza anche lo strisciamento del punto di contatto del pneumatico a terra in fase di sterzatura e quindi sia l'usura del pneumatico, sia l'aumento di forza necessaria per sterzare nelle manovre da fermo.

2.2 Centri di velocità

Per il moto delle sospensioni e dei braccetti, non si può parlare di centri di velocità in quanto il moto non è definito nel piano ma nello spazio. In questo caso infatti si parla di assi del mozzi. Per studiare il moto spaziale di una sospensione è però necessaria un analisi multibody strutturata non sempre di facile interpretazione fisica. Per questo si è assunto di studiare inizialmente il moto delle sospensioni come un moto piano prendendo in analisi le proiezioni dei punti sul piano trasversale contenente l'asse delle ruote.

I centri istantanei di velocità di interesse sono rappresentati in figura 2.2
Da questa si definiscono:

Centro istantaneo di velocità nel moto della sospensione C

Centro istantaneo di rollio Q

Altezza del centro di velocità nel moto della sospensione q

Altezza del centro di rollio d

Altezza del baricentro h

Iniziamo ad esaminare gli effetti di tali parametri geometrici analizzando la loro influenza sull'equilibrio del veicolo in curva.

Schematizzando, in curva si hanno almeno cinque fenomeni rilevanti per la dinamica del veicolo:

- rollio della cassa (body roll)
- sollevamento-abbassamento della cassa (suspension jacking)
- trasferimenti di carico (load transfer)
- variazione di angolo di camber delle ruote
- piccole sterzature delle ruote

Volendo studiare la configurazione di equilibrio in curva, si assume che il veicolo si muova con velocità costante su di un percorso circolare con raggio fisso. Si assuma che in curva le sospensioni subiscano piccoli spostamenti e che la deformazione radiale dei pneumatici sia trascurabile.

Così facendo le equazioni di equilibrio possono essere scritte nella configurazione indeformata, ovvero in condizioni di assetto statico.

Studiando una configurazione di regime, le forze degli ammortizzatori non hanno effetti, mentre le reazioni delle molle vengono linearizzate rispetto alle coordinate utilizzate.

Sempre per semplificare il modello, si assuma che il baricentro sia posto a metà distanza tra gli assali e che le carreggiate anteriori e posteriori siano uguali.

Come ultima ipotesi, si pensi che la configurazione geometrica del sistema di sospensioni anteriore e posteriore sia identico e che quindi le altezze dei CIR e CIV di ogni assale siano identiche. In questo modo ci si può concentrare su di un solo assale e mettere in luce alcune delle principali problematiche legate alla progettazione delle sospensioni.

Indipendentemente dal tipo di sospensione adottato, ci si riferisca alla figura 2.3 Per simulare la marcia in curva si applica al baricentro della massa sospesa

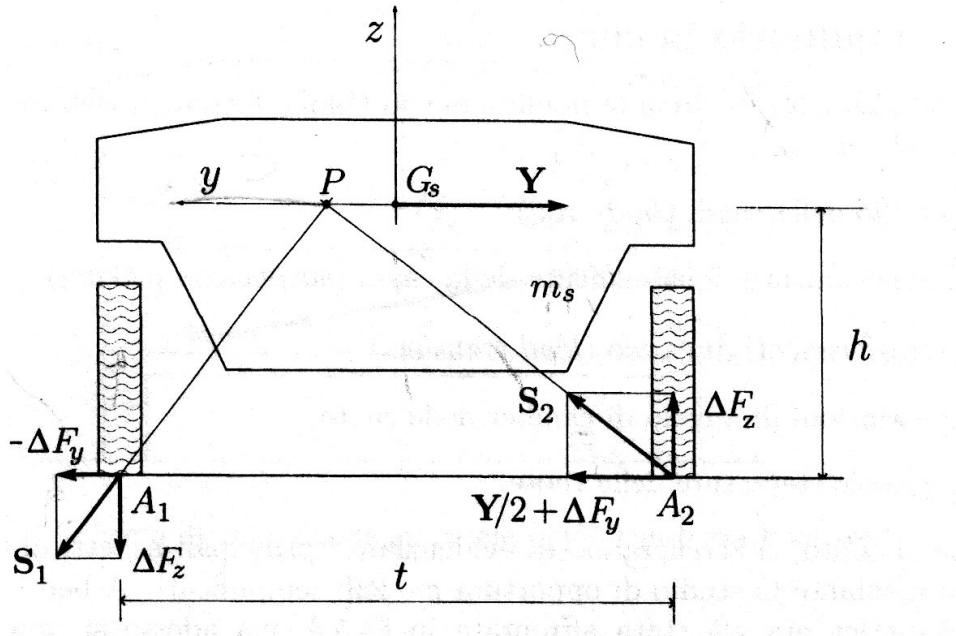


Figura 2.3: Centro di rollio

del modello una forza inerziale Y diretta nel verso opposto alla curva che ci troviamo ad affrontare, e si trascuri l'entità della massa non sospesa.

Per bilanciare il momento dovuto alla presenza della forza inerziale, si ha la nascita di una variazione di forza verticale scambiata tra gli pneumatici e l'asfalto, mentre per l'equilibrio laterale, la somma delle forze scambiate tra pneumatici e strada nella stessa direzione dovrà essere di pari valore e verso opposto.

Si hanno quindi le seguenti equazioni di equilibrio:

$$\Delta F_z = Y \frac{h}{t} \quad (2.1)$$

$$Y = f(\alpha, (F_z/2) + \Delta F_z) + f(\alpha, (F_z/2) - \Delta F_z) \quad (2.2)$$

Ove si è indicato con α l'angolo di deriva dei pneumatici e con $f(\dots)$ la relazione costitutiva degli stessi generalizzata.

Graficamente si osserva che la risultante delle forze scambiate tra pneumatici e terreno dovrà avere punto di applicazione P sulla retta parallela ad Y e passante per G_s . In generale P e G_s non coincidono a causa della presenza di

ΔF_y .

Passando adesso all'analisi degli effetti in curva, ci si riferisca nuovamente alla figura 2.2 ove si è indicato con C1 e C2 i centri di istantanea rotazione della ruota interna ed esterna alla curva rispetto alla cassa. La loro effettiva posizione è determinata dalla geometria delle sospensioni.

In base al principio dei lavori virtuali lo spostamento del mozzo di ciascuna ruota rispetto alla cassa è tanto maggiore quanto più grande è il momento delle forze S1 e S2 rispetto a C1 e C2. Scomponento infatti Si in Ti ed Ni, con Ni passante per Ci, come illustrato in figura, ci si accorge subito che quest'ultime siano supportate dai braccetti delle sospensioni, mentre le Ti sono le uniche responsabili dell'abbassamento e sollevamento della cassa rispetto al terreno. Ciò è confermato dal fatto che le forze Ni sono perpendicolari agli spostamenti virtuali e per ciò non compiono lavoro, mentre le Ti sono parallele e devono essere equilibrate dall'intervento delle molle. Per questi motivi si tende a montare gli elementi elastici in modo che il punto di applicazione delle forze delle molle sui braccetti abbiano un grande braccio rispetto a Ci.

Andando adesso a scrivere l'equilibrio a momento delle forze Si rispetto a Ci, si ottengono le seguenti equazioni:

$$M_1 = \left(\frac{Y}{2} - \Delta F_y \right) q - \Delta F_z c = \left(\frac{Y}{2} q - \Delta F_z c \right) - \Delta F_y q \quad (2.3)$$

$$M_2 = \left(\frac{Y}{2} + \Delta F_y \right) q - \Delta F_z c = \left(\frac{Y}{2} q - \Delta F_z c \right) + \Delta F_y q \quad (2.4)$$

Scomponendo M1 ed M2 secondo le componenti Mr ed Ms così definite si ottiene:

$$M_R = \Delta F_z c - \frac{Y}{2} q \quad (2.5)$$

$$M_S = \Delta F_y q \quad (2.6)$$

da cui

$$M_1 = -M_R - M_S \quad (2.7)$$

$$M_2 = -M_R + M_S \quad (2.8)$$

Da questa formulazione si evince che i due momenti M_1 ed M_2 hanno una componente avente lo stesso segno pari ad M_R responsabile del rollio della cassa (body roll) e chiamata appunto componente dei momenti rollanti della cassa, ed una componente di segno opposto responsabile della chiusura

delle sospensioni intorno alla cassa come un coltello a serramanico (jack knife) e appunto chiamata componente dei momenti non rollanti della cassa. Quest'ultimo effetto viene chiamato suspension jacking.

L'intersezione delle due rette per A1 e C1 e per A2 e C2 individuano il punto Q sulla mezziera del veicolo qualora si supponga la simmetria nella configurazione considerata. Per costruzione quindi vale la seguente relazione geometrica

$$\frac{q}{c} = \frac{d}{t/2} \quad (2.9)$$

Da questa uguaglianza ne discende che per non avere rollio occorrerebbe che l'altezza d dovrebbe coincidere con l'altezza del baricentro della massa sospesa, mentre per non avere jacking, dovrebbe giacere sul piano stradale.

Q viene indicato in letteratura come centro di rollio, ma tale concetto è spesso preso in considerazione a sproposito. La definizione di centro di rollio nel documento SAEJ670e, Vehicle Dynamics Terminology è così espresso the point in the transverse vertical plane through any pair of wheel centers at which lateral force may be applied to the sprung mass without producing suspension roll.

Tale definizione però determina unicamente l'altezza q del centro di rollio e non ne fissa la posizione. Inoltre si basa su concetti di statica e non prevede la deformazione ne dei pneumatici, ne della sospensione.

Riassumendo si evidenzia come l'altezza del centro di rollio determini l'entità del rollio della cassa attraverso la sua distanza dal baricentro, e l'entità dell'effetto di jacking attraverso la sua distanza dal suolo. In particolare con

- $d > h$
 - moto di rotazione della cassa invertito (tipo motociclo)
 - effetto di jacking rilevante
- $d = h$
 - rollio della cassa nullo
 - jacking rilevante
- $0 < d < h$

- soluzione di compromesso
- $d=0$
 - rollio della cassa rilevante
 - jacking nullo
- $d<0$
 - Rollio della cassa elevato
 - jacking invertito

L'altezza dei centri di rollio anteriore e posteriore di, assieme alle relative rigidezze a rollio $K_{\phi i}$, alle carreggiate t_i ed ai semipassi a_i , influenzano il trasferimento di carico per ogni assale (figura 2.4) secondo le seguenti relazioni:

$$\Delta F_{z1} = \frac{1}{t_1} \left(\frac{a_2}{l} d_1 + \frac{K_{\phi 1}}{K_{\phi}} (h - d) \right) Y = \sigma_1 Y \quad (2.10)$$

$$\Delta F_{z2} = \frac{1}{t_2} \left(\frac{a_1}{l} d_2 + \frac{K_{\phi 2}}{K_{\phi}} (h - d) \right) Y = \sigma_2 Y \quad (2.11)$$

In queste il primo termine tra parentesi è legato all'altezza del centro di rollio dell'assale ed alla lunghezza del semipasso opposto, mentre il secondo termine è legato al rapporto tra le rigidezze dell'assale e quella totale per la differenza di quota verticale intercorrente tra il baricentro e l'asse di rollio misurato sotto di esso.

Il primo dei due termini rappresenta appunto la quota di trasferimento di carico che interessa i bracci ed è lineare con l'altezza del centro di rollio di quell'assale così come il momento M_s che genera il sollevamento della cassa e quindi l'effetto di jacking. Il secondo termine invece rappresenta la porzione di trasferimento di carico che interessa le sospensioni ed è lineare con $(h-d)$ così come il momento M_r che genera il rollio della cassa.

Con queste considerazioni si possono rianalizzare le possibili posizioni di d rispetto ad h :

- $d>h$
 - moto di rotazione della cassa invertito (tipo motociclo)

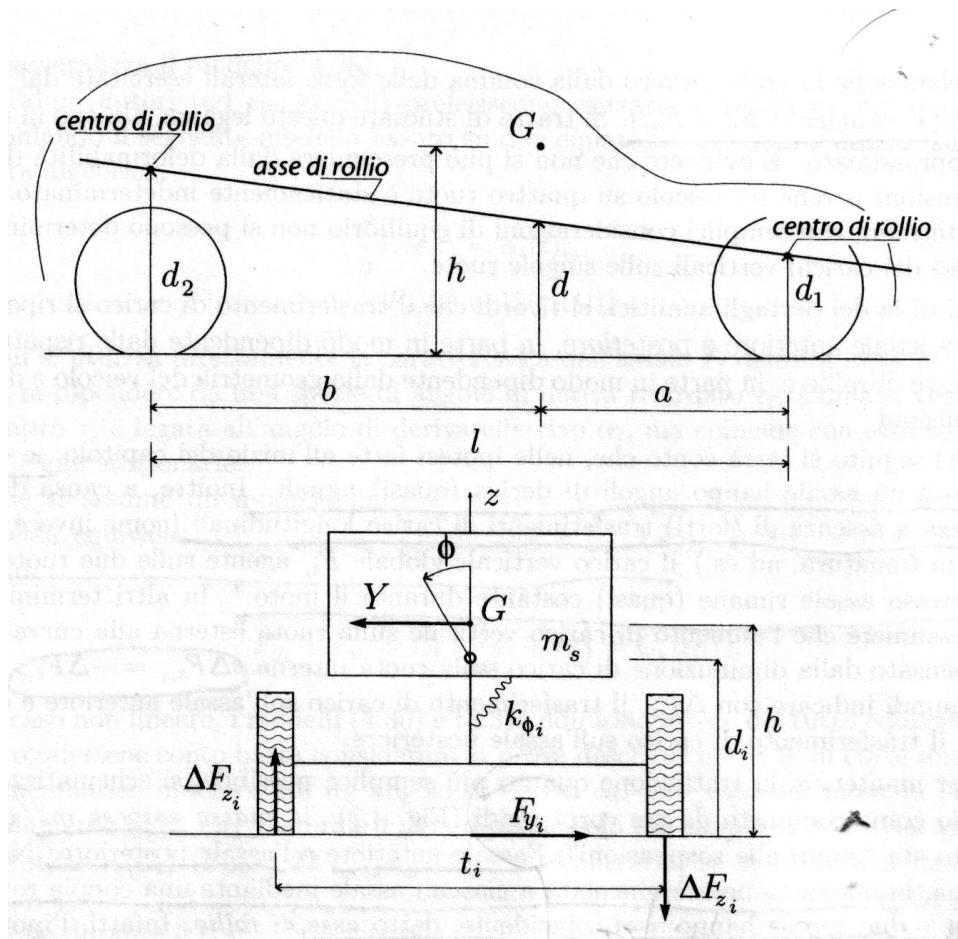


Figura 2.4: Centro di rollio vista longitudinale

- effetto di jacking elevato
- trasferimento di carico demandato ai braccetti, elevato
- trasferimento di carico demandato alle sospensioni, di segno invertito
- $d=h$
 - rollio della cassa null
 - jacking rilevante
 - trasferimento di carico unicamente demandato ai braccetti
- $0 < d < h$

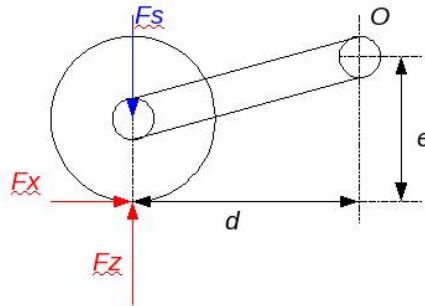


Figura 2.5: Geometria antidive.

- soluzione di compromesso
- $d=0$
 - rollio della cassa rilevante
 - jacking nullo
 - trasferimento di carico demandato alle sole sospensioni
- $d<0$
 - Rollio della cassa elevato
 - jacking invertito
 - trasferimento di carico demandato alle sospensioni elevato
 - trasferimento di carico demandato ai braccetti, di segno invertito

In questo ultimo caso il segno di M_s si inverte così come l'effetto di jacking con conseguente effetto di apertura delle sospensioni (il veicolo si schiaccia a terra) e ciò porta a far sì che a parità di ΔF_z , le sospensioni si trovino a dover sopportare un aggravio di carico.

2.3 Centro di beccheggio

Per poter analizzare il comportamento del veicolo in accelerazione e decelerazione, è necessario fare un modello piano che preveda la simmetria geometrica

rispetto al piano longitudinale e l'equivalenza delle caratteristiche di rigidezza delle sospensioni di uno stesso assale.

Andando quindi ad analizzare la sospensione anteriore (figura 2.5), questa avrà un centro di moto nel punto O, la cui posizione dipende dalla geometria dei bracci di collegamento. I carichi agenti sulla sospensione sono riportati nella figura seguente e sono rispettivamente un carico verticale F_Z , la forza elastica della sospensione, di cui è rappresentata la corrispondente forza ridotta al centro ruota F_S e le reazioni esercitate dai bracci, che possono essere ridotte a due componenti di forza nel piano, applicate in O (non rappresentate in figura).

Si osserva che gli elementi elastici della sospensione esercitano una reazione che in generale ha sia una componente verticale che una orizzontale.

Scrivendo le equazioni di equilibrio alla rotazione rispetto al punto O, si ottiene la seguente relazione:

$$F_Z d_F X e_{ant} F_S d_{ant} = 0 \quad (2.12)$$

Si possono inoltre scrivere le seguenti relazioni:

$$F_Z = F_{Z_0} + Ma_X * \frac{h}{L} \quad (2.13)$$

ove M è la massa del veicolo, mentre h e L rappresentano la altezza del baricentro ed il passo del veicolo; inoltre:

$$F_X = Ma_x \quad (2.14)$$

$$F_S = F_{S_0} + F_S \quad (2.15)$$

che esprimono lequilibrio in direzione longitudinale e il carico della sospensione come il carico statico più una variazione conseguente alla presenza di F_X .

Sostituendo, considerato inoltre che $F_{X0} = F_{Z0}$, si ottiene:

$$Ma_x(h/L - e_{ant}/d_{ant}) - F_S = 0 \quad (2.16)$$

La precedente relazione può essere espressa nel modo seguente, esprimendo la variazione di carico della sospensione come il prodotto della rigidezza al

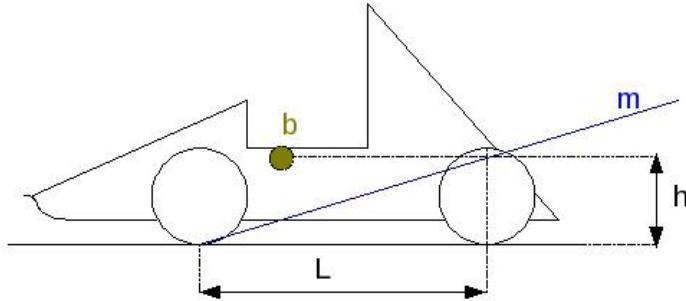


Figura 2.6: Antidive.

centro ruota per laffondamento a :

$$F_S = K_{CR_{ant}} a = M a_x \left(\frac{h}{L} - e_{ant}/d_{ant} \right) \quad (2.17)$$

ovvero:

$$a = (M a_x / K_{CR_{ant}}) \left(\frac{h}{L} - e_{ant}/d_{ant} \right) \quad (2.18)$$

A questo punto è evidente che se si vuole annullare laffondamento della sospensione, è necessario annullare il termine in parentesi. Per questo scopo, il centro di moto della sospensione deve trovarsi sulla retta m riportata nella figura 2.6, i cui punti soddisfano la relazione:

$$e_{ant}/d_{ant} = \frac{h}{L} \quad (2.19)$$

Si definisce quindi la percentuale di antidive del veicolo come il rapporto a 100 tra la pendenza della retta passante per O nel caso reale e nel caso in cui si verifica la relazione precedente.

Stesso ragionamento seguito per la geometria antidive, si può riportare alla sospensione posteriore ove però si parla di geometria antisquat.

Qualora il veicolo acceleri, si calcola dapprima il sollevamento della sospensione anteriore. In questo caso le uniche azioni agenti sulla sospensione sono il carico verticale e la reazione elastica, di cui consideriamo anche in questo

caso la sua componente ridotta al centro ruota. Si ricava immediatamente:

$$a = (Ma_x/K_{CR_{ant}}) \left(\frac{h}{L} \right) \quad (2.20)$$

I carichi agenti sulla sospensione posteriore sono rispettivamente un carico verticale F_z , il carico di trazione F_x , la forza elastica della sospensione ridotta al centro ruota F_s e le reazioni esercitate dai bracci.

Seguendo lo stesso ragionamento di cui sopra, si ricava lo spostamento della sospensione posteriore p :

$$p = (Ma_x/K_{CR_{pos}}) \left(\frac{h}{L} - e_{pos}/d_{pos} \right) \quad (2.21)$$

Noti i moti verticali delle sospensioni anteriore e posteriore, si può quindi calcolare l'espressione del beccheggio:

$$p - a = Ma_x/L[(1/K_{CR_{pos}})(\frac{h}{L} - e_{pos}/d_{pos}) + (1/K_{CR_{ant}})\frac{h}{L}] \quad (2.22)$$

Quindi per avere un sistema antibeccheggio in accelerazione è necessario annullare il termine in parentesi dell'espressione precedente; per ottenere ciò è necessario che la sospensione posteriore si distenda di una quantità esattamente uguale alla distensione della sospensione anteriore; in fase di accelerazione si avrebbe quindi un moto di puro scuotimento del veicolo. Dalla relazione precedente si ottiene che tale condizione implica:

$$\frac{h}{L}[1 + (K_{CR_{pos}}/K_{CR_{ant}})] - e_{pos}/d_{pos} = 0 \quad (2.23)$$

In questo caso si parla di angolo anti-lift per la sospensione anteriore. Questo è l'angolo compreso tra il piano orizzontale e la retta congiungente il centro ruota con in punto O.

Nel caso di decelerazione, avremo

$$a = (Ma_x/K_{CR_{ant}}) \left(\frac{h}{L} - e_{ant}/d_{ant} \right) \quad (2.24)$$

$$p = (Ma_x/K_{CR_{pos}}) \left(\frac{h}{L} - e_{pos}/d_{pos} \right) \quad (2.25)$$

$$p - a = Ma_x/L[(1/K_{CR_{pos}})\frac{h}{L} + (1/K_{CR_{ant}})(\frac{h}{L} - e_{ant}/d_{ant})] \quad (2.26)$$

Quindi per avere un sistema antibeccheggio in decelerazione anche qui è

necessario annullare il termine in parentesi dell'espressione precedente; in fase di decelerazione si avrebbe quindi un moto di puro scuotimento del veicolo. Dalla relazione precedente si ottiene che tale condizione implica:

$$\frac{h}{L} [1 + (K_{CR_{ant}}/K_{CR_{pos}})] - e_{ant}/d_{ant} = 0 \quad (2.27)$$

2.4 Punti caratteristici per la sterzatura

Lo scopo principale di un sistema di sterzo è quello di permettere il cambiamento di direzione di un veicolo realizzando una funzione di trasferimento gradevole e precisa tra l'angolo di sterzo imposto dal conducente e la variazione di traiettoria del veicolo; affinché sia gradevole la sterzatura deve essere fluida e non devono essere trasmessi urti e vibrazioni dal volante al guidatore, mentre per ottenere la necessaria precisione i vari organi del sistema devono avere una adeguata rigidezza e i giochi devono essere il più possibile ridotti; queste due esigenze sono quindi in contrasto.

Altri requisiti basilari che un sistema di sterzo deve possedere sono i seguenti:

- stabilità, nel senso che le ruote direzionali devono avere la tendenza a raddrizzarsi spontaneamente una volta cessata laazione sterzante;
- reversibilità: riferendosi al punto precedente, il volante deve essere in grado di seguire le ruote durante il loro moto di ritorno;
- feedback: il sistema deve essere in grado di fornire al guidatore un ritorno sullo stato di moto del veicolo attraverso il volante;
- costanza di direzione: è necessario tener conto delle effetti del moto delle sospensioni perché l'orientamento delle ruote direzionali non deve essere alterato dal loro moto, in modo da alterare significativamente le condizioni di moto;
- sforzi al volante limitati: durante le manovre deve essere richiesto uno sforzo fisico limitato, facilmente esercitabile da una persona qualunque.

In questo capitolo ci si riferirà soprattutto al problema del bump-steer, ovvero alla variazione delle caratteristiche di sterzatura del veicolo durante il moto relativo della cassa rispetto agli pneumatici.

La variazione della convergenza durante il moto della cassa è unicamente

determinato dalla posizione delle estremità dei tiranti di sterzo e dei braccetti di convergenza al posteriore. In prima analisi si potrebbe pensare di poter sfruttare il bump-steer ad esempio sull'assale posteriore, al fine di creare un effetto sterzante delle ruote posteriori in curva. Questo è generalmente sconsigliabile in quanto tale sterzatura indotta non sarebbe controllabile dal pilota. Anche sull'assale anteriore si tende a minimizzare il bump-steer in quanto non sarebbe il pilota a controllare pienamente il veicolo. Pensando infatti ad una manovra in curva, la prima fase, ovvero quella di inserimento, è sottoposta ad un transitorio durante il quale le forze che gli pneumatici scambiano con la strada, sono variabili, così come la condizione geometrica entro la quale si trova a lavorare il veicolo. In questa fase il pilota si trova a correggere continuamente la posizione dello sterzo per indirizzare il veicolo secondo la traiettoria scelta. Tale condizione di transitorio non sarebbe certamente agevolata dalla variazione incontrollata degli angoli dei pneumatici. In conseguenza a questo, l'obiettivo principale per la cinematica del sistema di sterzo è la minor variazione possibile della convergenza in bump.

Per comprendere gli effetti della posizione degli estremi dei tiranti dei braccetti di sterzo, si osservino le figure seguenti: E' evidente che la posizione degli attacchi dei tiranti di sterzo per l'assale anteriore e di convergenza per quello posteriore, sono determinanti al fine di minimizzare l'effetto della variazione di convergenza in bump.

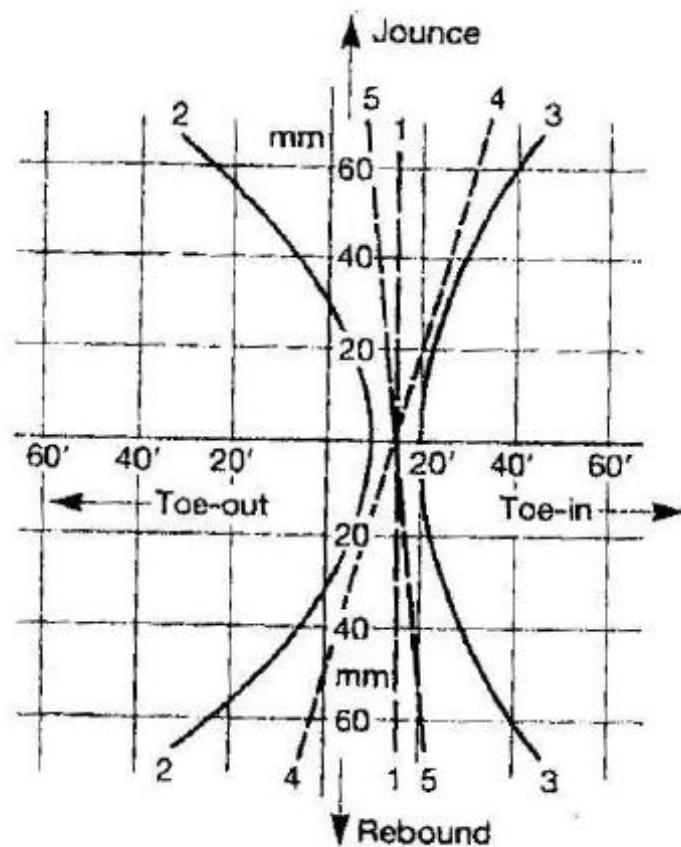


Figura 2.7: Bump-steer.

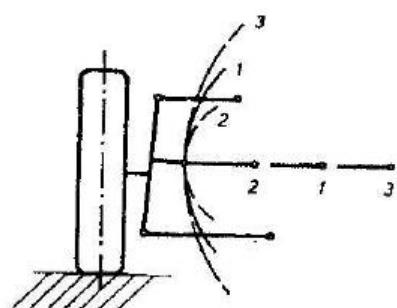


Figura 2.8: Bump-steer al variare della lunghezza del tirante.

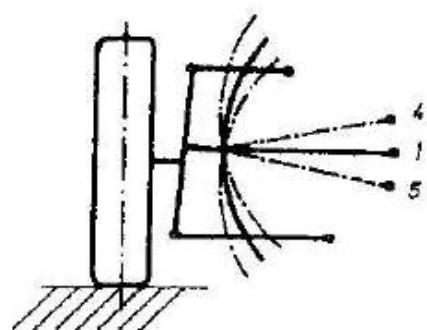


Figura 2.9: Bump-steer al variare della posizione del tirante.

Capitolo 3

Regolamento

3.1 Regolamento settore sospensioni

Di seguito viene descritto il regolamento Formula SAE 2008 segnatamente al settore sospensioni, riportando fra parentesi il capitolo di riferimento del testo ufficiale.

Il regolamento prevede di verificare il rispetto delle condizioni e delle restrizioni qui elencate attraverso un'ispezione tecnica del veicolo . Se qualcuno di questi accorgimenti non è rispettato, si correggerà il parametro ed il veicolo sarà nuovamente ispezionato prima di ottenere l'accesso alle prove dinamiche.

Requisiti generali di disegno (SAE 3.1)

Aperture (SAE 3.1.1) Non devono essere presenti aperture intorno al corpo del pilota, dall'iizio del veicolo fino al main-hoop o al firewall se non l'aperture per l'uscita del pilota.

Passo (SAE 3.1.2) Il passo del veicolo non potrà essere inferiore a 1525mm.

Questo è la distanza tra i punti di contatto delle ruote anteriori e posteriori a terra misurata con gli assi delle ruote parallele. Le ruote non possono essere disposte in linea retta.

Carreggiata (SAE 3.1.3) Le carreggiate anteriore e posteriore, devono essere tali per cui la minore non può essere meno del 75 % della maggiore.

Visibilità - Accessibilità (SAE 3.1.4) Tutti gli oggetti sottoposti a controllo da parte degli ispettori, devono essere visibili o accessibili tramite pannelli rimovibili.

Regole per il telaio (SAE 3.2)

Sospensioni (SAE 3.2.1) Il veicolo deve essere equipaggiato da un sistema di sospensioni completo con finecorsa di compressione ed estensione. La corsa utile delle ruote non deve essere minore di 50,8mm dei quali 25,4mm in estensione e 25,4mm in compressione.

I giudici si riservano di non ammettere agli eventi le vetture che non rispettano queste caratteristiche e che non si rivelino comunque appropriate per il circuito di autocross.

Tutti i punti di montaggio devono essere visibili direttamente o tramite pannelli rimovibili.

Suolo (SAE 3.2.3) La distanza dal suolo deve essere tale da prevenire qualsiasi contatto (ad esclusione degli pneumatici) durante tutte le manifestazioni.

In condizioni statiche e con pilota a bordo, non deve essere minore di 25,4mm sotto ogni punto del veicolo.

Ruote e Pneumatici (SAE 3.2.3)

Ruote (SAE 3.2.3.1) La dimensione delle ruote non può eccedere 203,2mm diametralmente. Qualsiasi sistema di montaggio ruota che preveda un unico dado, deve prevedere anche un sistema di bloccaggio che mantenga il dado e la ruota qualora il dado si allenti.

Gomme (SAE 3.2.3.2) I veicoli possono avere 2 tipi di gomme:

- Gomme da asciutto
 - possono essere slicks o scolpite;
 - possono avere qualsiasi dimensione;
- Gomme da bagnato

- possono essere di qualsiasi dimensione;
- devono essere scolpite o scanlate;
- la scolpitura deve essere eseguita dal costruttore o da un suo tecnico. Ogni taglio deve avere un documento tecnico in accordo con questa regola;
- ci deve essere una scanalatura minima di 2,4mm di profondità;

N.B.:

- I tagli a mano sono proibiti
- I pneumatici non possono essere cambiati durante i controlli dei giudici;
- Non sono ammessi dispositivi per il riscaldamento degli pneumatici;
- Non sono applicabili sistemi di miglioramento delle prestazioni dopo l'inizio dei controlli da parte dei giudici;

Sterzo (SAE 3.2.4) Il meccanismo di sterzo deve comandare almeno due ruote. Devono essere previsti dei dispositivi attivi di fermo che prevengano il bloccaggio dei tiranti di sterzo (l'inversione dei dispositivi di collegamento). Gli stops possono essere posti alle estremità della cremagliera e devono prevenire i pneumatici e le ruote dal contatto con qualsiasi parte del telaio durante tutti gli eventi sul tracciato.

Il gioco massimo permesso è di 7° misurato al volante.

Sono permessi sistemi di sterzatura delle ruote posteriori purchè tale massima rotazione non ecceda i 3°. In questo caso dovrà essere previsto il collegamento meccanico col sistema di sterzo delle ruote anteriori.

Drive by wire non è permesso.

Volante (SAE 3.4.6)

Forma (SAE 3.4.6.1) Il volante deve essere di perimetro continuo, circolare o ovale. Forme ad H, 8 o a ruota tagliata non sono ammesse.

Disconnessione (SAE 3.4.6.1) Il volante deve poter essere disconnesso a partire dalla normale posizione di guida.

Uscita del pilota (SAE 3.4.7) Il pilota deve poter abbandonare l'abitacolo in non più di 5 secondi, partendo dalla normale posizione di guida, con le mani sul volante (connesso al sistema di sterzo), con le cinture allacciate, fino a quando non ha toccato con entrambi i piedi il pavimento.

Stabilità a ribaltamento(SAE 3.4.8) La carreggiata del veicolo deve essere sufficiente a garantire la stabilità al ribaltamento.

Tilt table (SAE 3.4.8.1) Il veicolo viene posto su di una piattaforma inclinabile che raggiunge i 60° di rotazione da entrambi i lati. Ciò corrisponde ad una accelerazione laterale pari a 1,7g. Con il pilota più alto, nella normale posizione di guida, il veicolo non si deve ribaltare.

Protezione gambe pilota(SAE 3.4.14) Per proteggere le gambe del pilota da componenti mobili o taglienti, lo spazio compreso tra il front-hoop fino a 100mm davanti ai pedali, deve essere schermato con materiale solido. Questi componenti includono, ma non sono limitati a: molle, ammortizzatori, rockers, barre antirollio, aste di sterzo, articolazioni di sterzo.
Le eventuali pannellature devono poter essere rimosse per consentire l'ispezione.

Collegamenti filettati (SAE 3.7.2) Tutti i collegamenti e giunzioni utilizzati nello sterzo, freni, sistemi di sospensione e telaio devono essere al minimo di grado SAE 5, metrico 8.8 e/o AN/MS specifica.

Sicurezza (SAE 3.7.2.2) Tutti i collegamenti di cui sopra devono essere resi sicuri al distaccamento accidentale usando meccanismi di bloccaggio attivi opportuni. Questi sincludono:

- Legatura con filo di sicurezza (safety wiring)
- Copiglie (Cotter pins)
- Dadi autobloccanti in nylon (Nylon lock nuts)
- Dadi autobloccanti in acciaio (Prevaling torque lock nuts)

N.B. rondelle o rosette (lock washer) e frenafiletti (thread locking compounds) non sono considerati dispositivi di sicurezza. Per ogni collegamento filettato

devono essere presenti due filetti completi fuori da ogni dado. Ogni rod-ends e giunti sferici, devono essere bloccati da due lati o catturati da un bullone avente una rondella di diametro esterno più grande del diametro interno della sede della sfera. Tutti i rod-ends regolabili devono avere un controdado per prevenirne la perdita.

Modifiche e riparazioni (SAE 3.7.3) Una volta che il veicolo è stato approvato per competere agli eventi dinamici, le uniche modifichemesse sono:

- b) Regolazione dei freni;
- f) Regolazione delle sospensioni la dove non si necessita la sostituzione delle parti (eccetto molle, parti per la regolazione della barra a rollio possono essere cambiati);
- g) Pressione delle gomme;
- i) Ripristino dei fluidi;
- j) Cambio pneumatici e ruote o pasticche dell'impianto frenante.

Il veicolo dovrà comunque mantenere tutte le specifiche durante la competizione.

(C) Dopo qualsiasi danneggiamento che richieda riparazioni o sostituzioni, il veicolo dovrà superare nuovamente il controllo da parte dei giudici.

Gas compressi, recipienti in pressione e linee di collegamento (SAE 3.7.4) Tutti i dispositivi che utilizzano gas compresso come sistema di attuazione, devono sottostare alle seguenti specifiche:

- a) I gas non devono essere esplosivi o infiammabili;
- b) Il contenitore del gas deve essere costruito dal fornitore, disegnato per la pressione utilizzata o certificato da un ente o laboratorio di certificazione nel paese di costruzione. Deve esservi presente e leggibile l'etichetta o la stampa appropriata;
- c) Il dispositivo per la regolazione della pressione deve essere montato direttamente sul contenitore del gas;

- d) Il contenitore del gas deve essere posizionato all'interno della parte strutturale del telaio;
- e) Il contenitore del gas deve essere fissato con sicurezza al telaio, motore o trasmissione;
- f) L'asse del contenitore del gas non deve puntare il pilota;
- g) Il contenitore del gas deve essere isolato da qualsiasi fonte di calore;
- h) La linea del gas ed i raccordi devono essere appropriati alla massima pressione possibile;
- i) Il contenitore ed i tubi devono essere protetti da danneggiamento in caso di ribaltamento.

Pompe e linee ad alta pressione (SAE 3.7.5) Il pilota e qualsiasi altra persona che si trovasse nelle vicinanze del veicolo, devono essere protetti dalle pompe idrauliche e dai tubi stessi (oltre a quelli dell'impianto frenante) da protezioni di acciaio o alluminio di spessore minimo di 1mm.

3.2 Eventi e descrizione dei tracciati

Eventi I veicoli vengono giudicati sulla base di una serie di gare, sia statiche che dinamiche, comprendenti ispezione tecnica, analisi dei costi, presentazione, disegno, prove di prestazione in solitario ed endurance. Ad ognuna di queste gare si attribuisce un punteggio che servirà a determinare le prestazioni del veicolo. Nelle equazioni di punteggio non vengono considerati i livelli di prestazione minima accettabile specificati dall'azienda committente. Di seguito la tabella di attribuzione dei punteggi massimi ottenibili per ciascun evento.

Descrizione dei tracciati Il comportamento di un veicolo può essere anche molto diverso al variare delle traiettorie percorse, della velocità di marcia e delle accelerazioni ad esso imposte. Inoltre ogni situazione di marcia, che sia una curva o rettilineo, prevede una particolare configurazione ottimale. Vien di conseguenza che se si vuole ottimizzare la prestazione, si devono necessariamente fare delle scelte di compromesso per i vari percorsi, comunque pesate sulla frequenza con la quale ogni singola configurazione di moto si

Evento	Punteggio
Gare statiche	325
Presentazione	75
Disegno	150
Analisi dei costi	100
Gare dinamiche	675
Accelerazione	75
Skid-pad	50
Autocross	150
Risparmio carburante	50
Endurance	350
Totale	1000

Tabella 3.1: punteggi

viene a ripetere durante larco della gara. Per questi motivi si riportano qui di seguito le prove dinamiche da affrontare e le relative caratteristiche.

Prova di accelerazione Questa è la prima prova che viene affrontata durante la seconda giornata di competizione e consiste nel partire da fermi ed accelerare al limite delladerenza, cercando di percorrere una distanza rettilinea di 75 m nel minor tempo possibile. In questa prova bisognerà preoccuparsi di far lavorare le ruote anteriori e posteriori in modo da offrire la minor resistenza allavanzamento; sicuramente è da evitare qualsiasi tipo di convergenza ed in misura minore, di camber.

Per offrire la massima aderenza possibile sulle ruote motrici, sarà necessario che il trasferimento di carico al posteriore, sia veloce e che le oscillazioni della forza a terra siano il più contenute possibili.

Skid-Pad La prova di Skid-Pad (Steering-pad) consiste nel percorrere due giri circolari di raggio dato, prima curvando in un senso, dopo nell'altro figura 3.1 Questa prova serve per testare il vero e proprio handling del veicolo, in quanto si tratta di una classica prova nella quale esso è praticamente sempre a regime. L'obiettivo per questo tipo di prova è quello di massimizzare l'accelerazione laterale e per questo è importante avere un buon inserimento in curva, una buona velocità di percorrenza ed una pronta risposta del veicolo

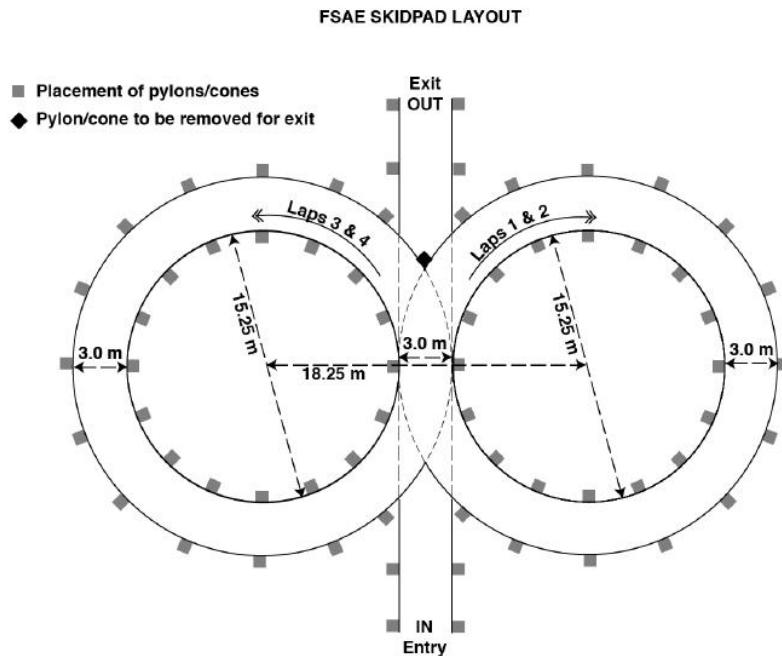


Figura 3.1: Skid-Pad

alle variazioni di traiettoria.. Ciò può esser fatto operando sulla convergenza e camber delle ruote e intervenendo eventualmente sulla legge di sterzatura, in modo da riuscire a far lavorare quanto più vicine alla condizione di massima tenuta tutte e quattro le ruote contemporaneamente. Naturalmente cè da stare attenti a non raggiungere la velocità critica (se esiste), rendendo il veicolo instabile in quella particolare situazione di moto. Vista la particolarità di questa prova, di cui si conosce con una certa precisione la traiettoria a raggio di curvatura costante, si è deciso di dedicarle una ottimizzazione particolare a parte, visto che anche in gara si ha la possibilità di intervenire sul settaggio della monoposto.

Autocross L'obiettivo di questa prova è quello di testare la maneggevolezza e le caratteristiche dinamiche della vettura in varie condizioni, quindi prevede una grande varietà di curve e rettilinei. Per ottenere un buon punteggio è necessario combinare una buona frenatura, una buona accelerazione ed una ottima tenuta in curva, in tutte le varietà presenti.

Si tratta comunque di una prova da eettuare a basse velocità medie, nell'ordine di 40-50 km/h; il che significa che, se si vuole avere una buona accelerazione laterale, bisogna che la vettura sia in grado di eettuare traiettorie anche di raggio relativamente piccolo.

Si riporta qui di seguito la composizione del tracciato della prova di Autocross.

- Rettilinei: Non più lunghi di 60 m con tornanti stretti agli estremi, oppure non più lunghi di 45 m con curve larghe agli estremi;
- Curve in appoggio: Da 23 m a 45 m di diametro;
- Tornanti stretti: Minimo 9 m di diametro esterno;
- Slalom: Birilli in linea retta spaziati da 7.62 m a 12.19 m;
- Varie: Chicane, curve multiple, curve a raggio decrescente, ecc... La minima larghezza del tracciato è 3.5 m.

Endurance, Fuel Economy Questa prova è in realtà l'unione di due prove e tra l'altro è sicuramente la prova più importante dell'evento, non a caso vengono assegnati ben 400 punti su 1000 disponibili.

Essa è volta a testare le caratteristiche dinamiche complessive del mezzo realizzato data la presenza di una grande varietà di curve e la lunghezza della prova (circa 22 km) ed il consumo di carburante.

Normalmente questa prova prevede una velocità media leggermente più alta di quella dell'Autocross: da 50 km/h a 60 km/h, con punte di anche 100 km/h.

- Rettilinei: Non più lunghi di 77 m con tornanti stretti agli estremi, oppure non più lunghi di 61 m con curve larghe agli estremi
- Curve in appoggio: Da 30 m a 54 m di diametro
- Tornanti stretti: Minimo 9 m di diametro esterno
- Slalom: Birilli in linea retta spaziati da 9 m a 15 m
- Varie: Chicane, curve multiple, curve a raggio decrescente, ecc... La minima larghezza del tracciato è 4.5 m

Capitolo 4

Analisi della concorrenza e specifiche di progetto

Nel presente capitolo si riportano le tipologie di sospensioni e le principali caratteristiche geometriche adottate da alcune tra le migliori vetture da Formula SAE nell'anno 2007.

Essendo il nostro primo anno di competizione e non avendo dati disponibili è stato necessario analizzare la concorrenza per poter fissare alcuni dei parametri geometrici principali per lo sviluppo del veicolo, in particolare i vincoli geometrici di interasse, carreggiata anteriore e posteriore, altezza da terra e tipologie di sospensioni adottate. E' stata fatta una stima della massa dei veicoli delle altre università e della distribuzione dei pesi (figure 4.1 4.2). Si sono raccolti articoli, documenti e data sheet delle varie vetture realizzando un database di tutti i dati ricavati. E' stata creata una classifica dei veicoli che hanno ottenuto punteggio maggiore nelle prove dinamiche in modo da selezionare i primi 10 migliori in pista. La figura 4.3 riassume la posizione ottenuta da ogni veicolo secondo il criterio di classifica suesposto, la manifestazione alla quale ha partecipato e il nominativo dell'università. La tabella 4.1 riassume i valori medi dei parametri analizzati pesati per il punteggio ottenuto da ogni veicolo. Questi valori sono stati utilizzati come valori geometrici di riferimento per il progetto del veicolo.

Analizzando i dati sulla tipologia di sospensioni adottate da queste vetture, la scelta cade univocamente sul sistema double wishbones in quanto tale geometria offre ottime caratteristiche di rigidezza e resistenza unitamente ad un basso peso. Inoltre tale sistema permette di ottenere ottime caratteristiche

Parametri	Misure
lunghezza	2900 mm
larghezza	1420 mm
altezza da terra	1550 mm
passo	1660 mm
carreggiata anteriore	1215 mm
carreggiata posteriore	1170 mm
massa con pilota	280 Kg
carico anteriore	46/100
carico posteriore	54/100

Tabella 4.1: Valori geometrici di riferimento

cinematiche ed ampie possibilità di regolazione.

Il sistema sospensivo vero e proprio è generalmente collegato tramite bilanciere, di seguito rocker, all'asta/puntone in modo da avere un sistema di tipo pull rod o push rod. Il sistema pull rod (figura 4.4) è formato da un'asta che collega il triangolo superiore al rocker e permette di avere basse sezioni dell'organo di collegamento, in quanto soggetto unicamente a trazione. Nella tipologia push-rod (figura 4.5) il collegamento è tra rocker e triangolo inferiore ed avviene tramite un puntone necessariamente verificato ad instabilità. Questo porta a sezioni più ampie e quindi a pesi maggiori.

Altra differenza tra le due tipologie di collegamento è l'alloggiamento dei gruppi ammortizzatori/molle: nel pull-rod con rinvio longitudinale sono sotto il veicolo e quindi è necessario alzare l'altezza da terra della parte interessata del veicolo o trovare spazio per l'alloggiamento (figura 4.6); nella tipologia push-rod si trovano sopra le gambe del pilota, per cui è possibile minimizzare l'altezza da terra del veicolo ma al tempo stesso la massa del gruppo sospensioni rimane più in alto (figura 4.7). In molte di queste soluzioni sono presenti le barre anti-rollio, generalmente collegate ai rockers, in parallelo alle molle.

La necessità di disaccoppiare le rigidezze a scuotimento/beccheggio con la rigidezza a rollio, con conseguente semplificazione del setup del veicolo, ha dato spazio all'avvento di soluzioni monoammortizzatore, nelle quali una unica unità sospensiva collegata ad entrambi i rockers soprassiede ai moti

CAPITOLO 4. ANALISI DELLA CONCORRENZA E SPECIFICHE DI PROGETTO34

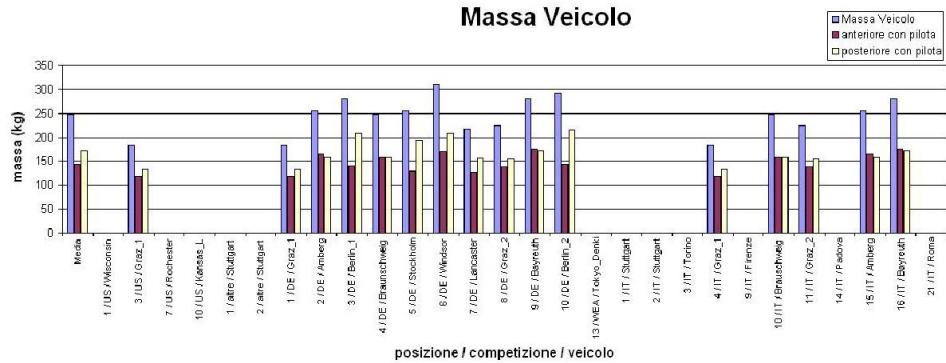


Figura 4.1: Massa.

di scuotimento e beccheggio, mentre una barra di torsione e uno smorzatore rotazionale di derivazione motociclistica soprassiedono al moto di rollio (figure 4.8, 4.9).

4.1 Indicazioni degli esperti Formula SAE

Sono state raccolte e lette con attenzione le indicazioni fornite da alcuni giudici sulla base delle loro esperienze precedenti in Formula SAE. Di seguito si riporta una sintesi di queste indicazioni in riferimento alla dinamica.

Parte frontale del veicolo Il veicolo da Formula SAE deve poter performare bene con buona velocità nelle curve strette. Quando il veicolo è in curva risulta critico il controllo del camber: va bene il recupero di camber quando la sospensione si comprime, ma si devono considerare gli effetti procurati sul camber dall'inclinazione dell'asse di sterzo (d'ora in poi definita SAI) e dall'avancorsa. Sulla ruota caricata in curva, l'aumento di SAI provoca una variazione positiva di camber, l'aumento di avancorsa provoca una variazione negativa di camber. Ne consegue che un buon disegno per la Formula SAE avrà grande avancorsa e piccola SAI. Grande avancorsa significa trasferimento diagonale del peso mentre il veicolo effettua una curva stretta o ogniqualvolta venga applicato un bloccasterzo. Nell'effettuare la curva, questo aumento di peso diagonale scarica la ruota interna posteriore, quindi un team che corre senza una trazione differenziale potrebbe accusare difficoltà di trazione. D'altra parte questo trasferimento di peso potrebbe scaricare la ruota interna

CAPITOLO 4. ANALISI DELLA CONCORRENZA E SPECIFICHE DI PROGETTO35

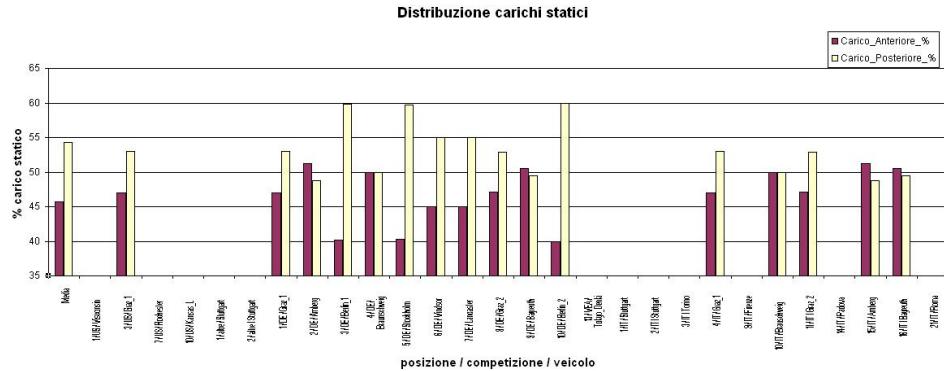


Figura 4.2: Distribuzione dei pesi.

posteriore di un tale grado che si potrebbe fare a meno del differenziale, come nei designs da go-kart. La sensazione di sterzata e il peso, che sono il risultato degli angoli di avancorsa, possono essere aggiustati intervenendo sul braccio a centro ruota longitudinale. Modificando quest'ultimo, si cambia il trasferimento trasversale del peso senza influenzare l'angolo di camber, consentendo al pilota di reagire meglio. Se è eccessivo lo stancherà rapidamente e in caso di contatto potrebbe anche ferirgli le mani (kickback), se invece è troppo limitato potrebbe rendere difficile al pilota il controllo della vettura per mancanza di sensibilità. Per ottimizzare la sensibilità dello sterzo è necessario un equilibrio tra il controbilanciamento della ruota e l'SAI. Si deve evitare il “Bump Steer” su tutto il percorso della sospensione, perciò quando si decide la posizione del rack (ad es. una geometria Ackerman), si deve controllare di evitare ogni effetto collaterale di bump steer. Una geometria di Ackerman positiva darà un aumento di convergenza negativa quando lo sterzo viene mosso dalla posizione avanti-dritto. La Ackerman negativa si vede solo in quelle auto utilizzate per percorrere a velocità altissime tipi di curve nelle quali è fondamentale la stabilità aerodinamica. Si potrebbe dire che i veicoli a bassa velocità su una pista stretta hanno bisogno di una Ackerman negativa. Ma non basta considerare quanta Ackerman serve: attenzione che la posizione del rack di sterzo altera l'effetto Ackerman, per questo alcuni teams regolano la loro convergenza negativa a seconda della curva attraverso una posizione del rack regolabile. Il camber su una vettura da Formula SAE non deve mai mostrare un positivo su una ruota carica in curva. I giudici tengono in considerazione questo effetto. Un pneumatico carico che ruota sul

CAPITOLO 4. ANALISI DELLA CONCORRENZA E SPECIFICHE DI PROGETTO36

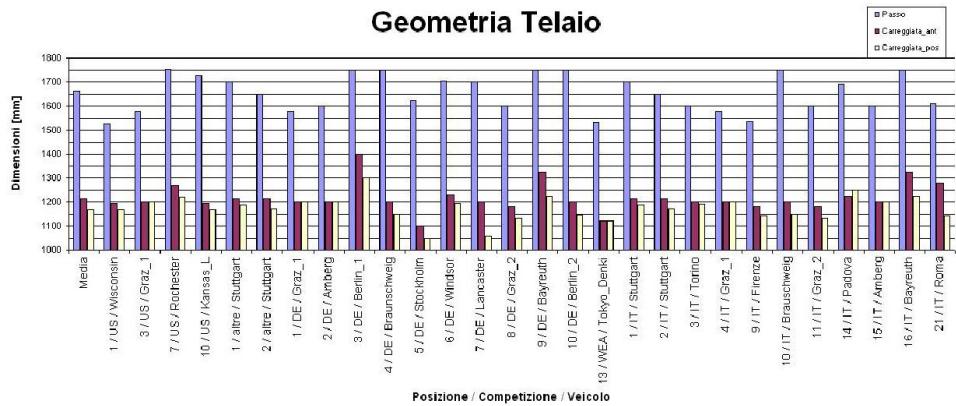


Figura 4.3: Dimensioni caratteristiche.

suo lato esterno non riduce solamente il grip, ma rovinerà anche la ruota. Un eccesso di camber negativo non è altrettanto dannoso. In genere i pneumatici radiali rispondono meglio a un camber negativo rispetto a quelli convenzionali, e sopportano meglio. I disegnatori devono considerare l'effetto di camber thrust (spinta di camber), che è la tendenza del pneumatico a muoversi verso l'angolo di camber positivo. Nelle auto che viaggiano prevalentemente diritto si deve prevedere di sistemare gli angoli di convergenza per ridurre le perdite di attrito, ma nell'auto da Formula SAE questo effetto si può anche ignorare. Una sospensione dura dalla geometria aggressiva anti-dive e anti-squat e con terza molla è vantaggiosa per auto nelle quali è fondamentale il controllo della piattaforma aerodinamica. Una sospensione più morbida è più adattabile al veicolo da Formula SAE e può esaltare il grip meccanico mentre gli angoli delle ruote sono sotto controllo. Un dive eccessivo in frenata può essere modulato con una terza molla o un fine corsa in compressione, ma il trasferimento posteriore del peso in accelerazione potrebbe essere più vantaggioso. Una geometria della sospensione frontale avente un valore eccessivo di anti-dive potrebbe causare una risposta dura al pilota, quindi meglio evitarla. Una sospensione più morbida mentre lavora vedrà il cambio dei centri di rollio, sia verticalmente che lateralmente. Un asse di rollio mobile causerà una reazione del pilota confusa con difficoltà di controllo. I giudici sono consapevoli di questo fatto e faranno domande sulle posizioni dinamiche dei centri di rollio. Si deve fare attenzione alla migrazione dei centri di rollio in ogni condizione. Bassi assi di rollio e un sistema di sospensioni standard potrebbero richiedere

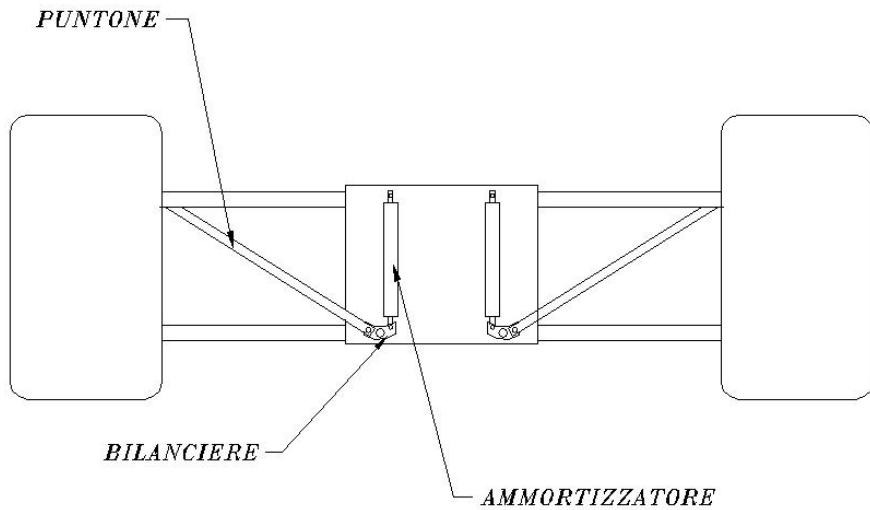


Figura 4.4: Schema sospensione di tipo pull rod.

l’adeguamento delle barre anti-rollio ed importante è conoscere il loro effetto sul trasferimento di carico. Le barre sono un’ottima soluzione per settare il veicolo a seconda del tipo di circuito e di condizioni. Sicuramente i giudici chiederanno al team spiegazioni sulla decisione di mettere o meno le barre anti rollio. Bisogna prestare attenzione ad evitare il cambiamento di sterzo o “tramp” dovuto al momento frenante sulla ruota, che è una forza notevole che si genera in un’auto da Formula SAE, alla quale bisogna prevedere un meccanismo di assorbimento nel telaio.

Parte posteriore del veicolo In questa parte le forze sono differenti ma le considerazioni sono le medesime. Fondamentale è un’ampia base di controllo della convergenza. Da evitare sono il bump-steer e il roll-steer, che renderebbero la vettura inguidabile in competizione, in particolare l’effetto di bump-steer sulla convergenza esterna la renderebbe instabile in curva.

L’albero di guida e la gittura di CV devono essere allineati in tutti i piani quando la macchina è caricata. Bisogna adoperarsi per accomodare l’immersione dell’albero mentre la sospensione lavora. I giunti a treppiedi sono con tutta probabilità la scelta migliore. Bisogna considerare anche l’arrangiamento del freno posteriore a seconda del tipo di differenziale utilizzato. Può essere utilizzato un singolo freno interno, ma non produrrà effetto se il

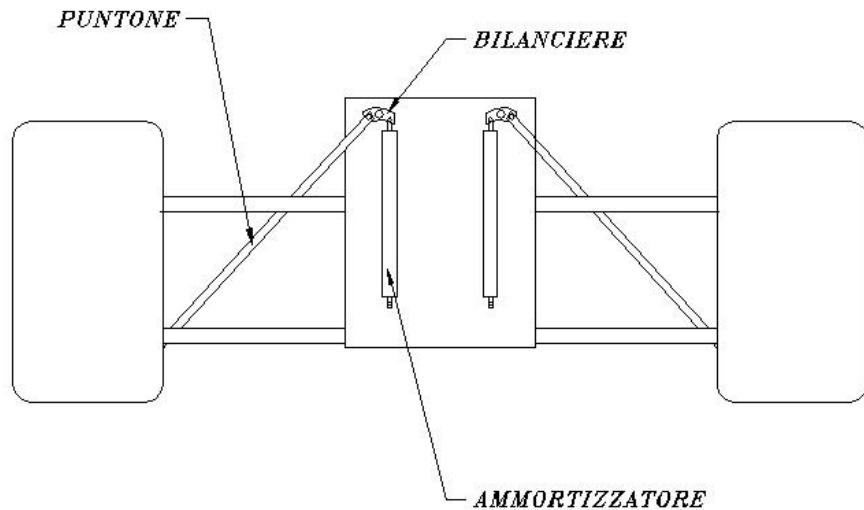


Figura 4.5: Schema sospensione di tipo push rod.

tipo di differenziale si combinerà con questo tipo di arrangiamento del freno. I giudici faranno domande su questo. Se sono utilizzati freni fuoribordo, assicuratevi che la torsione del freno sia riassorbita adeguatamente dal telaio. Blocco del differenziale o differenziali bloccanti di solito contribuiscono a generare understeer (sottosterzo), lo spauracchio della maneggevolezza della vettura da Formula SAE, che può essere diminuito attraverso un'appropriata comprensione ed applicazione del trasferimento del peso diagonale di cui si è discusso parlando della parte frontale del veicolo.

Sicurezza Il regolamento di Formula SAE richiede severe regole di sicurezza che i giudici seguono senza deroghe. Il regolamento però non esaurisce tutte queste regole. E' necessario seguire alcuni principi che il regolamento non cita ma di cui i giudici tengono conto, per la sicurezza di tutti, di cui loro sono responsabili. Per qualsiasi dubbio, la Commissione Regole è a disposizione del team per qualsiasi dubbio in merito. Ad esempio, si raccomandano le barre anti intrusione sui bracci della sospensione A, sebbene non siano obbligatorie. Infatti, un bump inferiore può spingere il braccio A nello spazio del pilota ferendogli i piedi o le gambe.



Figura 4.6: Sospensione di tipo pull rod.

Check list di design

- Tutte le linee di forza devono essere chiare e ovvie ai giudici, i quali amano i triangoli isosceli e aborriscono disegni spogli e confusi.
- Non caricare mai un rod-end filettato in flessione: i giudici non lo vogliono vedere.
- Progettare la durezza del telaio in modo da far lavorare bene la sospensione. Se il valore di molla della sospensione fa flettere il telaio tale da rendere lui stesso una sospensione, i calcoli sfumano e si deve intervenire manualmente.
- Il peso è cruciale. Come diceva Colin Chapman “Aggiungete leggerezza e semplificate”.
- Veicoli con angoli di avancorsa aggressivi sono autoregolanti rispetto al trasferimento dei carichi in curva. Quindi è una perdita di tempo cercare di modulare la distribuzione dei pesi a meno che il telaio non sia quadrato, in allineamento corretto, su una superficie piatta e livellata e con diametro dei pneumatici identico davanti e dietro.
- Buona l’idea delle sospensioni a push rod o a pull rod per le ragioni seguenti:

CAPITOLO 4. ANALISI DELLA CONCORRENZA E SPECIFICHE DI PROGETTO40



Figura 4.7: Sospensione di tipo push rod.

- risulta possibile aggiustare l'altezza di guida o l'assetto senza alterare il precarico della molla e viceversa;
- la velocità di moto può essere aumentata con rocker e push rod, per permettere maggiore corsa di regolazione per minori movimenti della ruota
- si può diminuire la massa non sospesa e si può collocare la massa dei componenti della sospensione in modo tale da abbassare il baricentro.
- Importante non è la velocità della molla ma quella della ruota. Con una semplice equazione matematica della velocità di molla rapportata a quella della ruota si può calcolare l'effetto del cambiamento della velocità della molla o del rocker. Attenzione ai rockers con rapporto di moltiplicazione aggressivo, rendono la vettura estremamente sensibile ad ogni piccolo aggiustamento.
- Buona idea le barre anti rollio. Se non se ne hanno bisogno si possono disconnettere, ma restano comunque indispensabili per adeguare la maneggevolezza del veicolo ad ogni condizione di pista.

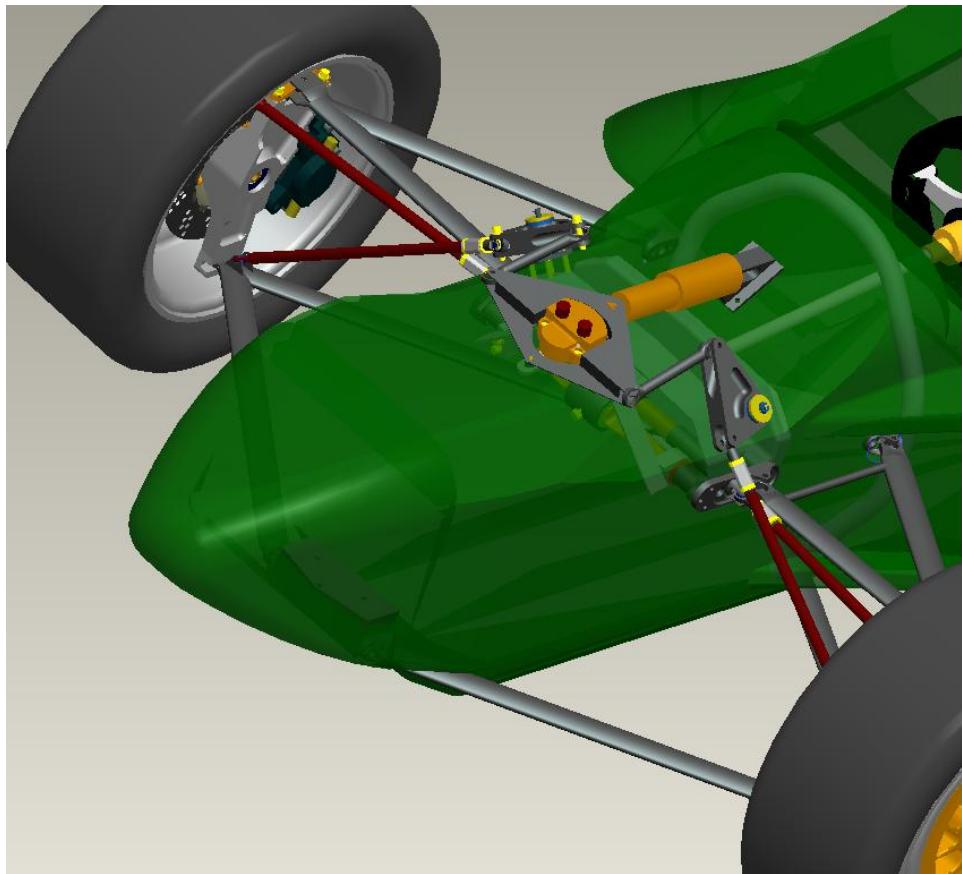


Figura 4.8: Schema sospensione di tipo monoammortizzatore.

- Assicurarsi che ci sia un adeguato controllo di convergenza nella parte posteriore della vettura e che i componenti siano abbastanza duri da prevenire cambi di convergenza indesiderati. I giudici sono soliti controllare questa cosa con le proprie mani.
- Per evitare la flessione degli elementi sotto carico, sono opportuni giunti sferici alle estremità di tutte le unità sospensive.
- Non è possibile competere con un motore rumoroso. Essendo difficile misurare il rumore prodotto, meglio prevedere buoni margini di sicurezza. Non è bene pensare di andare a diminuire il peso intervenendo proprio sul silenziatore!
- In competizione, sotto stress un pilota spaventato potrebbe applicare

CAPITOLO 4. ANALISI DELLA CONCORRENZA E SPECIFICHE DI PROGETTO42



Figura 4.9: Dettaglio sospensione di tipo monoammortizzatore.

una forza inaudita al pedale del freno. I giudici controlleranno la flessione degli attacchi del pedale. In massima frenata, il pedale del freno non deve andare oltre il centro. I giudici tengono in considerazione anche il buon funzionamento della barra per la ripartizione della frenata.

- Fate molti test. Pianificate la costruzione in modo da avere tempo sufficiente per eseguirli. Le cose si rompono e la competizione non è il luogo adatto per accorgersene. L'implementazione di queste considerazioni nel project plan è un fattore critico di successo.

Nel frattempo i potenziali piloti dovranno provare il più possibile sui go-kart. Non solo questo fa l'esperienza di un pilota, ma potrà permettere al Team-Leader di scegliere i migliori. Questo sarà utile anche per far socializzare i membri del team.

4.2 Indicazioni dei costruttori

Al fine di ottenere maggiori indicazioni da chi effettivamente costruisce mezzi da competizione, ci si è fatti supportare dalla consulenza di ETA spa. Tale società opera nell'ambito della ricerca e progettazione di veicoli da corsa e commerciali partendo dal foglio bianco.

Le indicazioni ed i consigli ottenuti sono qui di seguito elencati:

- Minimizzazione del gioco sui giunti di collegamento utilizzando componenti a basso attrito di derivazione aeronautica;
- Partire dalle caratteristiche del pneumatico per impostare le caratteristiche della sterzatura;
- Prevedere regolazioni anti-squat / anti-dive dal 20 al 50/100;
- Prevedere la possibilità di avere un rapporto tra le rigidezze dell'assale anteriore variabile tra il 30 ed il 70/100 della rigidezza a rollio totale;
- Mantenersi su valori di rigidezza a rollio totale dell'ordine di 1,5 °/g;
- Allineare l'asse del pushrod con il centro del giunto sferico;
- Cercare di utilizzare un sistema di sospensioni monoammortizzatore al fine di facilitare il setup del veicolo;
- Posizionare il centro di rollio in modo che durante il moto delle sospensioni, tale punto non si trovasse ad uscire dal rettangolo delimitato dalle rette orizzontali passanti per il baricentro ed i punti di contatto pneumatici/strada e due rette verticali passanti per centri ruota nella vista frontale del veicolo;
- Posizionare il centro di rollio dell'assale posteriore più in alto di quello dell'assale anteriore e verificare che in bump non si invertano le posizioni relative.

Tali indicazioni sono state analizzate dal punto di vista teorico e sono state prese come spunto per alcune considerazioni riportate nel capitolo 2. La legge di sterzatura (scorrezione di sterzo in gergo tecnico) non è stata performata rispetto alle caratteristiche degli pneumatici in quanto queste non erano inizialmente disponibili.

4.3 Definizione delle specifiche di progetto

Obiettivi per la vettura ET1 Al fine di ottenere un mezzo competitivo dal punto di vista della dinamica del veicolo, e non sapendo a priori i valori della massa sospesa e non sospesa, della posizione del baricentro sul piano longitudinale, della ripartizione effettiva dei carichi sugli assali, è stato necessario prevedere buoni range di regolazione e basarsi totalmente sull'analisi della concorrenza per determinare alcuni degli aspetti fondamentali della geometria del sistema.

Specifiche di progetto In tabella 4.2 si descrivono i valori di riferimento utilizzati per la progettazione del sistema di sospensioni del veicolo ET1.

CAPITOLO 4. ANALISI DELLA CONCORRENZA E SPECIFICHE DI PROGETTO45

Caratteristica	Valore minimo	Valore massimo	Valore di progetto
Altezza baricentro	0	330 mm	280 mm
Massa veicolo + pilota	240 kg	360 kg	280 kg
Massa sospesa	200 kg	320 kg	240 kg
Massa non sospesa	20 kg	40 kg	40 kg
Passo	1535 mm	1700 mm	1600 mm
Carreggiata ant.	1100 mm	1500 mm	1200 mm
Carreggiata post.	1100 mm	1400 mm	1150 mm
Caster trail	10 mm	35 mm	27 mm
Scrub radius	<-10 mm	>+10 mm	19 mm
Caster offset	0	20 mm	0
Kingpin offset	0	50 mm	40 mm
Caster	4°	7°	6,45°
Kingpin	4°	7°	4,9°
Camber	0	-3°	0 / -2,5°
Antidive	0	50/100	26/100
Antisquat	0	50/100	21/100
Altezza CRoll ant.	0	280 mm	60 mm
Altezza CRoll post.	0	280 mm	64 mm
Altezza CBecch. geom.	0	280 mm	36 mm
Migrazione laterale CR ant.	0	600 mm	
Migrazione laterale CR pos.	0	575 mm	
Migrazione longitud. CB geom.	0	800 mm	
Caster in bump		minimizzare	
Camber in bump	-1°	-2°	-1,5°
Carreggiata in bump		minimizzare	
Passo in bump		minimizzare	

Tabella 4.2: Specifiche di progetto.

Capitolo 5

Modelli per l'analisi cinematica e dinamica

Per analizzare la cinematica delle sospensioni si è partiti dalla costruzione di un modello semplice con foglio di calcolo elettronico utilizzando il programma Calc della suite Open Office in ambiente unix.

5.1 Modello di calcolo semplificato

Si è costruito il modello del sistema di sospensioni scelto su un foglio di calcolo elettronico, parametrizzandone la geometria per punti. Per fare questo è stato fissato un sistema di riferimento cartesiano solidale al veicolo con origine sul piano di simmetria longitudinale, ad un'altezza pari a quella dei centri ruota in condizioni statiche, a metà distanza tra gli assali, con asse x diretto nella direzione di avanzamento del veicolo ed asse z verso l'alto. E' stato poi associato un nome ad ogni punto posto all'estremità di ogni parte del sistema. Questi punti coincidono con i centri dei giunti di collegamento tra i particolari.

Per poter studiare le caratteristiche geometriche del sistema si sono costruite le equazioni delle rette che collegano i punti d'interesse partendo dalle coordinate dei punti. I tubi del telaio sono stati parametrizzati con le equazioni delle rette che ne individuano gli assi. In questo modo è stato possibile individuare la posizione dei punti di attacco dei triangoli al telaio come appartenenti a rette distanti 30mm da queste in valore assoluto. Questo valore è pari alla minima distanza necessaria a far sì che i giunti di estremità

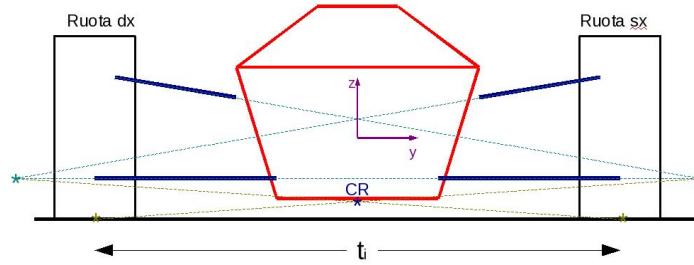


Figura 5.1: Individuazione grafica centro di rollio (CR).

dei triangoli non vengano in contatto con i tubi del telaio. Facendo così si è potuto variare unicamente la coordinata z di tali estremità ottenendo automaticamente le coordinate y ed x . Per il posizionamento dei punti relativi ai vertici dei triangoli, non si sono mantenuti vincoli sulle coordinate per poter essere liberi sulla scelta dei parametri.

In questo modo è stato possibile individuare da subito i valori di caster, kingpin, avancorsa o braccio a terra longitudinale (BTL), braccio a terra trasversale (BTT), braccio a centro ruota longitudinale (BCRL), braccio a centro ruota trasversale (BCRT) al variare delle coordinate posizione dei punti.

A questo punto sono state impostate le equazioni delle rette per l'individuazione dei centri di rollio e di beccheggio secondo le costruzioni geometriche delle figure 5.1, 5.2.

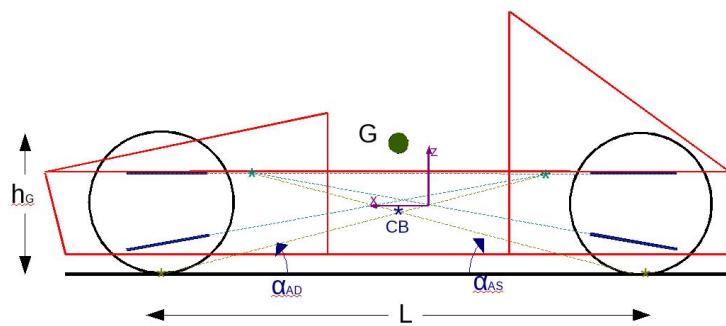


Figura 5.2: Individuazione grafica centro di beccheggio (CB).

Partendo dai braccetti si sono individuati i centri istantanei delle velocità dei portamozzi nel moto delle sospensioni (asterisco azzurro). Il centri di istantanea velocità dei pneumatici sono posti nei punti di contatto di questi a terra (asterischi marroni). Il centro di istantanea rotazione della cassa rispetto al suolo (asterisco blu) sarà posto sulle due rette che collegano i centri di istantanea velocità del portamozzi nel moto delle sospensioni con il centro di istantanea velocità della relativa ruota supponendo il pneumatico infinitamente rigido. Analizzando le figure nei relativi piani si ottiene la posizione geometrica di tali centri. Per definire il centro di velocità del portamozzi nel moto delle sospensioni è stato necessario utilizzare le coordinate medie delle proiezioni dei punti di attacco dei braccetti al telaio sul piano perpendicolare al terreno e contenente l'asse del relativo assale. Questo perchè i punti di attacco dei braccetti inferiori non sono posti allo stesso valore della coordinata z come si può notare nella figura 5.2. Questa caratteristica è stata necessaria per far ottenere un valore positivo di antidive all'anteriore e di antisquat al posteriore.

Partendo infatti da valori del 26% di effetto antidive e di 23% di antisquat si ottiene una posizione del centro di beccheggio geometrico pari a 36mm. Altrettanto al variare delle inclinazioni dei braccetti sul piano frontale, si ottengono valori diversi delle coordinate z dei centri di rollio anteriore e posteriore.

Verificato così il buon funzionamento del foglio di calcolo, si è proceduto ad implementare lo studio della variazione della posizione dei suddetti centri nel moto di scuotimento e di beccheggio. Per fare questo si è supposto di mantenere fissa la posizione della cassa e di muovere le coordinate z dei punti che individuano i centri dei giunti sferici posti alle estremità dei triangoli. Per simulare il moto di rollio è stato sufficiente alzare i punti di estremità dei triangoli destri ed abbassare quelli sinistri di una stessa quantità. Convertendo il valore del movimento verticale delle ruote in rotazione angolare, si è potuto disegnare il grafico di figura 5.3.

La stessa procedura si è utilizzata per lo studio del movimento di tali punti in baccheggio e scuotimento (figura 5.4).

Andando a variare l'inclinazione dei braccetti e le posizioni dei punti dei triangoli, si è avuta la possibilità di comprenderne l'influenza sui moti dei centri citati. Si è deciso infine di mantenere il centro di rollio più basso possibile per minimizzare l'effetto di jacking. Anche se questo porta a valori di

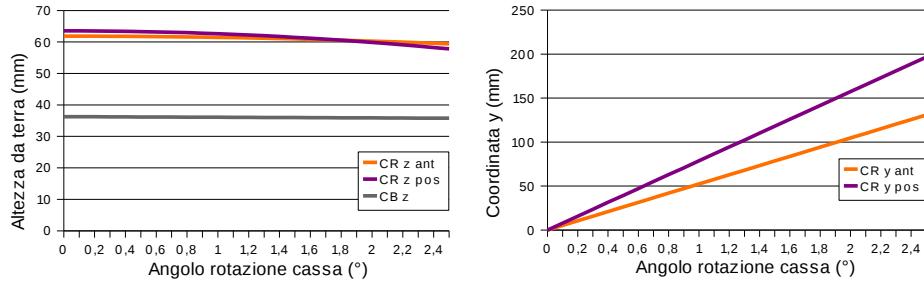


Figura 5.3: Variazione delle posizioni di CR e CB in rollio.

rollio della cassa elevati, la sua rotazione la si può correggere implementando successivamente una barra antirollio nel sistema di sospensioni. Il valore delle inclinazioni dei braccetti sulla vista frontale, si è scelta in modo da avere un'altezza da terra del centro di rollio pari a zero per una escursione del centro ruota di 35mm. Questa non sarà raggiungibile con il nostro veicolo per cui si presume di avere un buon margine rispetto all'attraversamento del livello del suolo e soddisfare così le relative specifiche. Per quanto riguarda l'inclinazione dei braccetti inferiori nella vista longitudinale, il loro valore è stato scelto in modo da ottenere i valori di antidive ed antisquat riportati in specifica assieme ad una posizione del centro di beccheggio geometrico che stesse sotto il sedile del pilota.

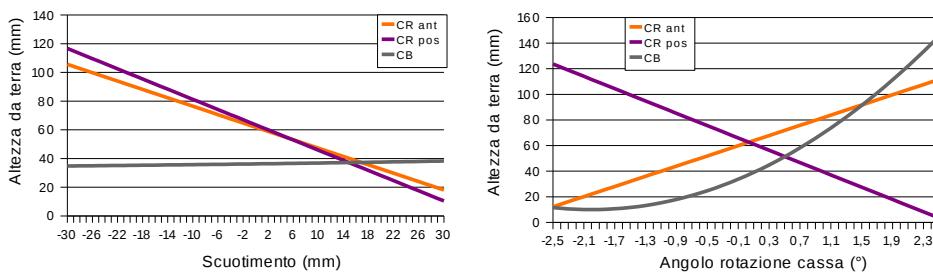


Figura 5.4: Variazione delle posizioni di CR e CB in scuotimento e beccheggio.

Potenzialità del modello Il modello permette di poter simulare l'andamento delle posizioni dei centri di rollio (si ricorda che qui è utilizzata la definizione SAE riportata nel capitolo 2) e dei centri di beccheggio al variare della posizione dei giunti di estremità dei triangoli. In questo modo, è possibile simulare manovre semplici ed avere una stima delle posizioni.

Analisi di sensibilità Con questo modello si è visto come il centro di rollio, il centro di beccheggio e le percentuali di antidive ed antisquat siano estremamente sensibili alla variazione delle coordinate dei punti. Variare di un solo millimetro la quota z di uno dei punti di attacco dei triangoli inferiori, mi fa variare la percentuale di antidive ed antisquat del 4%, l'altezza dei centri di beccheggio e di rollio di 3 mm. La variazione del giunto di collegamento al vertice del triangolo porta minor influenza sui parametri di cui sopra, ma altera in modo marcato la geometria dell'asse di sterzo.

Se tali considerazioni possano sembrare ovvie, era necessaria la quantificazione di tali variazioni per poter costruire un modello più complesso sapendo dove e di quanto intervenire per poterlo ottimizzare.

Validazione del modello Il limite più evidente di questo modello è l'impossibilità di far variare automaticamente le coordinate y ed x dei centri dei giunti posti alle estremità dei triangoli al variare della coordinata z . L'implementazione di tale caratteristica può essere unicamente ottenuta implementando i risultati ottenuti da modelli multibody. Ciò è stato fatto al fine di validare il modello e si sono ottenute variazioni di posizione del CR e del CB dell'ordine del 5%. Il presente modello ha come unico scopo lo studio della geometria del sistema in condizioni stazionarie ed è servito per poter affrontare la costruzione del successivo modello multibody senza partire da zero.

5.2 Modello multibody

Per approfondire l'analisi cinematica si è costruito un modello multibody utilizzando il software Adams in ambiente view. Partendo dai dati ottenuti con il foglio di calcolo, si è costruita la base per il modello multibody. Si sono riportati i punti tramite le loro coordinate e si sono disegnati i corpi sulla base di questi. Si è importato il telaio sulla base del modello cad ed in seguito

se ne è aggiornata la geometria ogni volta che si è resa necessaria la variazione del posizionamento dei tubi per il collegamento dei gruppi sospensione. Si sono modellati i portamozzi come corpo rigido vincolato ai triangoli ed ai tiranti tramite giunti sferici. Essendo temporalmente lontani dall'ottenimento di un modello di pneumatico da inserire, si è proceduto alla costruzione del contatto tra di esso e la strada nel seguente modo:

- si è costruito un oggetto senza massa
- si è posizionato nel punto di contatto tra pneumatico e suolo
- lo si è vincolato bilateralmente a muoversi senza attrito sul piano stradale
- lo si è collegato al mozzo anteriore, in corrispondenza del centro ruota, tramite una cerniera sferica.

Si è anche modellato il gruppo ruota-pneumatico come oggetto rigido collegato al portamozzo con una cerniera cilindrica avente unico grado di libertà la rotazione sul proprio asse. Questo per avere visualizzazione grafica del movimento della ruota. I tiranti di sterzo sono stati modellati come elementi cilindrici collegati alle estremità con giunti sferici da un lato al relativo portamozzo, dall'altro alla cremagliera. I tiranti di convergenza delle ruote posteriori si sono modellati come elementi cilindrici collegati alle estremità con giunti sferici da un lato al relativo portamozzo, dall'altro al telaio. I push rod sono stati modellati come elementi cilindrici collegati alle estremità con giunti sferici, da un lato ai relativi triangoli inferiori, dall'altro al rocker. Questi ultimi sono stati modellati come corpi rigidi collegati al telaio tramite una cerniera cilindrica vincolata assialmente. Gli ammortizzatori sono stati modellati in due corpi: lo stantuffo da un lato e il cilindro dall'altro. Il primo di questi lo si è vincolato al rocker tramite una cerniera cilindrica vincolata assialmente, il secondo lo si è vincolato al telaio allo stesso modo. I due sono stati vincolati come una cerniera cilindrica libera di muoversi assialmente. Tra i due è stato interposto l'elemento spring in modo da poter inserire sia la curva caratteristica della molla, sia lo smorzamento dell'ammortizzatore. Tornando al sistema di sterzo, si è modellata la cremagliera come corpo cilindrico collegato alle estremità ai tiranti di sterzo con giunti sferici, al telaio con un giunto prismatico e collegato al piantone dello sterzo con un coupler. Questo tipo di vincolo lega lo spostamento assiale della cremagliera con la rotazione

del piantone. Il piantone è stato collegato, dall'altro lato, allo sterzo con un giunto di cardano ed al telaio con una cerniera vincolata assialmente. Lo sterzo è stato quindi modellato come due elementi cilindrici vincolati al telaio con una cerniera cilindrica vincolata assialmente. Il suolo è stato vincolato al ground. Sono stati inseriti i corpi pilota, trasmissione e altro modellati come corpi rigidi di forma sferica incastriati al telaio con massa e posizione tale da rispettare le specifiche del progetto in termini di massa e posizionamento del baricentro.

Con questo modello è stato possibile fare simulazioni di scuotimento, sterzatura, frenatura ed accelerazione. Per simulare lo scuotimento è stato aggiunto un vincolo prismatico tra un punto del telaio e la strada ed è stato imposto un movimento verticale in modo da far muovere la cassa per tutta l'escurzione utile degli ammortizzatori. È stato necessario vincolare la rotazione del volante con un incastro bloccandolo al telaio. Per simulare la sterzatura, è stato necessario imporre una rotazione allo sterzo e vincolare il telaio a muoversi lungo il piano longitudinale con un vincolo bilaterale. Per simulare la frenatura, si sono applicate delle forze pari alla massa per la decelerazione voluta nel baricentro del veicolo e le reazioni della strada sulle ruote applicata nei corpi di interfaccia tra questa ed i portamozzi. Per simulare la accelerazione, si sono applicate delle forze pari alla massa per la accelerazione voluta nel baricentro del veicolo, le reazioni della strada sulle ruote posteriori nei corpi di interfaccia tra questa ed i relativi portamozzi e una coppia di trasporto data dal motore applicata sui portamozzi a centro ruota. In queste ultime due manovre, è stato necessario vincolare la rotazione dello sterzo e permettere al telaio di muoversi rigidamente sul piano longitudinale. Mancando dati certi sull'inerzia delle masse sospese, i risultati ottenuti sono stati analizzati al solo fine di valutare l'effetto delle geometrie antidive ed antisquat.

Il modello, in continuo aggiornamento durante lo studio, è risultato alla fine essere composto da 58 corpi e 98 vincoli di vario tipo.

Analisi di varie geometrie Per poter ottimizzare il layout del veicolo ed al tempo stesso ottenere una forma dei rocker tale da avere una risposta lineare tra movimento della cassa e variazione di forza a terra, si sono studiate diverse configurazioni. A titolo di esempio si riportano alcune delle geometrie studiate.

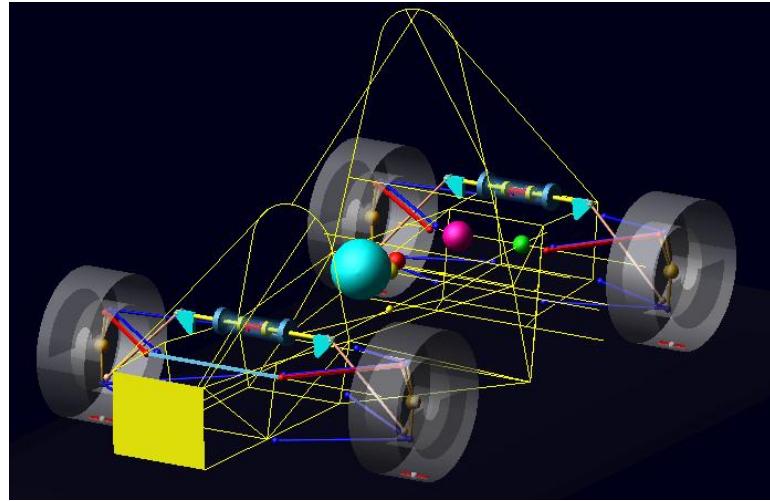


Figura 5.5: Primo schema sospensivo studiato.

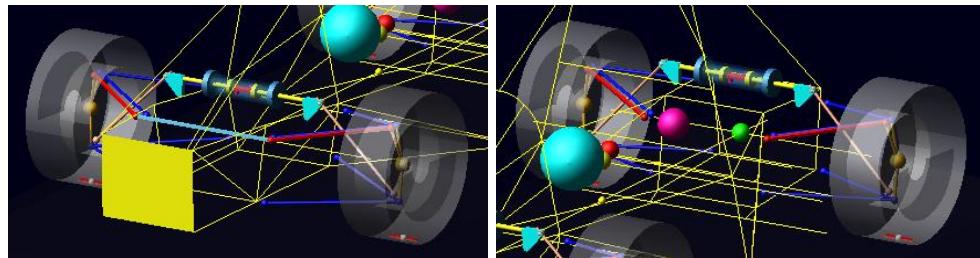


Figura 5.6: Dettaglio del primo schema sospensivo studiato.

Risultati ottenuti Tale modello è stato via via sviluppato per ottenere ogni tipo di informazione necessaria alla verifica della cinematica di ogni sottosistema. È stata infatti studiata la legge di sterzatura al variare dei punti di attacco dei tiranti di sterzo al portamozzo, sono state analizzate le rotazioni massime raggiunte dai giunti sferici, sono stati analizzati diversi schemi di layout per il posizionamento degli elementi elastici e smorzanti, sono state ottimizzate le forme dei rockers ed il posizionamento dei push rod al fine di ottenere linearità tra escursione del centro ruota e deformazione dell'elemento elastico (figura 5.15), sono state verificate l'efficacia delle geometrie antisquat ed antidive (figura 5.16), sono state analizzate le variazioni di passo e carreggiata in scuotimento. Lavorando in parallelo sui modelli di calcolo e multibody è stato possibile adeguare il sistema di sospensioni a tutte le specifiche fissate.

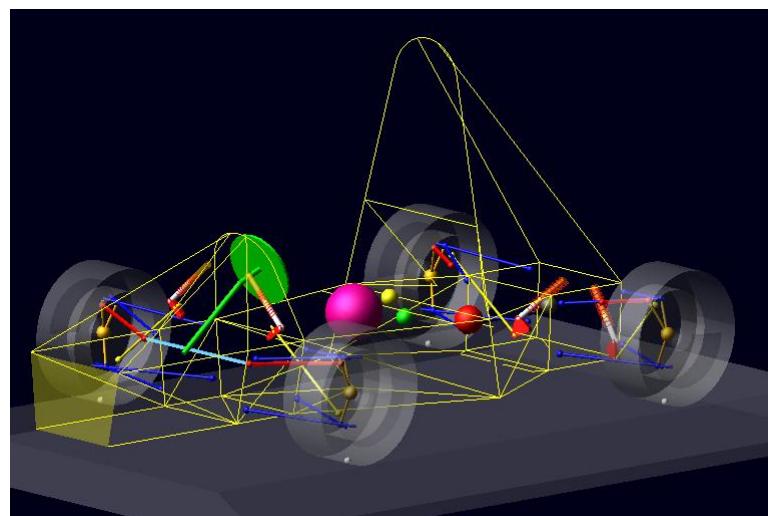


Figura 5.7: Secondo schema sospensivo studiato.

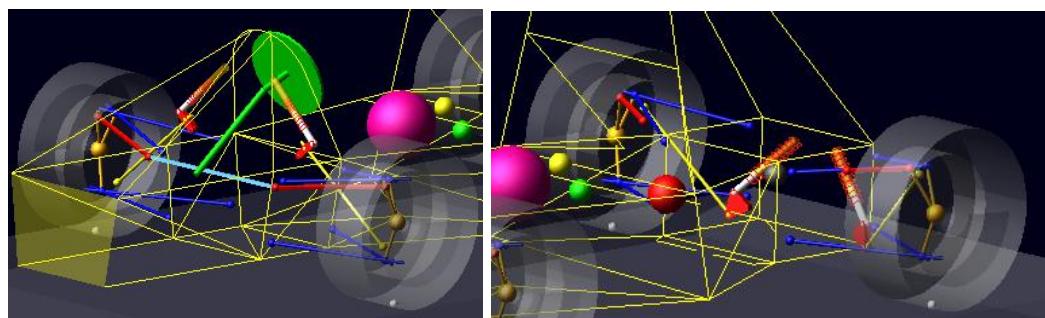


Figura 5.8: Dettaglio del secondo schema sospensivo studiato.

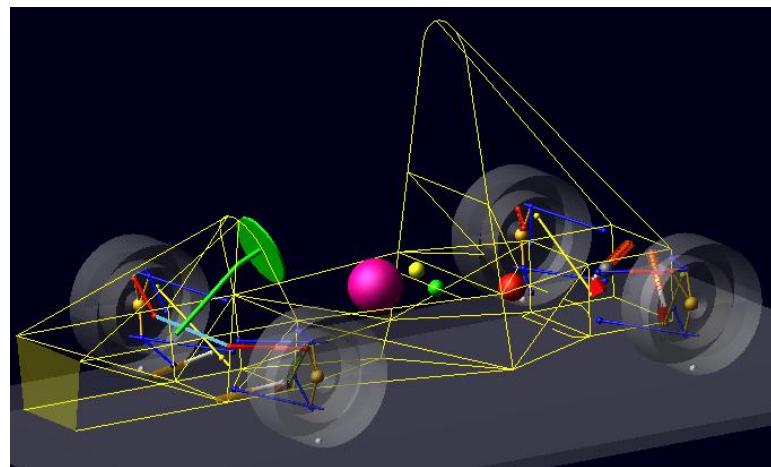


Figura 5.9: Terzo schema sospensivo studiato.

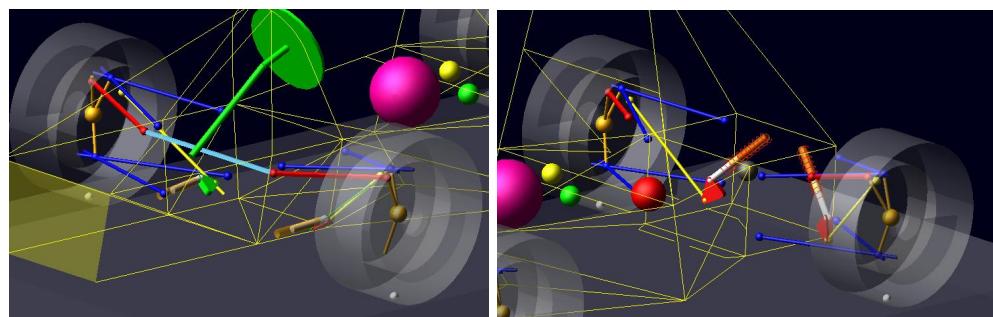


Figura 5.10: Dettaglio del terzo schema sospensivo studiato.

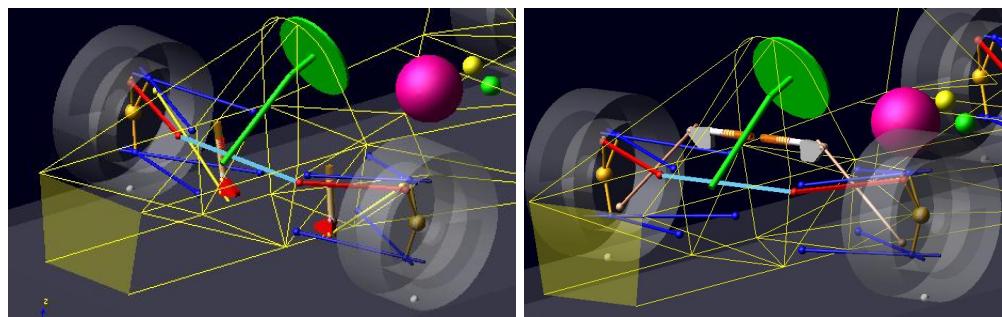


Figura 5.11: Altri schemi sospensivi studiati per l'anteriore.

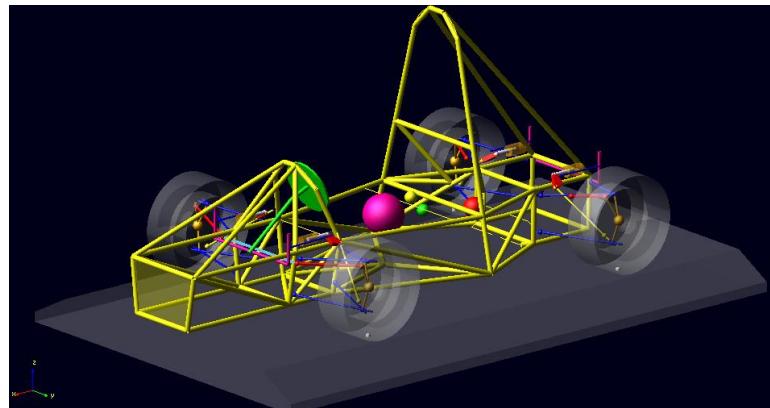


Figura 5.12: Schema sospensivo utilizzato.

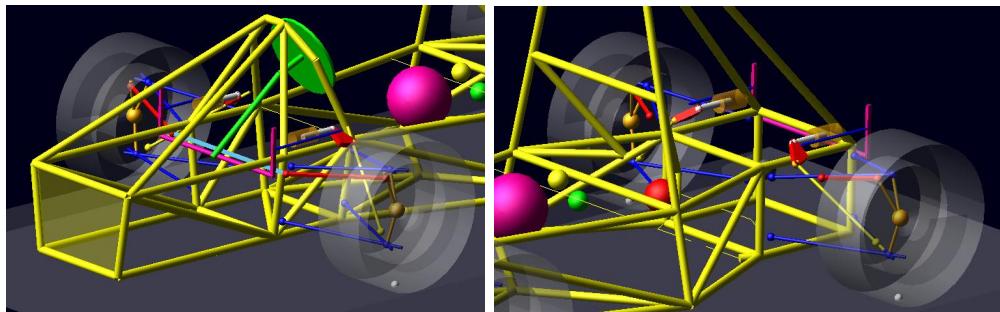


Figura 5.13: Dettaglio dello schema sospensivo utilizzato.

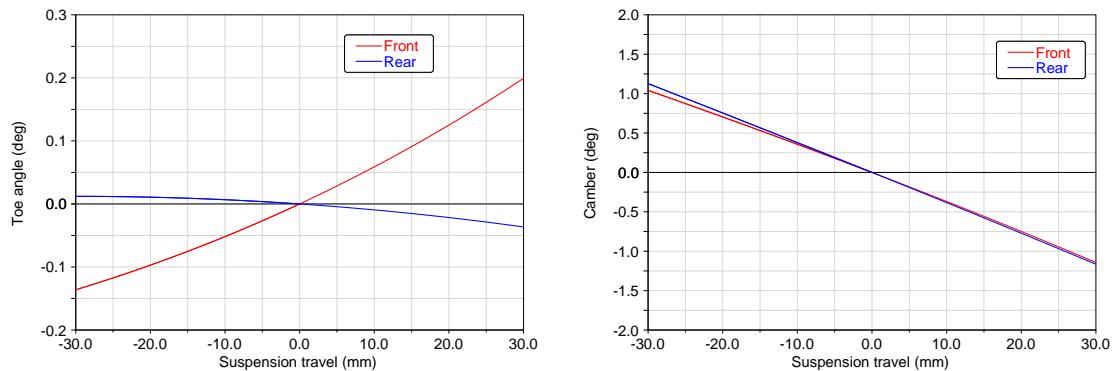


Figura 5.14: Convergenza (a sinistra) e camber (a destra) in scuotimento.

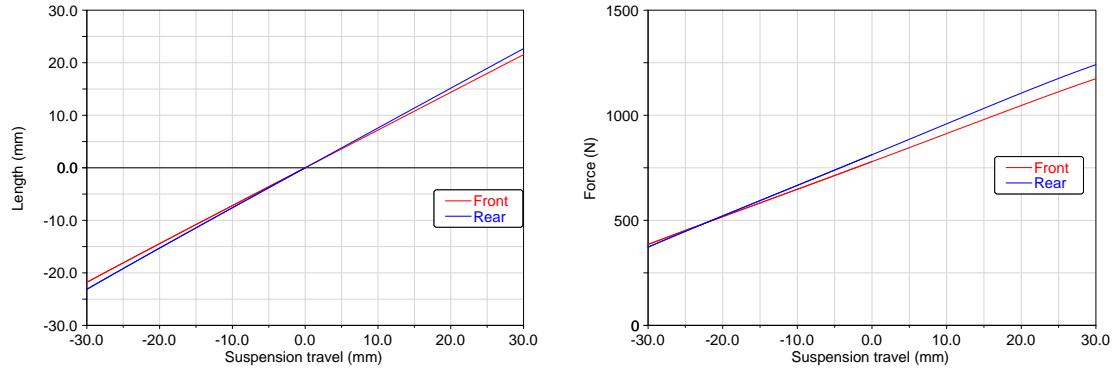


Figura 5.15: Escursione molla-ammortizzatore (a sinistra) e forza verticale a centro ruota (a destra) in scuotimento.

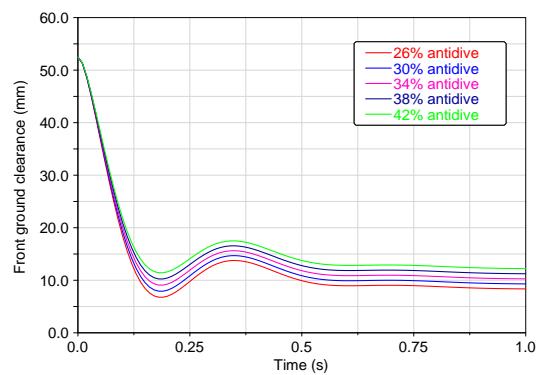


Figura 5.16: Effetto della geometria antidive in frenata.

Capitolo 6

Elementi elastici e smorzanti

6.1 Procedimento adottato

Per calcolare le rigidezze delle molle, le dimensioni delle barre antirollio e gli smorzamenti, si è creato un foglio di calcolo elettronico. Per il loro dimensionamento, sono stati utilizzati criteri in parte diversi da quelli normalmente adottati per auto di serie (criteri di Olley). Nel nostro caso si è adottata una soluzione di compromesso tra obiettivi sulla rigidezza a rollio e sul comportamento a beccheggio e scuotimento del veicolo.

Il criterio di Olley relativo alle frequenze proprie non è stato preso come riferimento in quanto utile unicamente al comfort del veicolo e parametro non indispensabile per la vettura in oggetto. Per il nostro studio è stata invece utile l'analisi della concorrenza e la letteratura specialistica ove si è visto come il valore delle frequenze proprie adatte a questi tipi di veicoli è compreso in un range tra 2 e 2,9 Hz calcolate con l'utilizzo del modello di De Carbon.

Partendo dal modello semplificato a due gradi di libertà per lo studio delle oscillazioni libere, si è ritenuto opportuno, come valore di progetto, il parametro adimensionale η che caratterizza la distribuzione delle rigidezze del sistema, pari a 0,8 in modo da porre verosimilmente il centro del moto di beccheggio sotto il sedile del pilota e verificare così il relativo criterio di Olley.

Una condizione di verifica per le rigidezze delle sole molle si è ottenuta simulando in Adams una manovra di frenata al limite per controllare la luce del veicolo a terra anche in condizioni di transitorio.

Per quanto riguarda il comportamento a rollio, dall'analisi della letteratura

e dalle indicazioni dei costruttori, si è imposto un valore medio di rigidezza pari a $1,5^\circ/\text{g}$. Volendo ripartire la rigidezza di ogni assale sulla rigidezza totale per valori che vanno dal 35% al 65%, si è scelto di utilizzare tre punti di attacco alle barre: soft (1), medium (2) e hard (3). Senza barre (0/0) la rigidezza a rollio è equiripartita tra gli assali ed ha un valore di $2^\circ/\text{g}$. I punti di attacco 3 sono stati progettati per poter passare dal 35% al 65% di rigidezza anteriore su totale avendo come valore di riferimento $1,5^\circ/\text{g}$. Per far ciò è necessario collegare la sola barra posteriore nel primo caso e la sola anteriore nel secondo caso. I punti di attacco 1 e 2 sono stati ideati in modo da ottenere ripartizioni intermedie tra le precedenti.

Combinando i punti di attacco alle barre, si ottengono valori della rigidezza totale e di ripartizione di rigidezze illustrati in figura 6.1.

La lunghezza delle barre è stata unicamente vincolata dal layout del veicolo, e quindi non è stato possibile variare questo parametro. Fissate queste ed imposto il loro diametro come compromesso tra la resistenza e la rigidezza torsionale calcolata, si sono univocamente determinate le posizioni geometriche dei punti di collegamento tra rocker e barre (figura ??).

Date quindi le rigidezze a centro ruota, si è calcolato lo smorzamento critico a centro ruota e, su indicazioni dei costruttori, si è posto, come dato di progetto, $\frac{C}{C_c} = 0,7$ ovvero $C = 2C_o$, dove C_c è lo smorzamento critico e C_o è lo smorzamento ottimale per il comfort secondo il modello di De Carbon.

6.2 Dimensionamento

Dati di progetto

$p = 115 \text{ N/mm}$, rigidezza radiale pneumatico

$t_1 = 1206 \text{ mm}$, carreggiata anteriore

$t_2 = 1150 \text{ mm}$, carreggiata posteriore

$i_1 = 1$, porzione di rigidezza di barra anteriore nella configurazione di riferimento

$i_2 = 0$, porzione di rigidezza di barra posteriore nella configurazione di riferimento

$k_\phi = 25 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad} \simeq 1.48^\circ/\text{g}$, rigidezza globale di riferimento

$f_M = 0.65$, massima frazione rigidezza rollio anteriore

$f_m = 0.35$, minima frazione rigidezza rollio anteriore

$f_0 = 0.5$, frazione rigidezza rollio anteriore senza barre

$j_1 = 0.72$, rapporto tra spostamento della molla e spostamento CR - anteriore

$j_2 = 0.76$, rapporto tra spostamento della molla e spostamento CR - posteriore

$z_{min} = 78 \text{ mm}$, altezza minima punto di attacco tirante sul coltello

$z_{max} = 160 \text{ mm}$, altezza massima punto di attacco tirante sul coltello

Relazioni usate per il dimensionamento Per determinare le rigidezze a CR delle molle (k_1 e k_2) e le rigidezze a CR delle barre (R_1 e R_2), si è fatto il parallelo tra la rigidezza delle barre e quella delle molle e si sono considerati gli pneumatici in serie. Si sono così ottenute le seguenti equazioni per il calcolo della rigidezza a rollio complessiva:

$$k_{\phi 1} = \frac{pt_1^2(2R_1 + k_1 t_1^2)}{4R_1 + 2(k_1 + p)t_1^2}$$

$$k_{\phi 2} = \frac{pt_2^2(2R_2 + k_2 t_2^2)}{4R_2 + 2(k_2 + p)t_2^2}$$

Volendo ottenere variazioni di rigidezza anteriore su totale del 35% e del 65% su una rigidezza complessiva pari ad $1,5^\circ/\text{g}$, si è risolto con *Mathematica* il

seguente sistema di 4 equazioni in 4 incognite:

$$\begin{aligned} f_M &= \frac{k_{\phi 1}}{k_{\phi 1} + \frac{k_2 p t_2^2}{2(k_2+p)}} \\ f_m &= \frac{\frac{k_1 p t_1^2}{2(k_1+p)}}{\frac{k_1 p t_1^2}{2(k_1+p)} + k_{\phi 2}} \\ f_0 &= \frac{\frac{k_1 p t_1^2}{2(k_1+p)}}{\frac{k_1 p t_1^2}{2(k_1+p)} + \frac{k_2 p t_2^2}{2(k_2+p)}} \\ \bar{k}_{\phi} &= \frac{p t_1^2 (2R_1 i_1 + k_1 t_1^2)}{4R_1 i_1 + 2(k_1 + p)t_1^2} + \frac{p t_2^2 (2R_2 i_2 + k_2 t_2^2)}{4R_2 i_2 + 2(k_2 + p)t_2^2} \end{aligned}$$

Da queste si sono ottenuti i valori delle rigidezze a centro ruota delle molle e delle barre:

$$k_1 = 13.44 \text{ N/mm}$$

$$k_2 = 14.95 \text{ N/mm}$$

$$R_1 = 10.4 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$$

$$R_2 = 10.7 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$$

Dimensionamento molle e barre anti-rollio

Dati imposti da vincoli layout

$l_1 = 514$ mm, lunghezza barra anteriore

$l_2 = 488$ mm, lunghezza barra posteriore

$d_1 = 13$ mm, diametro barra anteriore

$d_2 = 13$ mm, diametro barra posteriore

$q_1 = 0.0136$ rad/mm, rotazione rocker su spostamento verticale CR anteriore

$q_2 = 0.0140$ rad/mm, rotazione rocker su spostamento verticale CR posteriore

$v_1 = 52$ mm, braccio di leva della molla su rocker anteriore

$v_2 = 52$ mm, braccio di leva della molla su rocker posteriore

$w_1 = 25$ mm, braccio di leva puntone della barra su rocker anteriore

$w_2 = 25$ mm, braccio di leva puntone della barra su rocker posteriore

Rapporti ai rocker Dati quindi i rapporti q_i della rotazione dei rocker sullo spostamento della barra ed i valori v_i e w_i dei bracci di leva alle molle ed alle barre, si sono calcolati i rapporti tra lo spostamento dei centri ruota e lo spostamento assiale delle molle j_i e del punto di attacco delle barre e_i con le seguenti relazioni:

$$j_i = q_i v_i$$

$$e_i = q_i w_i$$

E' stato così possibile calcolare le rigidezze delle molle:

$$s_1 = \frac{k_1}{j_1^2} = 26.07 \text{ N/mm}$$

$$s_2 = \frac{k_2}{j_2^2} = 25.95 \text{ N/mm.}$$

Le dimensioni geometriche sono vincolate, oltre che alla rigidezza, anche alle dimensioni dell'ammortizzatore scelto. Per questo motivo non sono state oggetto di un vero e proprio dimensionamento, ma sono state determinate scegliendole tra quelle proposte dai fornitori.

Rigidezza torsionale barre I vincoli di layout hanno imposto il posizionamento dell'attacco dei tiranti delle barre sui rockers a 25 mm di distanza dal centro di rotazione. Il posizionamento delle barre e la loro lunghezza è altresì un vincolo dovuto al complesso layout del sistema e al regolamento. Per evitare interferenze tra le molle ed i tiranti delle barre ed al tempo stesso limitare l'inclinazione dei giunti di estremità regolabili delle barre, è stato necessario far in modo di limitare la possibile dimensione dei coltelli tra un massimo di 78 mm e 160 mm. Il materiale scelto per le barre a rollio è stato un acciaio per molle al silicio con carico unitario al limite di snervamento pari a 1200 MPa e carico unitario al limite di rottura di 1600 MPa. Va da se che data la massima escursione relativa tra le ruote e le necessità di cui sopra, è stato necessario eseguire un calcolo iterativo per trovare il compromesso ideale tra punti di attacco al coltello (determinati dalla rigidezza a centro ruota) e diametro della barra (determinato dalle tensioni massime raggiungibili). A titolo di esempio per il calcolo, si sono utilizzati i diametri scelti. Con questi la rigidezza torsionale delle barre risulta:

$$b_1 = \frac{\pi d_1^4 G}{32l_1} = 432 \text{ Nm/rad}$$

$$b_2 = \frac{\pi d_2^4 G}{32l_2} = 455 \text{ Nm/rad}$$

Calcolo dimensione coltelli

$$g_1 = \sqrt{\frac{R_1}{b_1}} = 4.91, \text{ rotazione barra su angolo di rollio cassa}$$

$$g_2 = \sqrt{\frac{R_2}{b_2}} = 4.85, \text{ rotazione barra su angolo di rollio cassa}$$

$$z_1 = \frac{t_1 q_1 w_1}{g_1} = 83 \text{ mm, braccio di leva del coltello della barra anteriore (massimo)}$$

$$z_2 = \frac{t_2 q_2 w_2}{g_2} = 83 \text{ mm, braccio di leva del coltello della barra posteriore (massimo)}$$

Gli altri due punti di attacco sono stati ottenuti considerando che il contributo della barra alla rigidezza di rollio complessiva dell'assale fosse lineare con le regolazioni. Si ha cioè che se la rigidezza di rollio di un assale senza barra vale $k_{\phi i,0}$ e con la regolazione più rigida (punto di attacco 3) vale $k_{\phi i}$, le due regolazioni intermedie sono calcolate in modo che si abbia $k_{\phi i,0} + \frac{k_{\phi i} - k_{\phi i,0}}{3}$ per il punto di attacco 1 e $k_{\phi i,0} + \frac{2(k_{\phi i} - k_{\phi i,0})}{3}$ per il punto di attacco 2. I bracci di leva che si ottengono sono 105 mm per il punto di attacco 2 e 151 mm per il punto di attacco 3 per entrambe gli assali.

6.3 Risultati

La scelta delle molle da catalogo e la necessità di aggiornare alcuni parametri nel corso dello sviluppo della vettura ha portato ai seguenti risultati relativi alle rigidezze del sistema sospensioni. Le rigidezze delle molle scelte sono:

$$s_1 = 26.10 \text{ N/mm}$$

$$s_2 = 26.10 \text{ N/mm.}$$

Le rigidezze equivalenti a CR sono:

$$k_1 = 13.46 \text{ N/mm}$$

$$k_2 = 15.04 \text{ N/mm}.$$

Le rigidezze a scuotimento a CR della sospensione considerando anche il contributo dei pneumatici sono:

$$\frac{k_1 p}{k_1 + p} = 12.05 \text{ N/mm}$$

$$\frac{k_2 p}{k_2 + p} = 13.30 \text{ N/mm}.$$

Le frequenze proprie dei due assali (sistema semplificato di massa gravante su ciascun assale con rigidezza a CR della sola molla):

$$f_1 = 2.09 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 2.34 \text{ Hz}.$$

Il rapporto η è pari a 0.8.

Rigidezze di rollio In Tabella 6.1 si mostra la rigidezza di rollio e la frazione di rigidezza dell'assale anteriore che ha il veicolo nelle varie configurazioni date dalle regolazioni sulle barre anti-rollio.

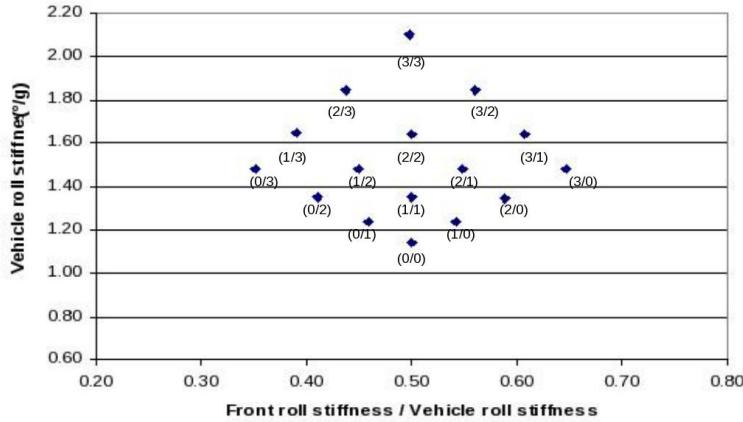


Figura 6.1: Rigidezza totale su ripartizione rigidezza anteriore/totale. Tra parentesi le combinazioni dei punti di attacco anteriore/posteriore

		Attacco posteriore			
		0	1	2	3
Attacco anteriore	0	17556	20010	22441	24890
	1	<i>2.10</i>	<i>1.84</i>	<i>1.64</i>	<i>1.48</i>
	2	0.50	0.44	0.39	0.35
	3	20011	22466	24898	27346
Attacco anteriore	1	<i>1.84</i>	<i>1.64</i>	<i>1.48</i>	<i>1.35</i>
	2	0.56	0.50	0.45	0.41
	2	22463	24918	27349	29798
	3	<i>1.64</i>	<i>1.48</i>	<i>1.35</i>	<i>1.24</i>
Attacco anteriore	2	0.61	0.55	0.50	0.46
	3	24951	27406	29837	32286
	3	<i>1.48</i>	<i>1.35</i>	<i>1.24</i>	<i>1.14</i>
	4	0.65	0.59	0.54	0.50

Tabella 6.1: Valori di rigidezza a rollio della vettura per le diverse regolazioni della barra anti-rollio. Con le colonne varia la posizione di attacco della barra posteriore, con le righe quella anteriore. I primi valori sono la rigidezza a rollio in Nm/rad, il secondo valore (corsivo) in $^{\circ}/g$ e il terzo è la frazione di rigidezza a rollio dell'assale anteriore sul totale.

Capitolo 7

Ingegnerizzazione del progetto

7.1 Costruzione del modello CAD

Per poter definire univocamente le geometrie del modello si è utilizzato il programma ProEngineer Wildfire3. Il modello CAD è stato costruito partendo dai punti del modello multibody. Si è concordata la posizione degli attacchi al telaio con i relativi progettisti e, una volta disegnatone lo scheletro, si sono importati i punti del modello multibody. Si sono quindi disegnati gli assi dei tubi dei triangoli direttamente in ambiente d'assieme (assembly) come facenti parte di un nuovo particolare. Si sono quindi aperti i singoli files dell'assieme per andare a costruire la geometria vera e propria dei triangoli (figure 7.1, 7.2).

A questo punto si sono disegnati i piani di simmetria dei rockers in modo che questi contenessero il centro del giunto di estremità del relativo triangolo inferiore nella posizione con pilota a bordo. Facendo così l'asse del pushrod interseca il centro del giunto e pone in flessione solo una ridotta parte del triangolo. Non solo, in questo modo la forza che trasmette al rocker giace prevalentemente sul suo piano rendendo possibile la minimizzazione delle forze che questo scambia col perno di collegamento al telaio (figura 7.3).

Si sono quindi disegnati i rockers in modo da far sì che la rette congiungenti attacco telaio - attacco pushrod fossero perpendicolari a quest'ultimo in configurazione statica. Questo al fine di rendere simmetrico il movimento del rocker rispetto al sollevamento ed all'abbassamento del centro ruota. Per lo stesso motivo, si è cercato di ottenere perpendicolarità tra la congiungente attacco telaio - attacco gruppo molla ammortizzatore (figura 7.4).



Figura 7.1: Braccetto anteriore superiore

Una volta costruita la geometria dei rocker, è stato necessario trovare il posizionamento per la barra antirollio. Questa è stata collegata al rocker ad una distanza di 25 mm dall'attacco rocker-telai, ad un'altezza, rispetto al piano del rocker, maggiore. In questo modo si è creato spazio sufficiente tra la molla e il tirante delle barre per evitare interferenze (figura 7.5).

I giunti di estremità regolabili utilizzati sono riportati in allegato. L'utilizzo di giunti sferici di estremità regolabili, ha portato a fare considerazioni sul massimo angolo raggiungibile dai particolari collegati. Come si vede dalla brochure, il massimo angolo da loro raggiungibile è di 18° per cui si sono fatte considerazioni in merito al massimo angolo di inclinazione possibile dai particolari collegati. La dove l'angolo di partenza fosse già elevato, si sono inclinate le relative sedi al fine di limitare il massimo angolo raggiunto. Per i giunti di estremità dei tiranti delle barre, il massimo angolo raggiungibile si riduce a soli 12° . Per questo motivo si è deciso di limitare l'altezza dei punti di attacco della barra in modo da non eccedere con l'angolo raggiunto da tali componenti. Del resto non era possibile collegare il rocker al tirante con maggiore sbalzo per limitare le forze che sarebbero andate ad interessare questo collegamento. La figura 7.6 chiarisce maggiormente il concetto.

Altro problema che ci si è trovati ad affrontare, è il posizionamento reale



Figura 7.2: Braccetto anteriore inferiore

delle estremità dei triangoli che definiscono l'asse di sterzo. Se da modello di calcolo e da modello multibody la geometria realizzabile è limitata solo dalla propria fantasia, così non è nel modello CAD ove ci si rende immediatamente conto che i valori di braccio a terra trasversale sono unicamente legati al layout del sistema. Il nostro prevedeva il montaggio dell'impianto frenante anteriore all'interno della ruota. Ciò comporta un certo ingombro assiale del sistema e limita decisamente le possibilità di intervento. Il layout definitivo del sistema che si è scelto di adottare è riportato in figura 7.7

Si riportano in fine gli schemi della sospensione adottata.

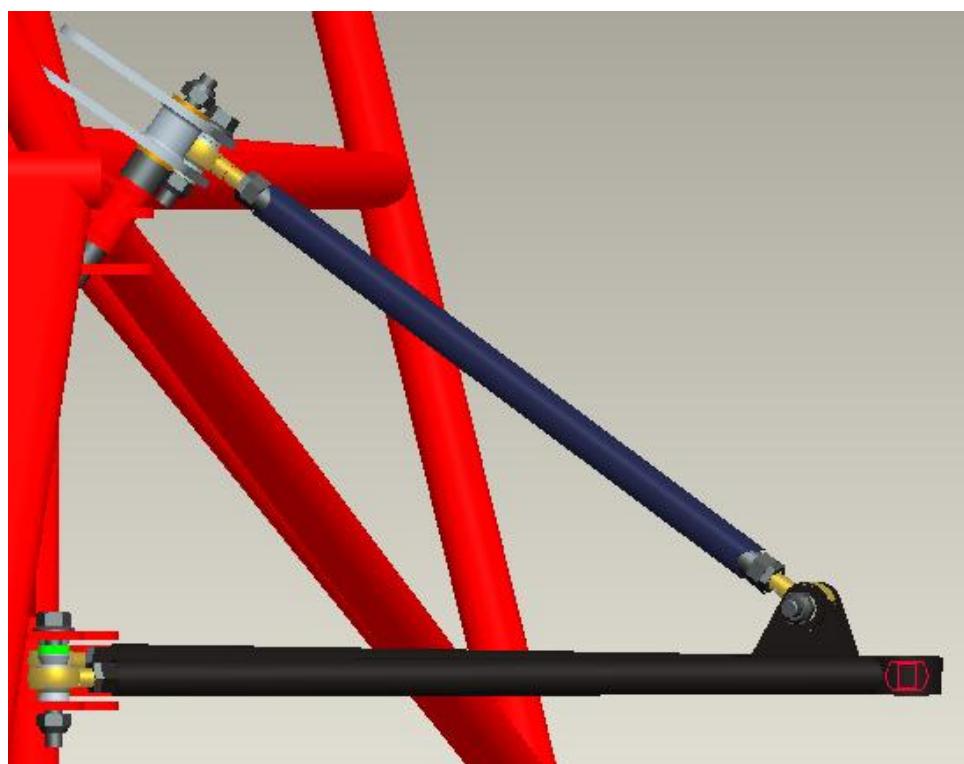


Figura 7.3: Costruzione punti di collegamento pushrod

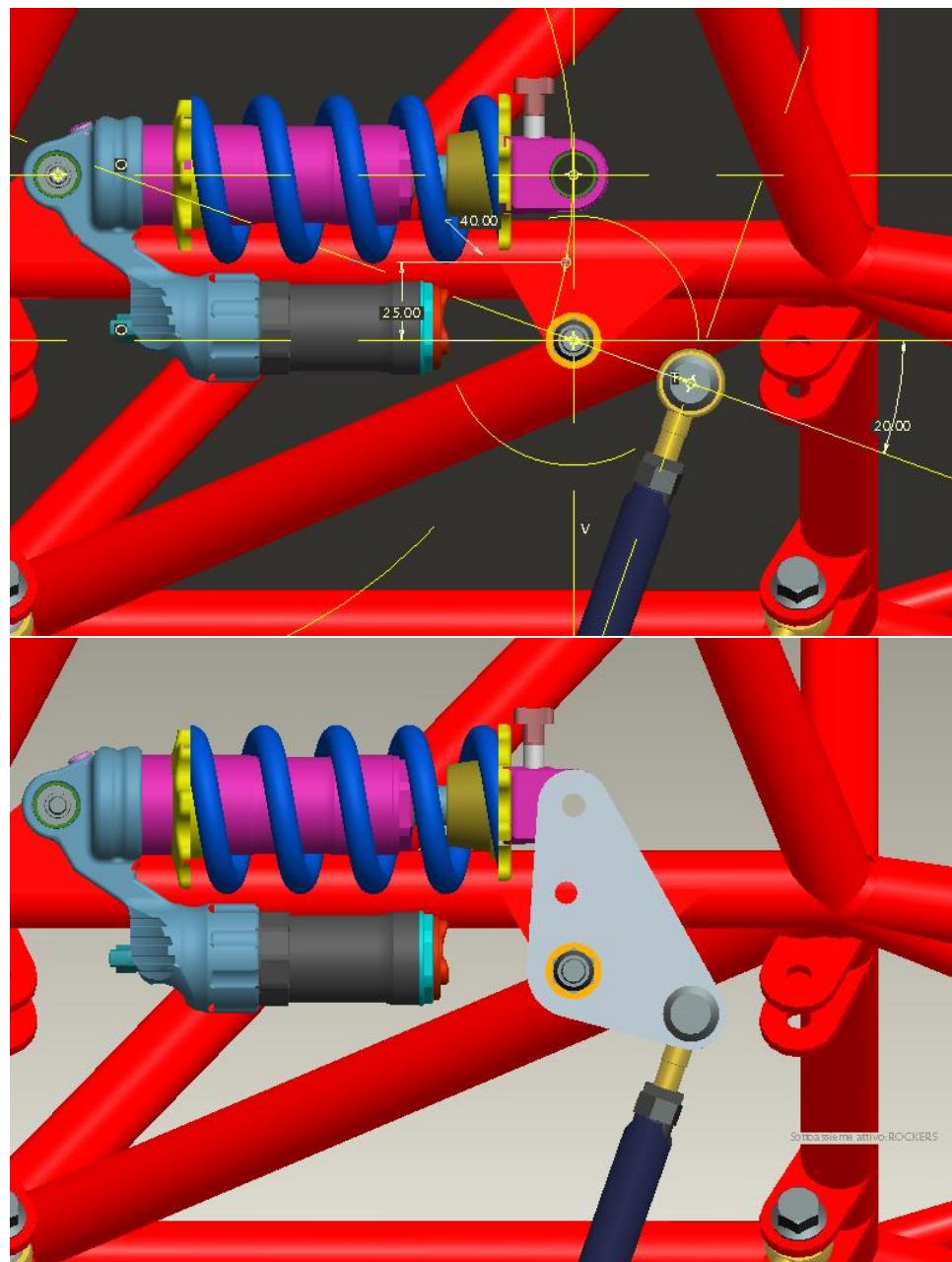


Figura 7.4: Geometria rocker

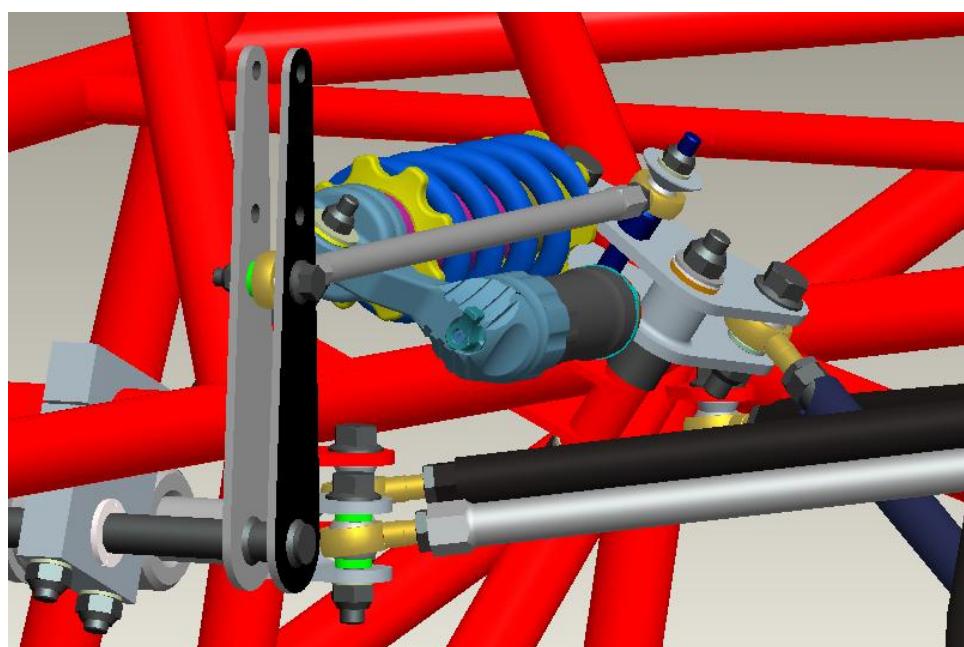


Figura 7.5: Geometria rocker

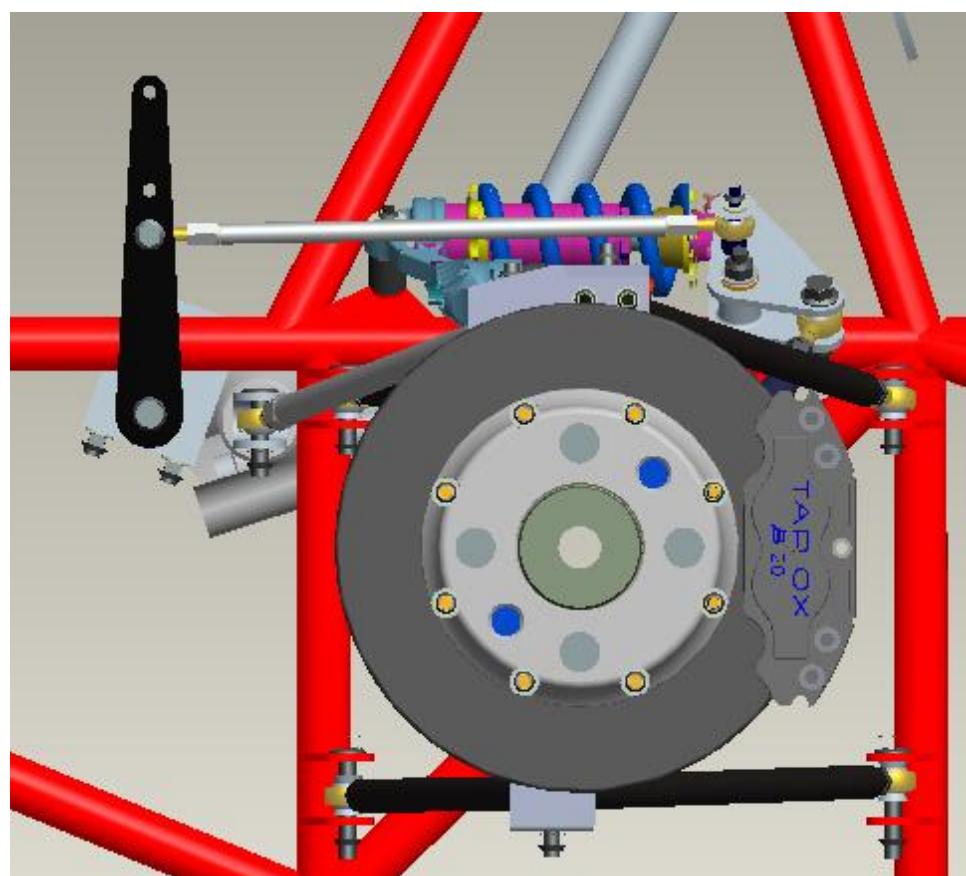


Figura 7.6: Collegamento tra barre e rocker

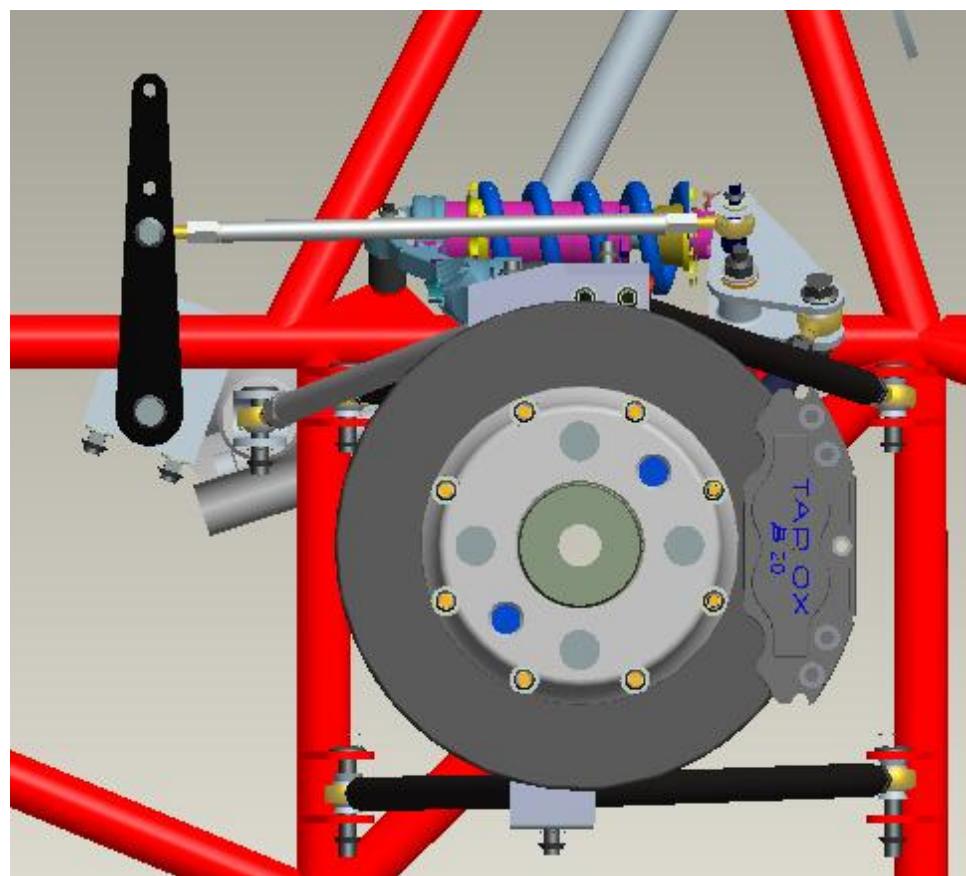


Figura 7.7: Layout gruppo ruota

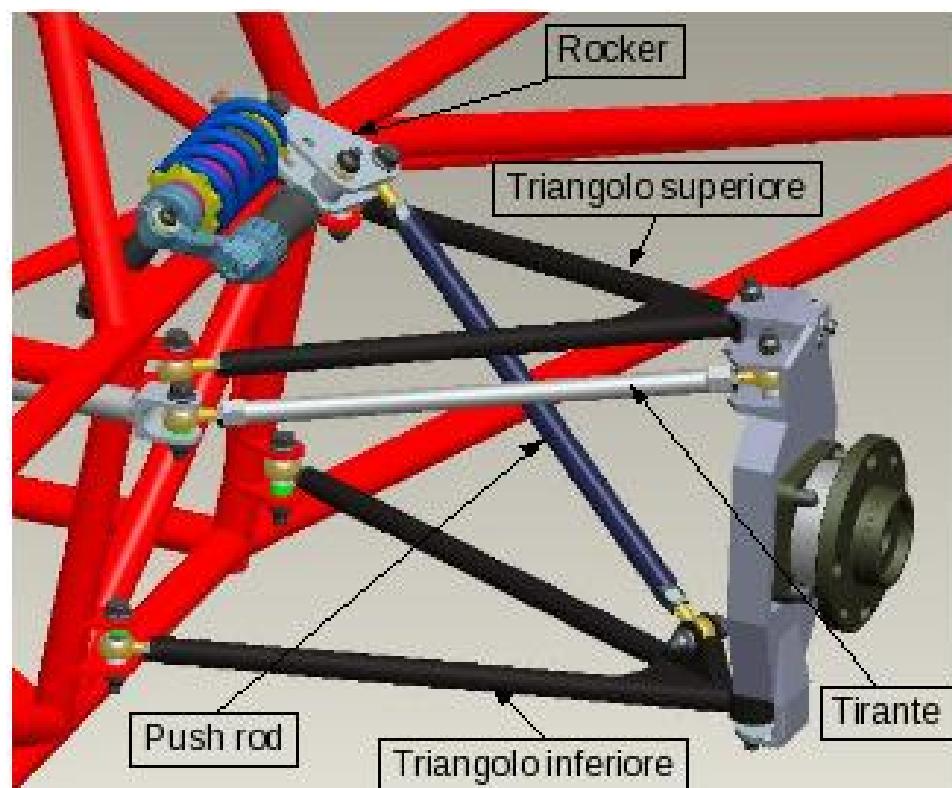


Figura 7.8: Schema sistema sospensivo

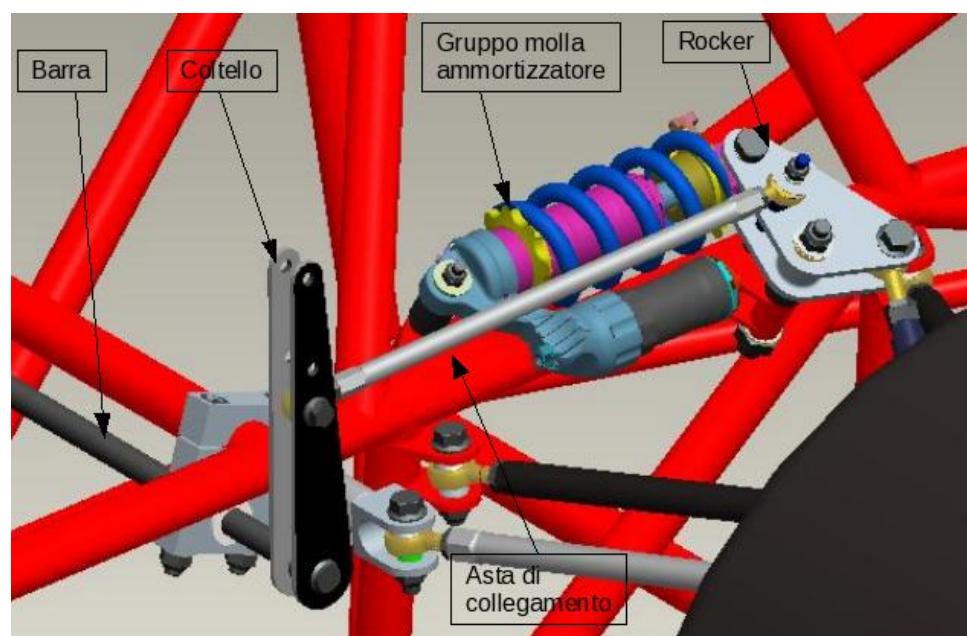


Figura 7.9: Collegamento barre - rocker

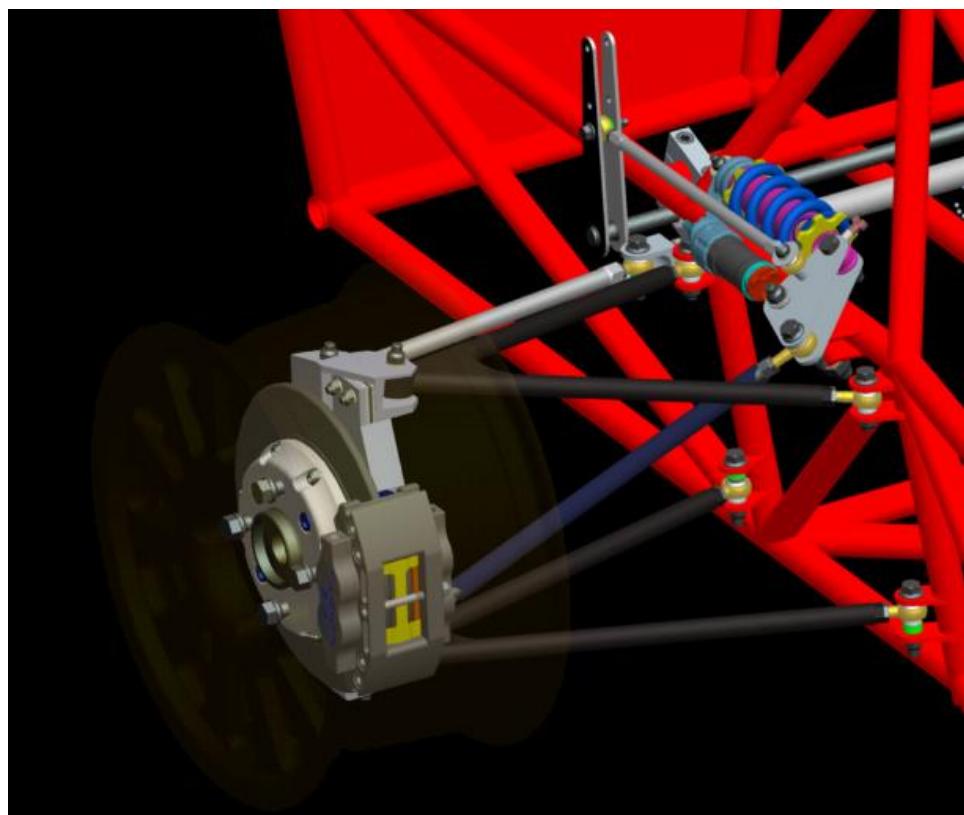


Figura 7.10: Dettaglio sospensione anteriore

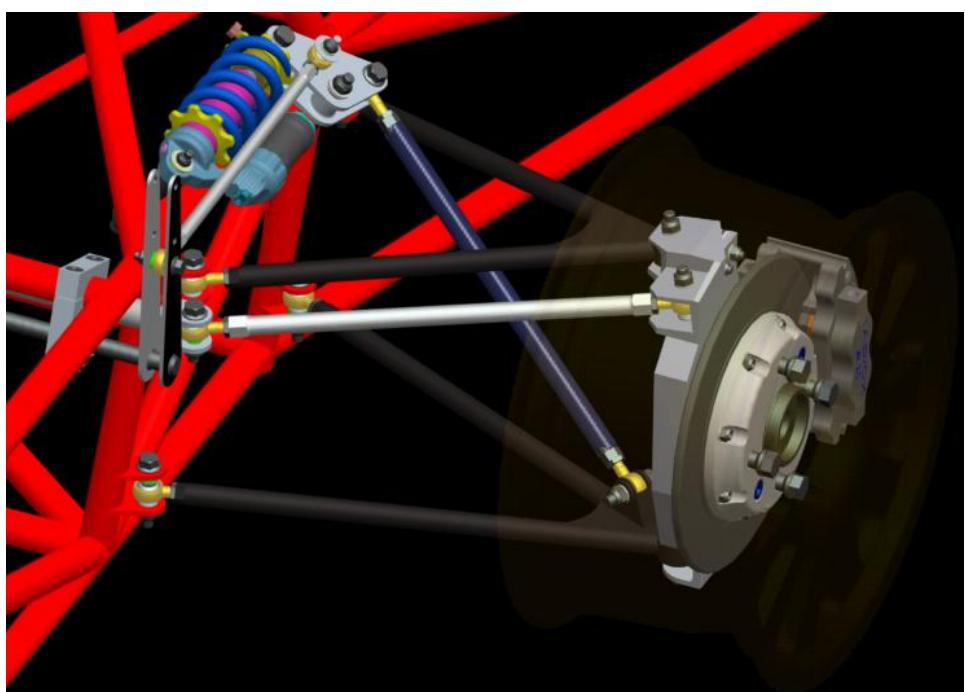


Figura 7.11: Dettaglio sospensione posteriore

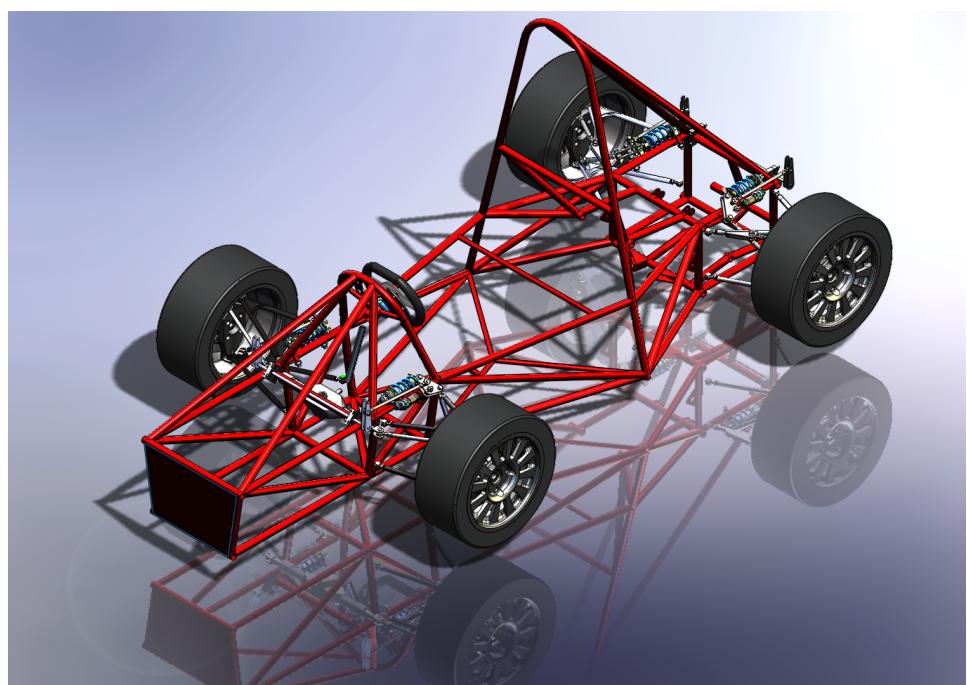


Figura 7.12: Assieme

Capitolo 8

Verifiche a resistenza e costruzione

8.1 Verifiche con elementi pipe

Per conoscere l'entità delle forze trasmesse dai pneumatici ai braccetti delle sospensioni e di qui al telaio e dai pushrods ai rockers, si è utilizzato il software di calcolo ad elementi finiti Ansys. In ambiente Classic si sono modellati i braccetti delle sospensioni, i pushrod ed i tiranti di sterzo/convergenza con elementi pipe. Il portamozzo si è modellato con elementi aste infinitamente rigide collegate dai punti di attacco dei triangoli delle sospensioni e dal tirante di sterzo al centro ruota. Di qui, sempre con un asta delle stesse caratteristiche, lo si è collegato al centro dell'impronta del pneumatico a terra (figura 8.1).

Sono stati quindi vincolati allo spostamento in tutte le direzioni, i punti di attacco dei braccetti, del pushrod e dei tiranti al telaio in modo da simulare giunti sferici. Per schematizzare giunti sferici anche dal lato portamozzi, si sono creati nodi appartenenti ai braccetti sovrapponendoli ai relativi nodi delle aste rigide. Facendo così si è potuto vincolare lo spostamento dei nodi dei braccetti e dei tiranti a quello delle aste senza vincolare le rotazioni relative. Si sono poi applicate le forze nel punto di contatto a terra in diverse condizioni di carico simulando così le manovre di interesse per vari valori di accelerazione. In particolare, sia sul sistema anteriore che posteriore, si sono simulate:

- manovre di frenata per valori di decelerazione pari a 1,6g

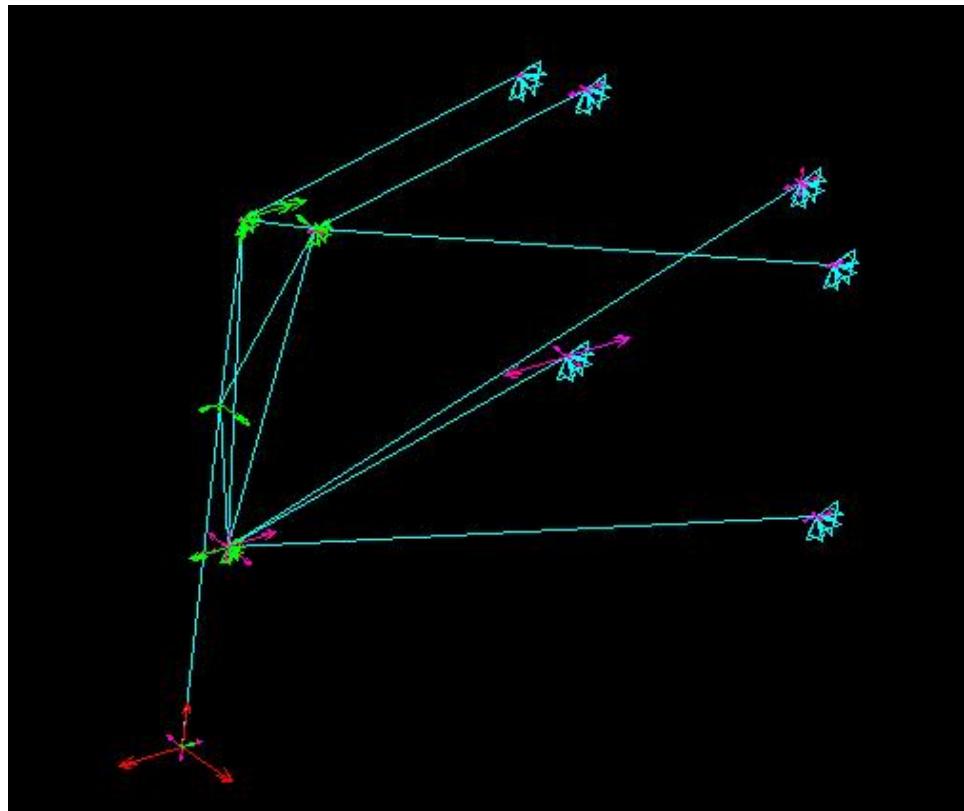


Figura 8.1: Schema per l'analisi dei carichi

- manovre di accelerazione longitudinale di 1,6g
- manovre di accelerazione laterale di 1,6g
- manovre combinate di frenatura e accelerazione laterale
- manovre combinate di accelerazione longitudinale e laterale

Prendendo la peggiore delle condizioni di carico sui vincoli, si sono trovate le massime forze che agiscono sui sottosistemi e le si sono utilizzate per il dimensionamento dei vari componenti.

8.2 Analisi in ambiente workbench

Con i valori di carico del modello precedente si è proceduti alla verifica dei componenti di maggiore interesse del sistema. In queste simulazioni si

sono modellati i giunti sferici con il metodo dello spostamento remoto ove si seleziona la superficie di interesse e la si vincola a non potersi muovere lungo le tre diezioni rispetto ad un punto. Questo sarà il centro del giunto inserito con i valori della coordinata. Si riportano di seguito le immagini delle simulazioni effettuate in ambiente Ansys Workbench.

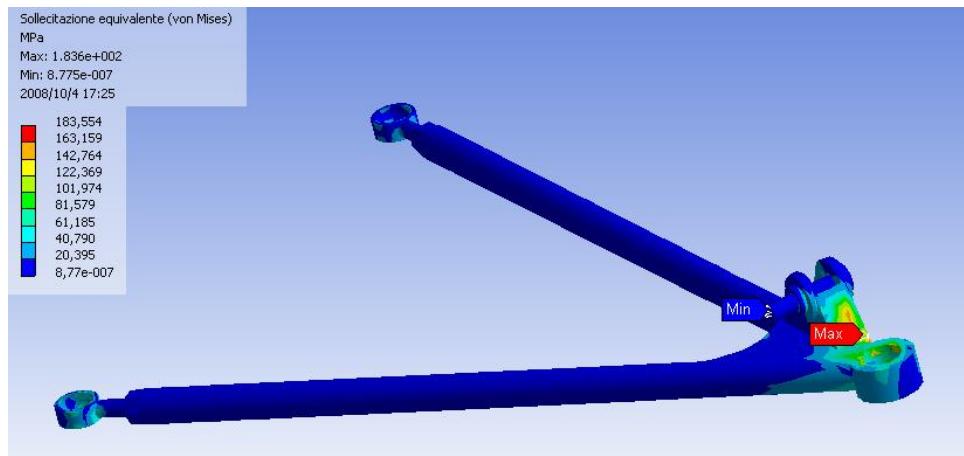


Figura 8.2: Risultati della simulazione FEM sul triangolo inferiore anteriore.

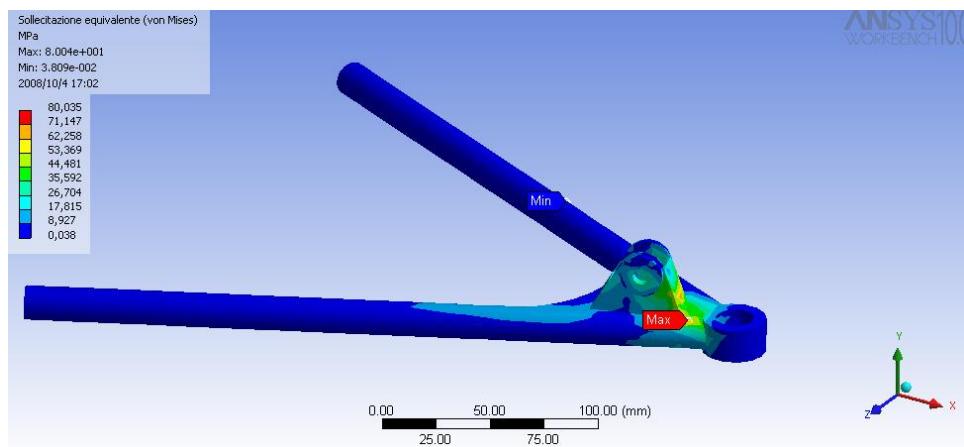


Figura 8.3: Risultati della simulazione FEM sul triangolo inferiore posteriore.

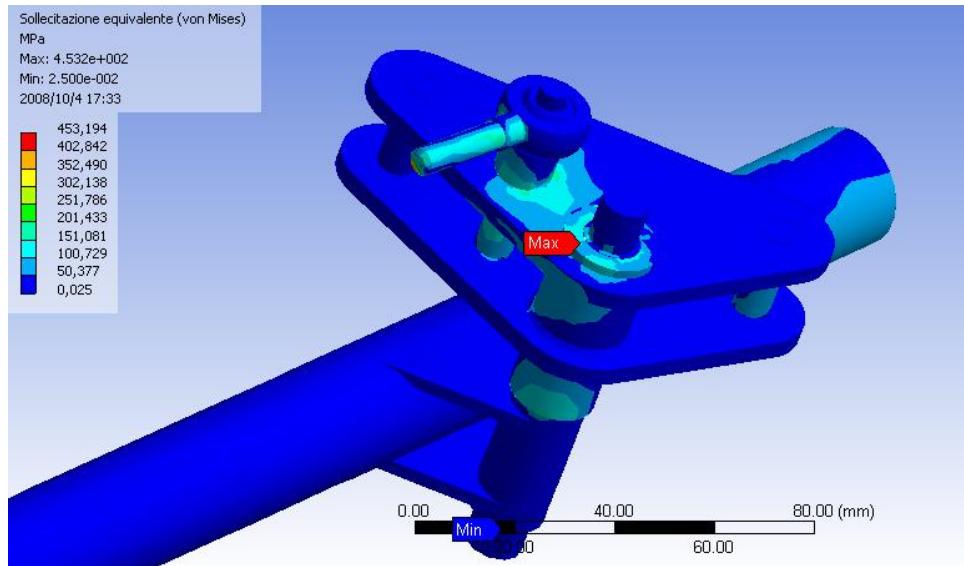


Figura 8.4: Risultati della simulazione FEM sul rocker.

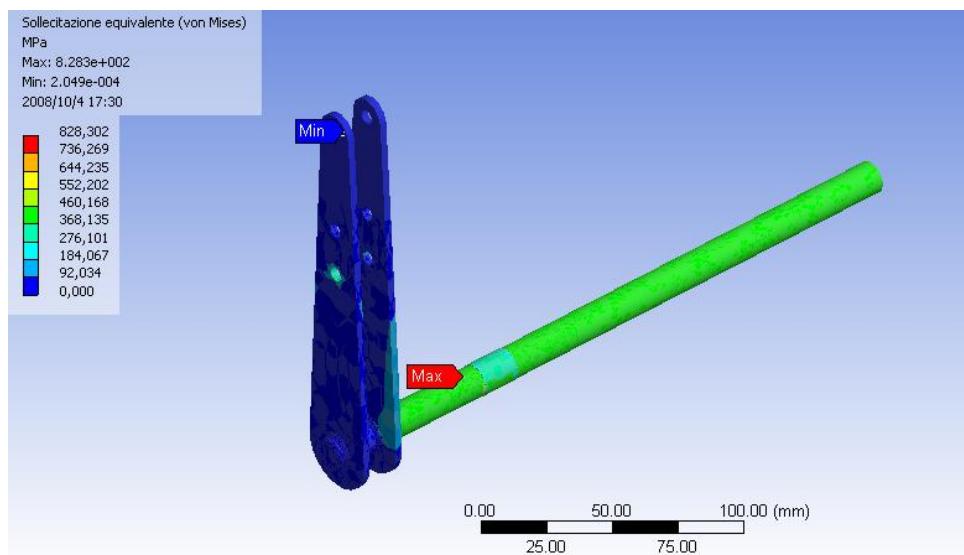


Figura 8.5: Risultati della simulazione FEM sulle barre.

Capitolo 9

Realizzazione

Per la costruzione dei triangoli della sospensione ci si è fatti supportare dall'esperienza dell'azienda Picchio spa. Si sono innanzitutto tagliati i tubi di acciaio legato al nichel cromo molibdeno (25NiCrMo4) a misura secondo le specifiche del CAD. Successivamente si sono costruite le 8 boccole per l'alloggiamento dei giunti sferici al vertice dei triangoli (figura 9.1) ed infine le boccole di figura 9.2 per l'alloggiamento dei giunti sferici filettati o rod ends. Fatto ciò, è stato necessario costruire una maschera per il posizionamento relativo dei componenti (figura 9.3). Si sono così posizionate le boccole sulla maschera per dare riferimento ai tubi dei triangoli (figure 9.4, 9.5). Successivamente si è proceduto alla saldatura dei tubi sulle boccole (figura 9.6) ed alla sagomatura dei fazzoletti di rinforzo sui braccetti (figure 9.7, 9.8). Per fare questo si è proceduto a collegarle ai braccetti con saldature per punti e successivamente a completare la saldatura (figura 9.9). Ultimata questa fase, è stato necessario costruire le piastrine di supporto ai pushrod ed ai tiranti di convergenza (figura 9.10). Per fare questo si sono estratte dal CAD le viste del profilo delle piastrine in modo da sagomare su misura dei laminati di alluminio atte a fare da maschera per la costruzione di quelle in acciaio. Anche per queste si è utilizzati il 25NiCrMo4. Si sono poi tracciati i profili esterni di collegamento sui braccetti con tracciatore e calibro angolare e li si sono saldati (figura 9.11). Si è proceduto quindi al trasporto dei braccetti e del telaio dall'azienda verso la facoltà (figura 9.12).

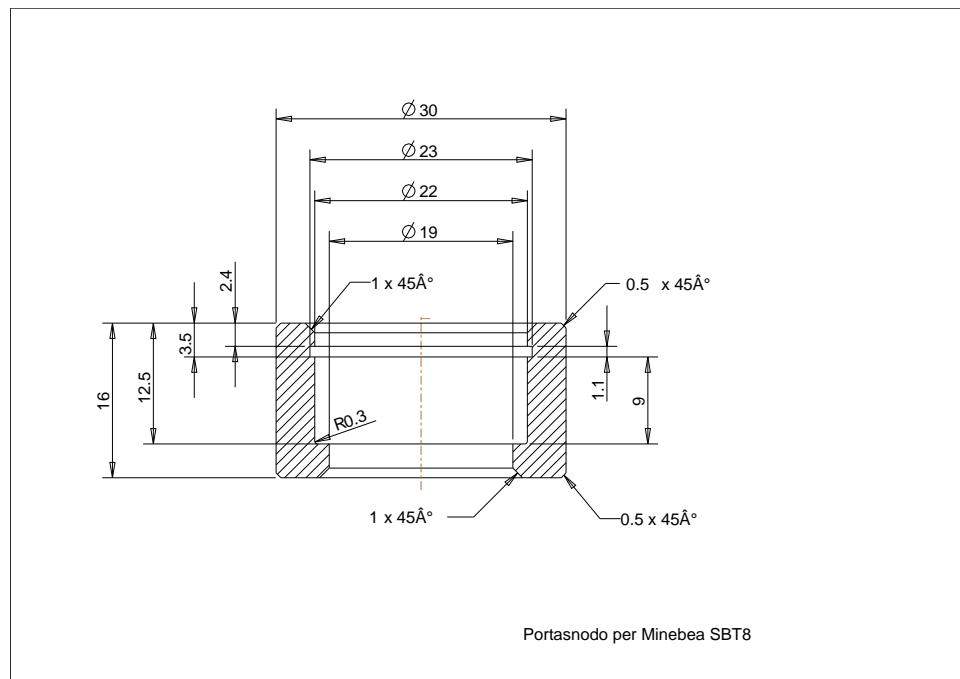


Figura 9.1: Portasnodo



Figura 9.2: Boccola triangoli lato rod end.



Figura 9.3: Maschera per la costruzione dei triangoli

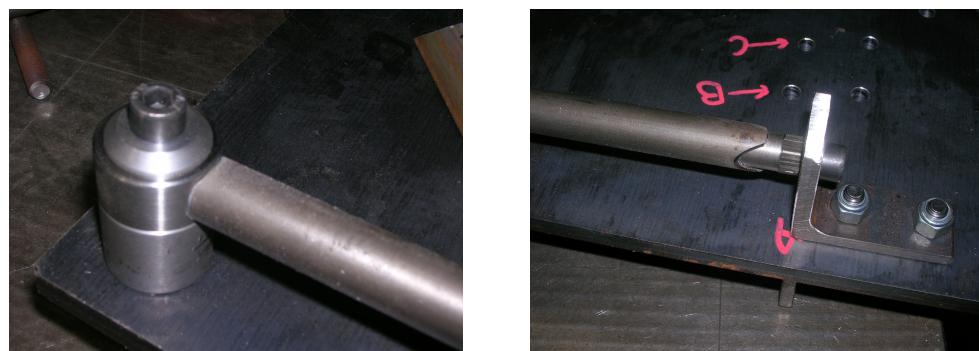


Figura 9.4: Collegamento delle boccole alla maschera.

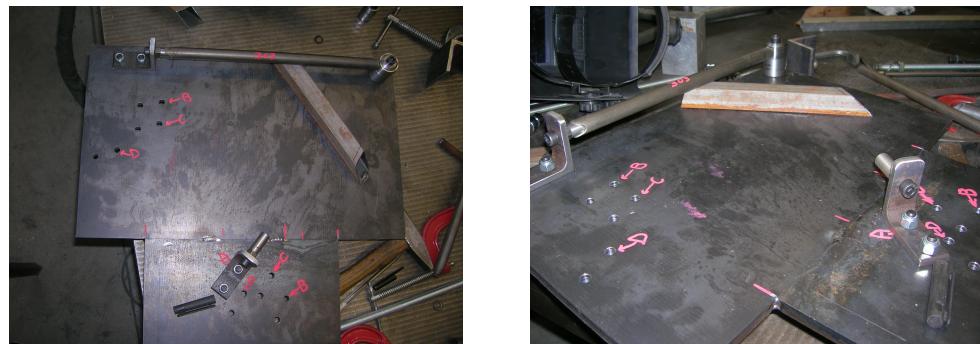


Figura 9.5: Posizionamento tubo sulla maschera.

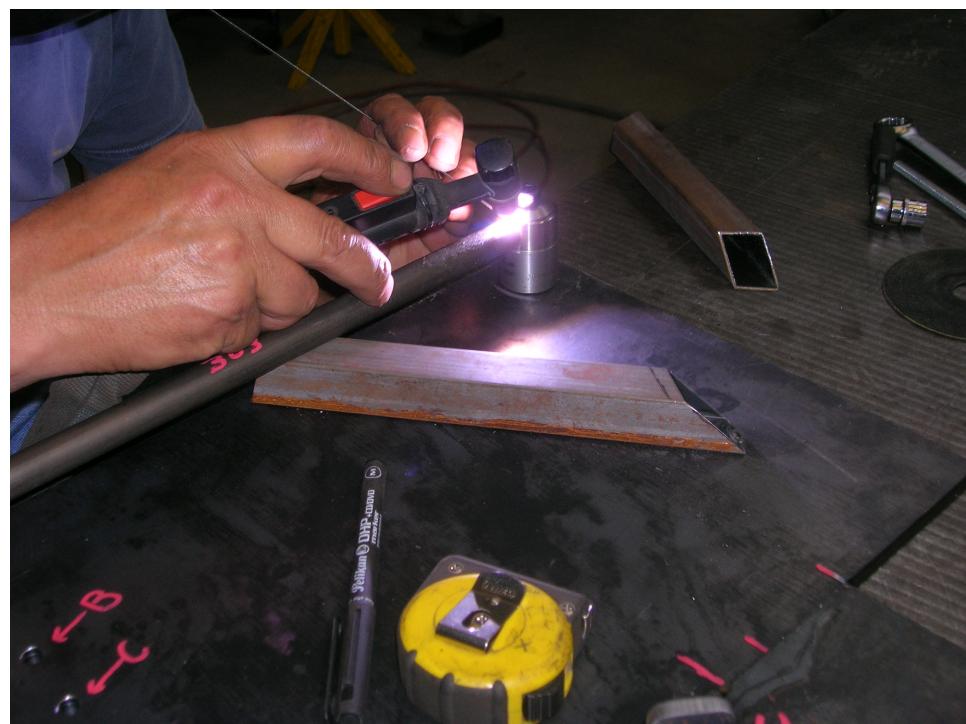


Figura 9.6: Saldatura dei triangoli.

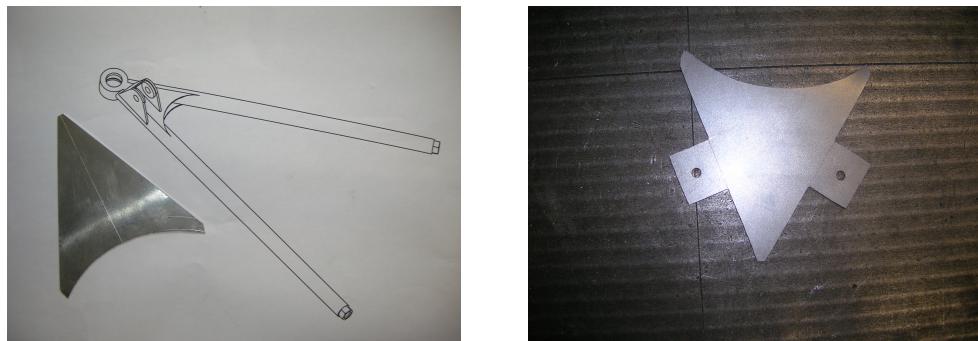


Figura 9.7: Realizzazione dei rinforzi.

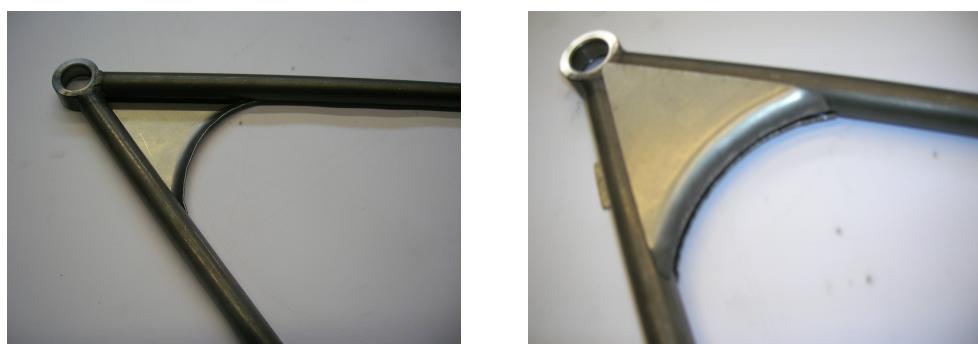


Figura 9.8: Saldatura dei rinforzi.



Figura 9.9: Saldatura dei rinforzi.



Figura 9.10: Realizzazione piastrine di supporto.



Figura 9.11: Tracciatura triangoli.



Figura 9.12: Trasporto.

Capitolo 10

Conclusioni e sviluppi futuri

Il metodo adottato è risultato adeguato allo scopo della progettazione del sistema di sospensioni per veicolo da Formula SAE. Il modello di calcolo elettronico è stato propedeutico alla realizzazione del successivo modello multibody e si è rivelato utile per avere immediata visione del setting da adottare in pista. Le simulazioni effettuate sul modello multibody hanno dato risultati soddisfacenti e pienamente rispondenti alle specifiche di tabella 4.2. Il modello multibody è stato utilizzato in un'altra tesi per simulare prove dinamiche introducendo il modello degli pneumatici.

Il sistema di sospensioni ha passato immediatamente tutti i test di verifica dei giudici e si è dimostrato adatto ai tipi di percorsi affrontati in gara incontrando soddisfazione nei piloti.

Necessaria è sicuramente l'ottimizzazione delle geometrie tramite test in pista per l'adeguamento del sistema alle variazioni delle caratteristiche del veicolo in continuo sviluppo. Dalle indicazioni dei piloti, si è evidenziata la tendenza dello sterzo ad essere controllato con valori di forza elevati e sarà quindi necessario prevedere una riduzione del rapporto di sterzo intervenendo sulla cremagliera oppure diminuire l'avancorsa.

Non essendo stato possibile analizzare le caratteristiche di smorzamento delle sospensioni, si rende opportuno ricavare tali curve tramite prove sperimentali. Si ritiene utile strumentare opportunamente il veicolo per rendere possibile l'acquisizione di dati utili alla verifica delle caratteristiche dinamiche del veicolo.



Figura 10.1: Sospensione anteriore (a sinistra) e posteriore (a destra).



Figura 10.2: Veicolo ET1 tra i birilli del circuito di Fiorano.

Bibliografia

Bibliografia

- [1] 2008 Formula SAE® Rules.
- [2] Guiggiani M.; *Dinamica del veicolo*.
- [3] Vitale E., Frendo F., Malvasi A.; *Dispense di Costruzioni di Macchine*
- [4] SAE ;*2006 Formula Student Germany Hockenheim*.
- [5] SAE ;*Formula SAE Vehicle dynamics terminology list*
- [6] Milliken, William F. and Milliken, Douglas L.; *Race Car Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, 1997.
- [7] Pat Clark ;*Tecnical introduction to FSAE for new teams*
- [8] Texas A& M ;*Suspension Setup*
- [9] Adelaide ;*Suspension System*
- [10] Manchester University ;*General report*
- [11] Queen's University ;*General report*
- [12] Newcastle University ;*General report UNR*
- [13] KTH Stockholm ;*Design of a suspension for a Formula Student race car*

Ringraziamenti

Familiari Ringrazio prima di tutti Fabio, mio fratello, che mi ha supportato in tutti questi anni universitari e mi ha sempre spronato nel migliore dei modi; Stefano, mio Padre, che ha creduto in me fin dall'inizio; Cristina, mia Madre, che da quando sono entrato in tesi mi osserva da lassù; Elisabetta, che mi ha supportato e sopportato in ogni difficoltà, scrittura tesi compresa; Vilma, mia nonna, che fino a che ha potuto, mi ha sempre fatto trovare tavola pronta.

Professori Vorrei qui ringraziare tutti i professori della specialistica per l'impegno e la disponibilità data. In particolare Ing. Francesco Frendo per avermi pienamente supportato durante ben due lunghe attività di tesi con ottimi risultati; Prof. Massimo Ceraolo per avermi dato l'opportunità di partecipare alla formula tech nel 2005; Prof. Massimo Guiggiani per avere trasmesso la sua passione ed il suo rigore nell'affrontare i problemi a partire dall'attività di miglioramento del nostro corso di laurea specialistica; Ing. Mario Santucci per averci dato le basi utili a lavorare in team.

Colleghi e amici Ringrazio tutti i compagni di studio con i quali mi sono trovato a condividere pomeriggi interi sui libri. Iacopo Petrini che ha creduto in me fin dall'inizio; Luca Antognoni con il quale ho dato i primi esami; Vincenzo Maiorano, col quale ho condiviso momenti duri e felici assieme; Michele Rossi, per il supporto morale e festaiolo che mi ha sempre dato; Davide Preitera, per i suoi preziosi appunti; Elisa Puliti, per le innumerevoli dritte sugli esami; Francesco Castellana e Riccardo Rossi, per il supporto motoristico;

Sponsor Alberto Nannini per il preziosissimo materiale informativo fornитomi e per avermi riportato le sue esperienze in formula; Fabrizio Pelliccioni

per il prezioso supporto alla costruzione delle barre antirollo; Guido Pandoli per la disponibilità trovata nell'azienda; Francesco per il corso di saldatura a TIG.

E-Team Sono orgoglioso di aver fatto parte di questo team e sono estremamente felice di aver potuto dare il mio contributo!

Ringrazio tutti per la dedizione che ci hanno messo, a partire da

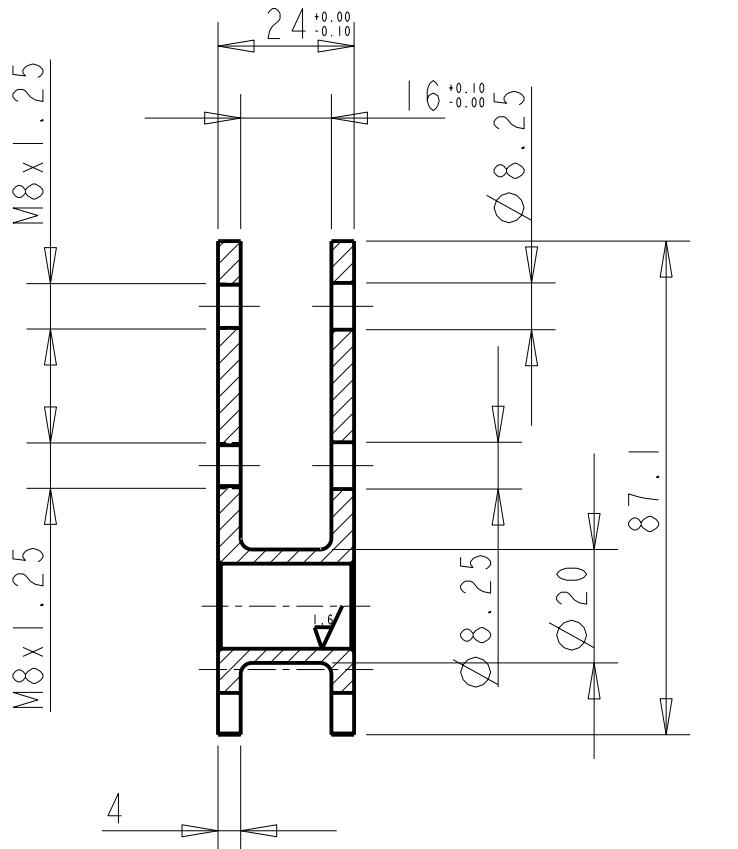
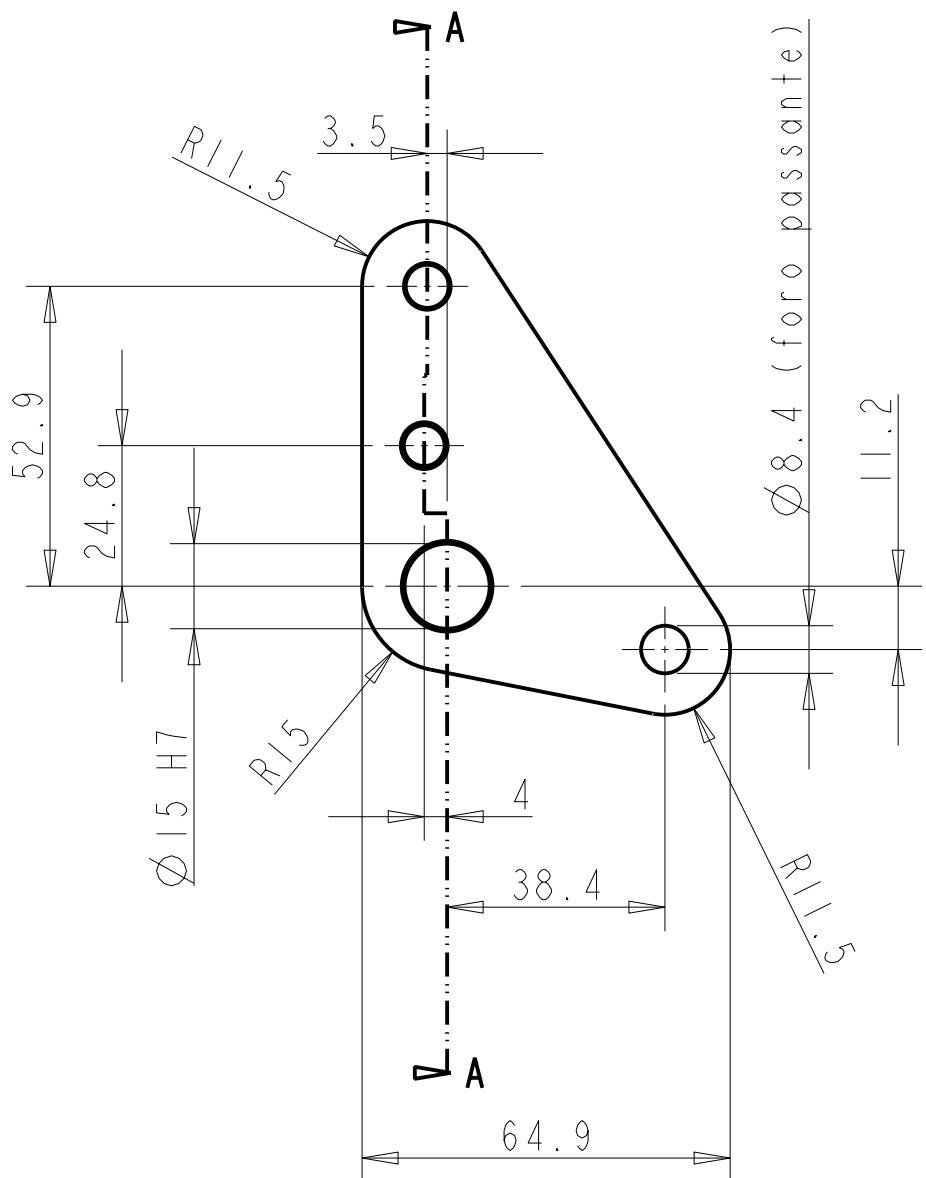
Riccardo Bartolozzi dal quale ho imparato moltissimo; Lorenzo TaleBano che mi ha spostato i tubi del telaio molte volte; Valerio senza il quale non saremo riusciti a trovare il tempo per fare un sterzo, anche se un pò duro ma si sà, lui è omo-rissa...; Iacopo che era partito da zero sul cad e nonostante miliardi di difficoltà ed un tesista specialistico rompicatole, ha tenuto duro fino all'ultimo; Antonio Sponsiello che ci ha stressati per fare quei cartelloni senza i quali non saremmo stati molto presentabili ai box; Luca Sciurti che da quanto era preso a sistemare il lay-out dell'officina si è dimenticato il borsello ovunque rischiando di essere preso a caprettate dai carabinieri; Alessio Simi per la sua capacità di sintesi nei lavori da fare, in puro stile E; Silvia Alonzo per la pazienza di parlare seriamente con tutti i Tumini che ci sono stati; Lorenzo Varelli per la capacità di sintesi dei suoi amorevoli incontri telefonici a base di sax contralto tarox; Massimiliano Pastore per la mitica soluzione frizione no-alpitour; Obe per gli strumenti prestatici; Gianni per avere dato a molti, a modo suo, un bel carico di fiducia; Sebastiano per gli infitti test kilometrici fatti fare alle batterie a suon di spostarle; Andrea Ferri per l'ampia inclinazione al lavoro di team; Daniele Siano per la pazienza di ascoltare un improvvisato tecnico del setting all'esordio portando pure la macchina alla fine; Mario Bertolotti per aver sopportato tutte le magagne mie e del veicolo e per avere dato il suo enorme contributo come pilota; Alessandro Francesco e Andrea per il continuo lavoro di messa a punto e revisione di tutti i circuiti fatto principalmente dove non li si vedeva, ma quanto ci hanno lavorato!!; Giovanni che ci ha fatti simpaticamente sentire non banali fino all'ultimo; Il Bartolini che mi ha dato una grossa mano a sistemare il furgone quando non si riusciva manco ad entrarci; Lapo Mori per l'impegno dimostrato nel voler continuare la Formula SAE; il Ciome per averci fatto da 95° percentile; Flavio per aver fatto media col Ciome ed averci riportato alla normalità; Emanuele per le consulenze sui grafici di smorzamento; Perito per avermi sopportato sulle colle e sui mastici targati Loctite; Alessandro ed Andrea per averci rotto

le scatole col design report; Stefano per avermi fatto smettere di saltare il cancello dell'officina di notte dandomene le chiavi; Andrea Barbetti per essersi accollato un modello adams pieno di rasi tasif tasir e quant'altro; Simonetta per averci dato buone indicazioni sulla Picchio; Il Guiggiani per averci dato dimostrazione di apprezzamento e supporto anche quando sembrava non ci fosse più nulla da fare... cosa si riesce a fare in 2 giorni!!!;

Ed infine il nostro Team Leader Francesco che ci ha tenuti uniti fino all'ultimo nonostante i suoi innumerevoli impegni.

Appendice A

Disegni costruttivi



SEZIONE A-A

Denominazione: Rocker anteriore sinistro

Materiale: Al 7050 (Ergal)

Scala 3:4

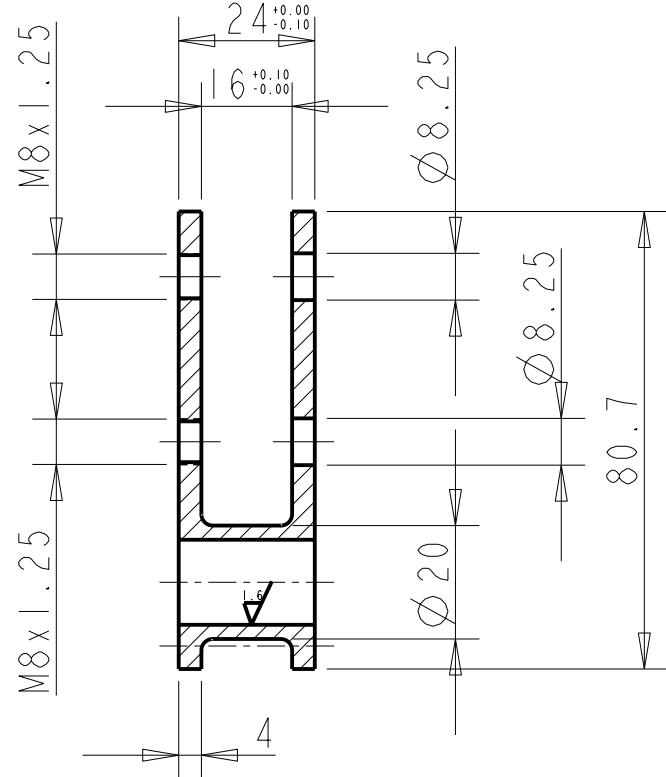
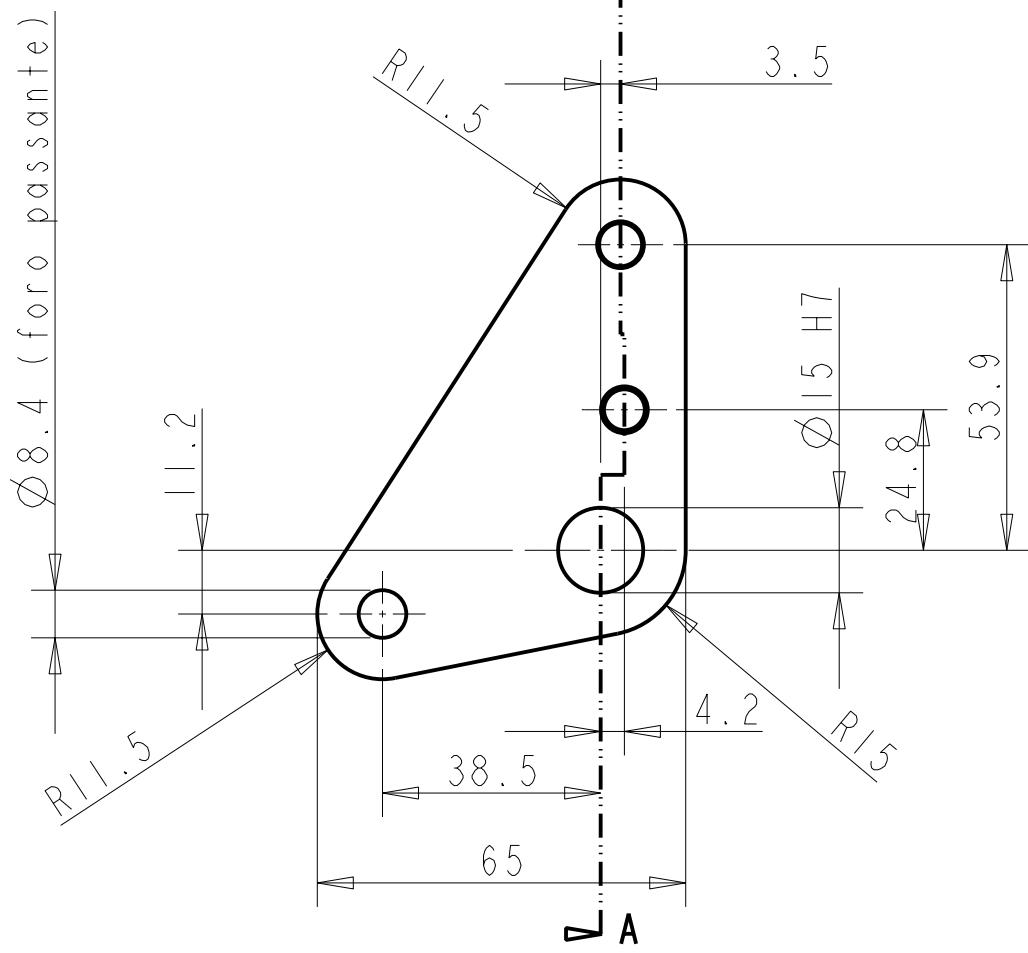
Quantità 1

Raccordi non quotati R=2

Smussi non quotati 0.5 x 45°

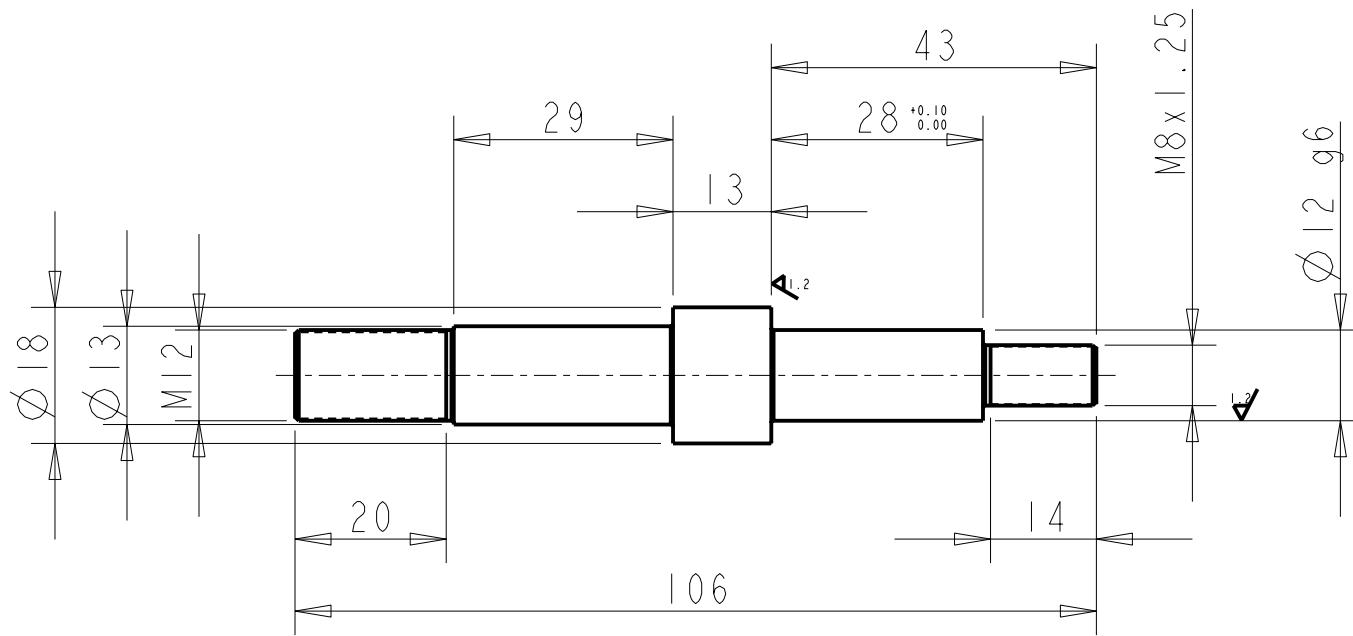
Finitura superficiale $\Delta^{3.2}(1.6)$

Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



SEZIONE A-A

Denominazione: Rocker posteriore sinistro
 Materiale: Al 7050 (Ergal)
 Scala 3:4
 Quantità 1
 Raccordi non quotati R=2
 Smussi non quotati 0.5 x 45°
 Finitura superficiale \checkmark (\checkmark)
 Quote senza indicazione di tolleranza
 grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Perno Rocker

Quantità: 4

Materiale: acciaio classe 8.8 UNI 3740

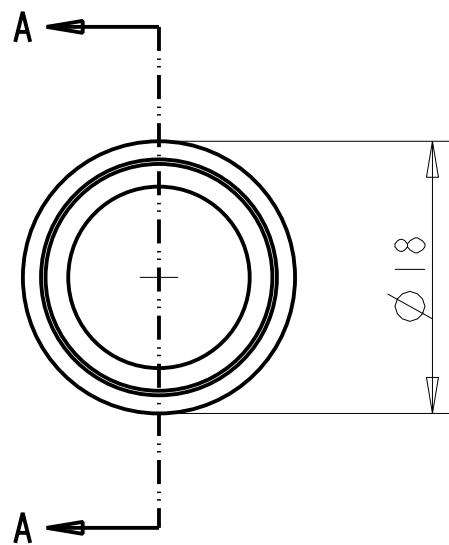
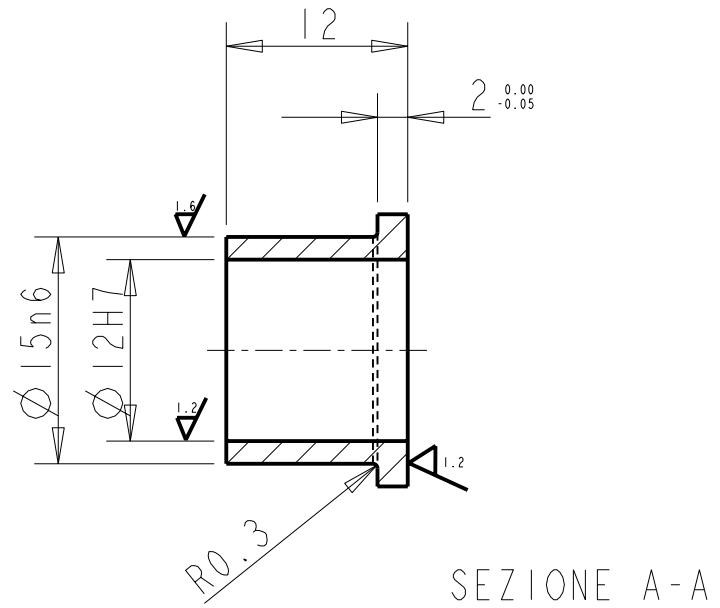
Scala 1:1

Raccordi non quotati: R=0.3

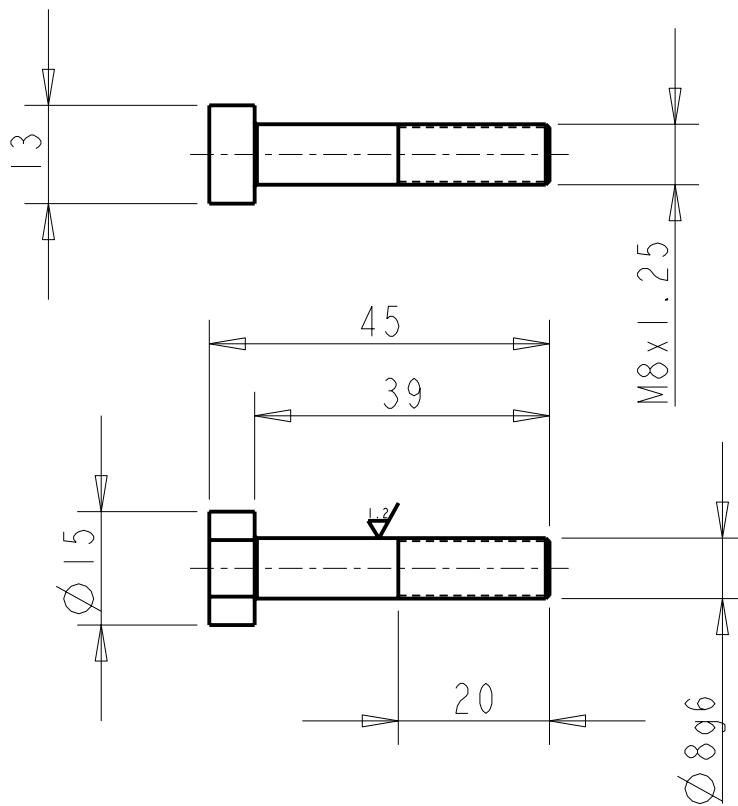
Smussi non quotati 0.5x45°

Finitura superficiale: A² (A²)

Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Boccola Rocker
 Scala 2:1
 Quantità 8
 Materiale Sn Sb 11 Cu 9 UNI 4515 (MB80)
 Finitura superficiale ∇ (∇ , ∇)
 Quote senza indicazione di tolleranza
 grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Perno ammortizzatore rocker
Quantità: 4

Materiale: acciaio classe 8.8 UNI 3740

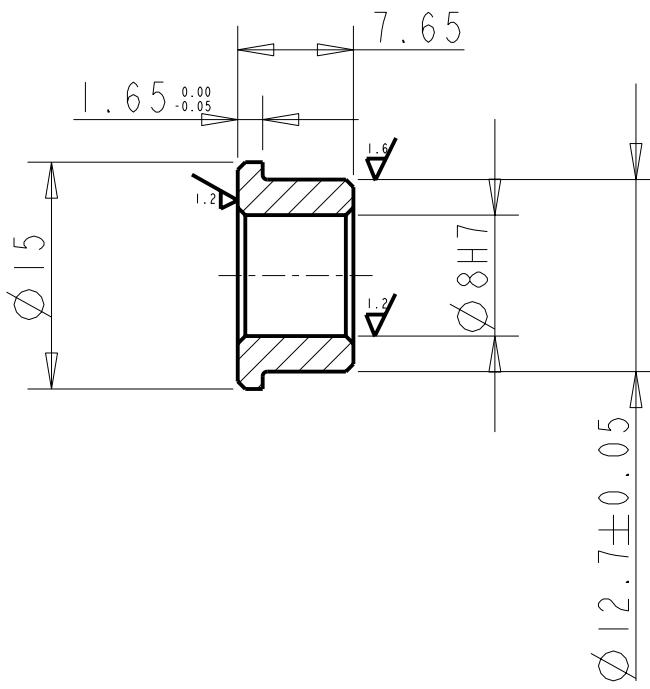
Scala 1:1

Raccordi non quotati: R=0.3

Smussi non quotati 0.5x45°

Finitura superficiale: ✓ (✓)

Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Boccola Ammortizzatore
Scala 2:1

Quantità 16

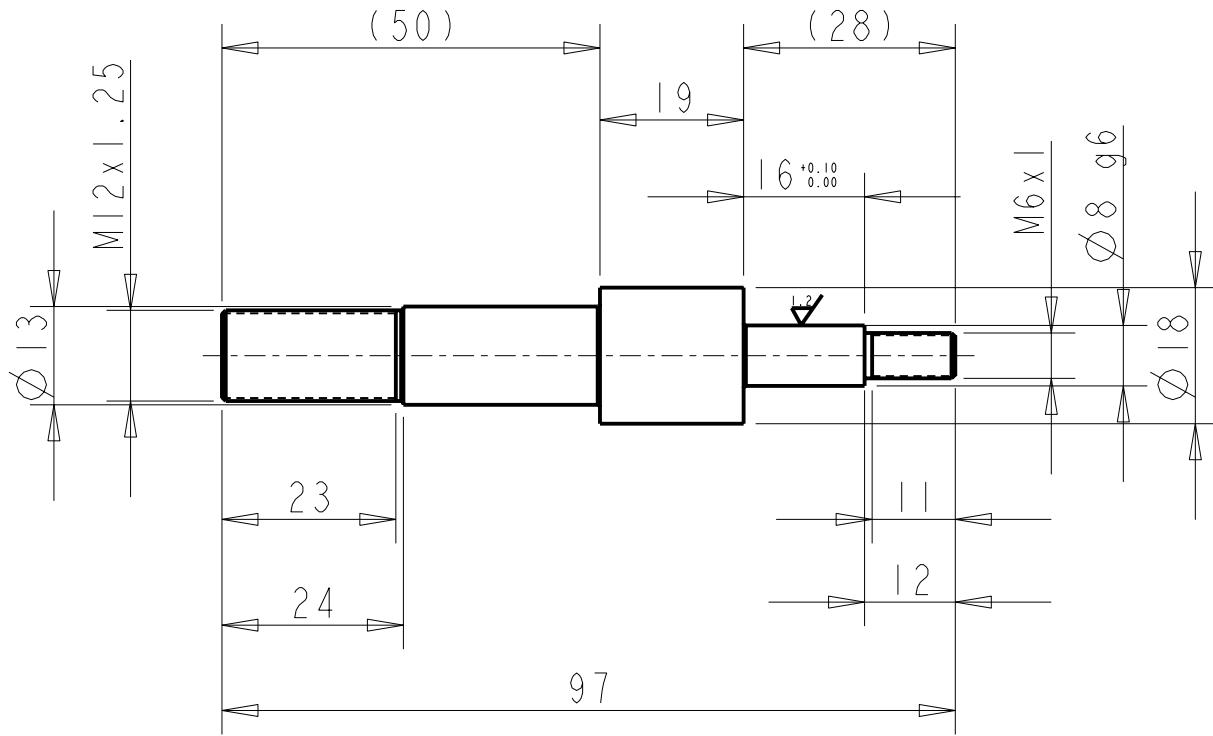
Raccordi non quotati: R=0.3

Smussi non quotati: 0.5x45°

Materiale Sn Sb 11 Cu 9 UNI 4515 (MB80)

Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$ ($\nabla^{1.6}$, $\nabla^{1.2}$)

Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Perno Ammortizzatore - Telaio
Quantità: 4

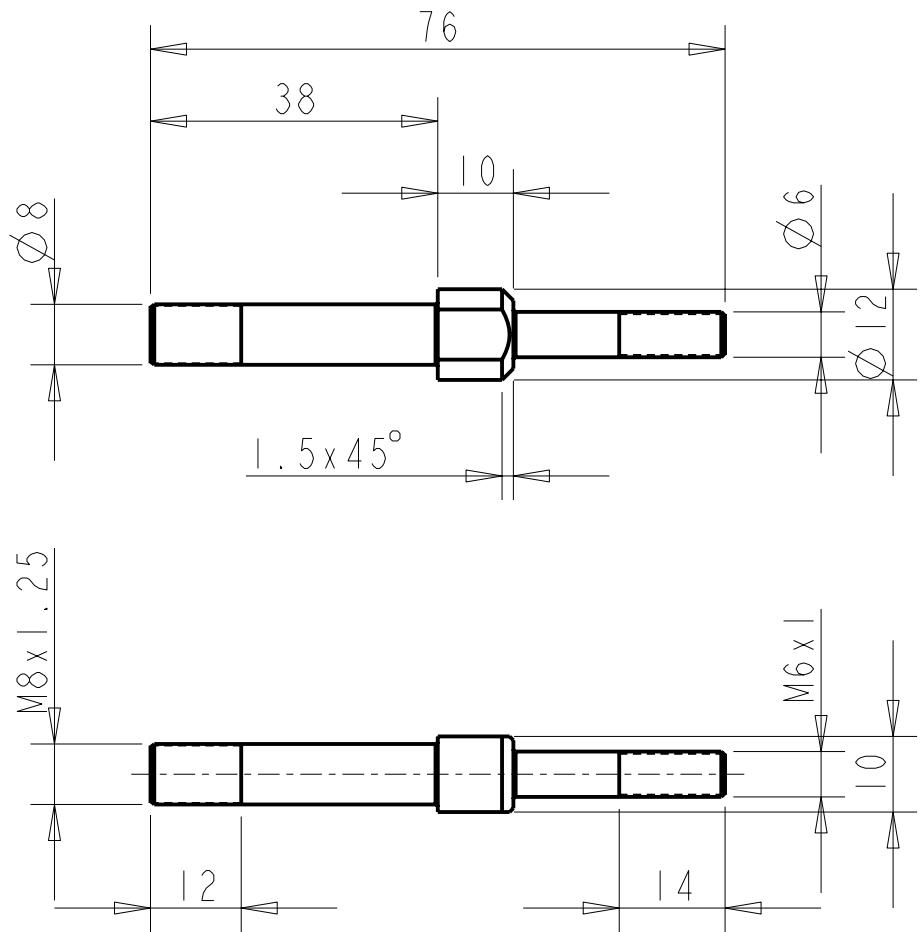
Materiale: acciaio classe 8.8 UNI 3740
Scala 1:1

Raccordi non quotati: R=0.3

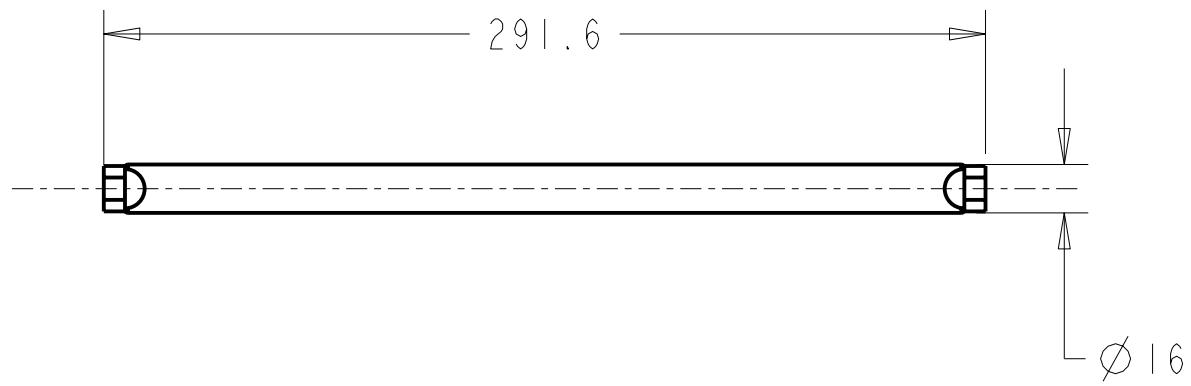
Smussi non quotati 0.5x45°

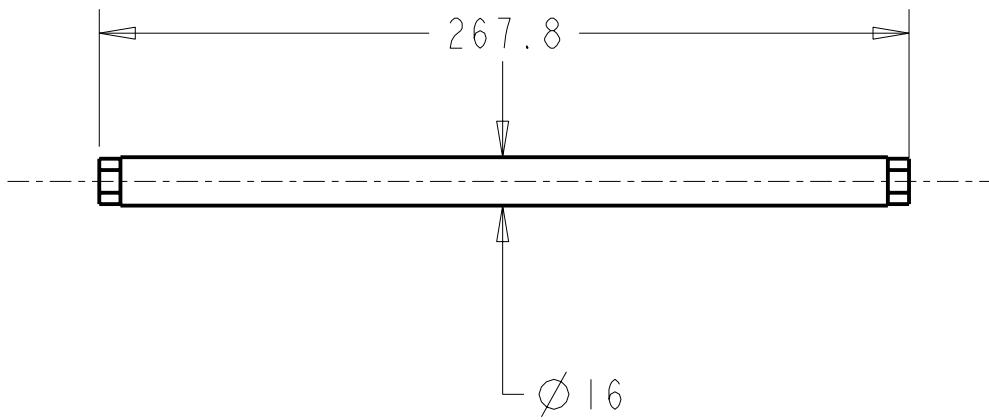
Finitura superficiale: ✓ (✓)

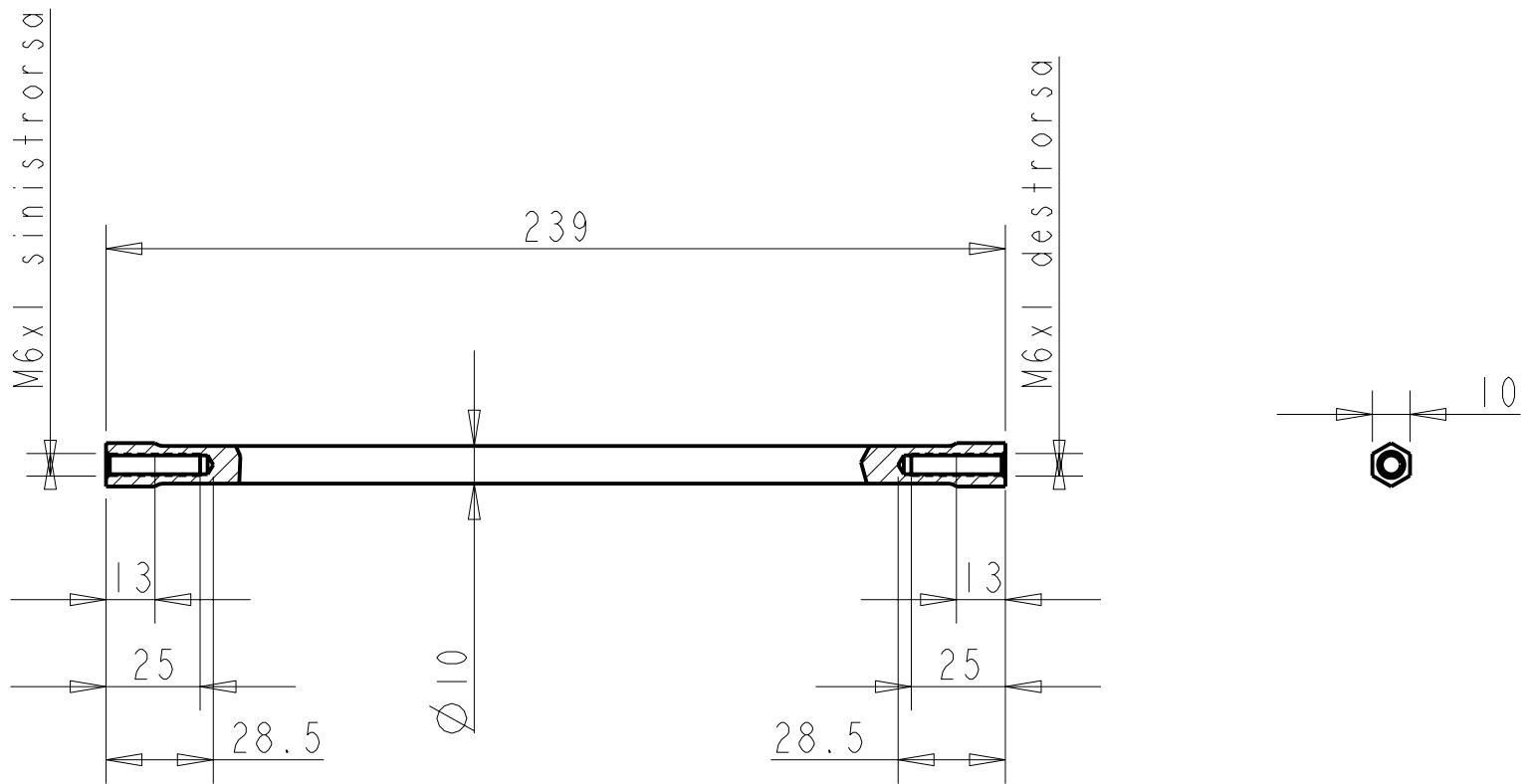
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



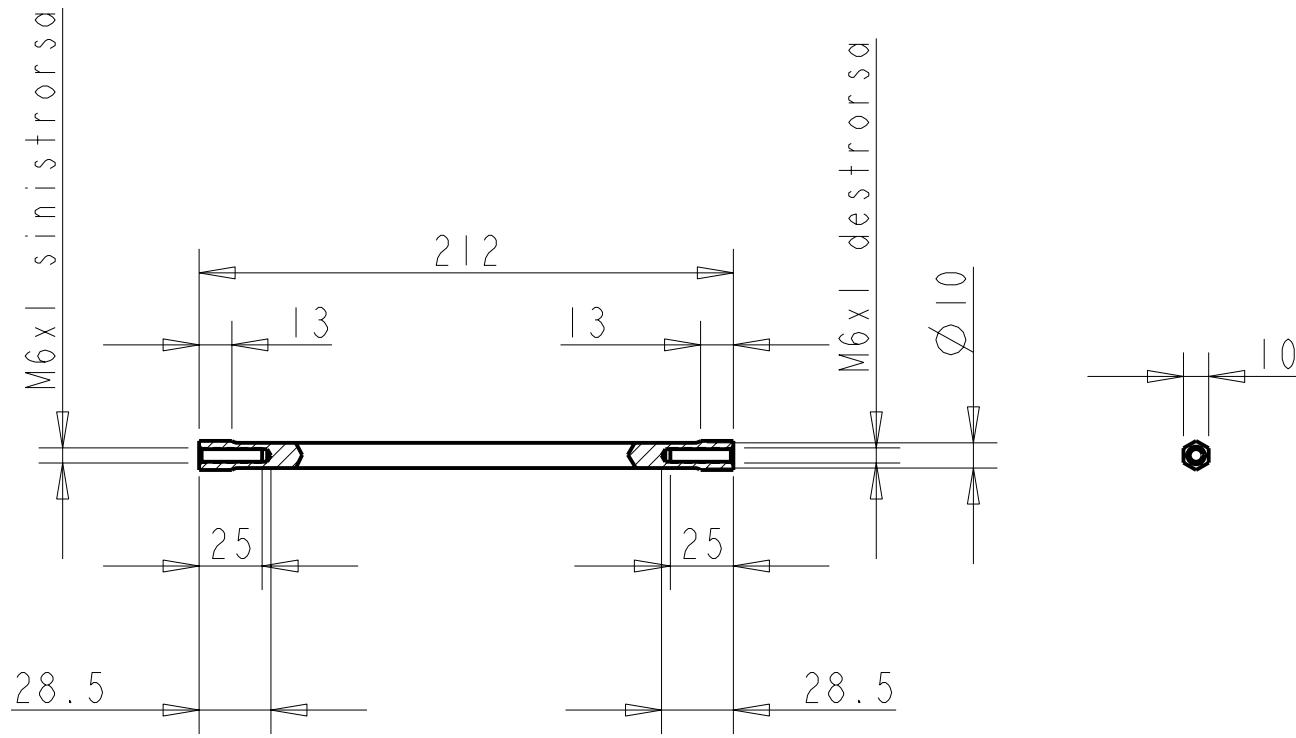
Denominazione: Perno Rocker - Barra
 Quantità: 4
 Materiale: acciaio classe 8.8 UNI 3740
 Scala 1:1
 Raccordi non quotati: $R=0.3$
 Smussi non quotati $0.5 \times 45^\circ$
 Finitura superficiale: ✓
 Quote senza indicazione di tolleranza
 grado di precisione medio UNI 5307



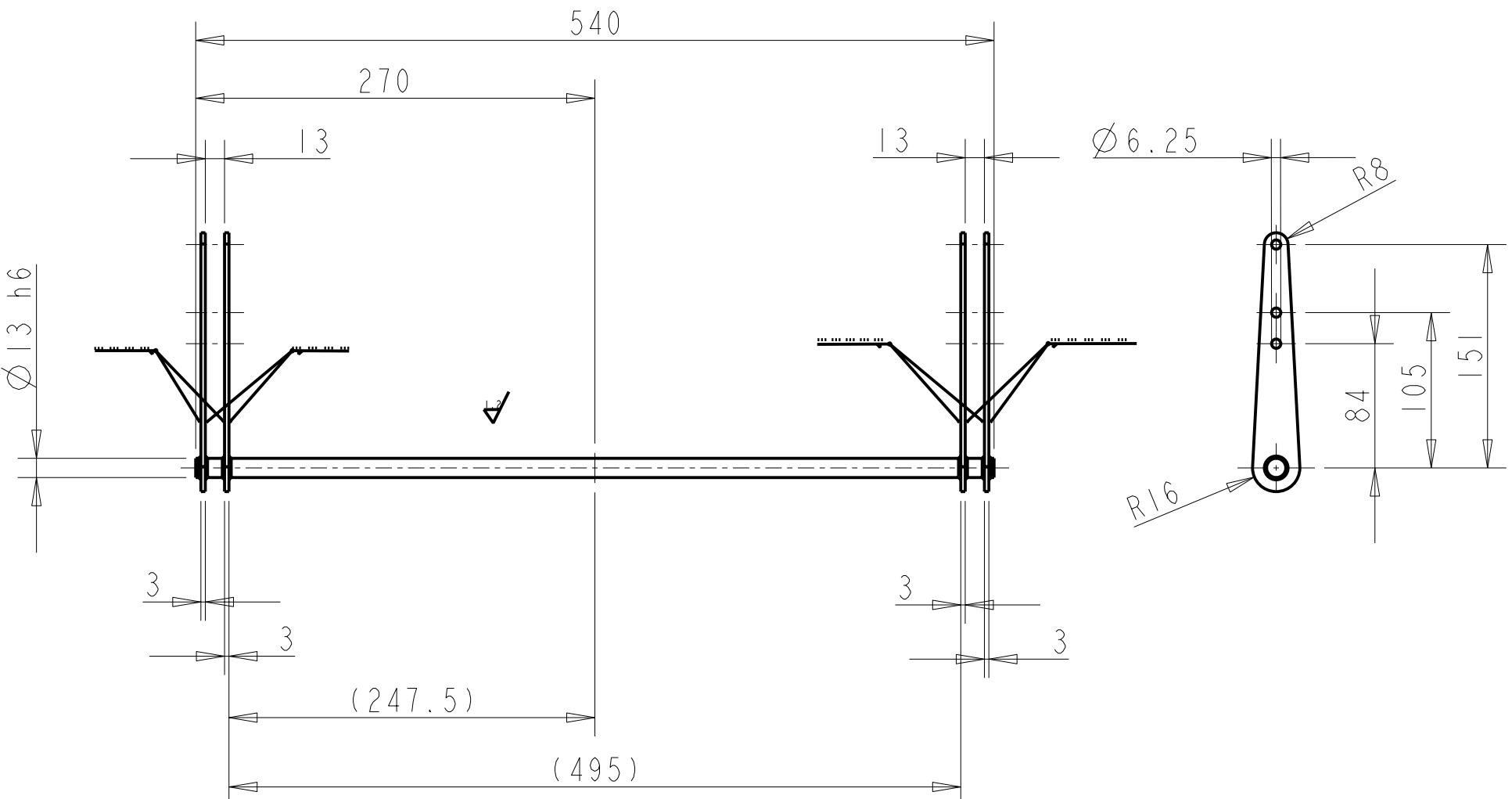




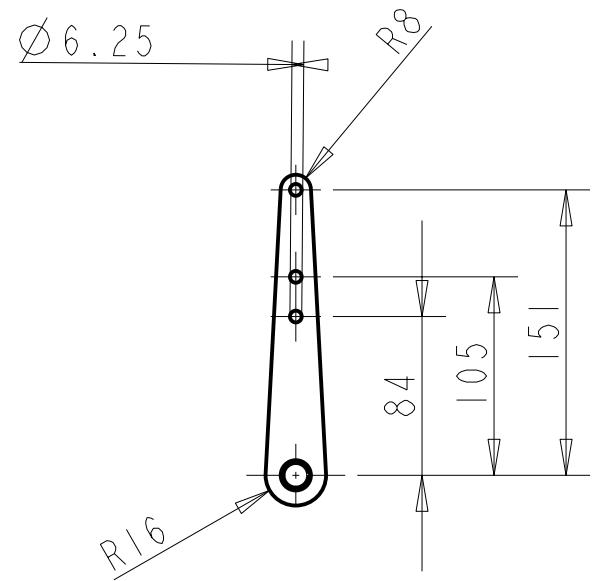
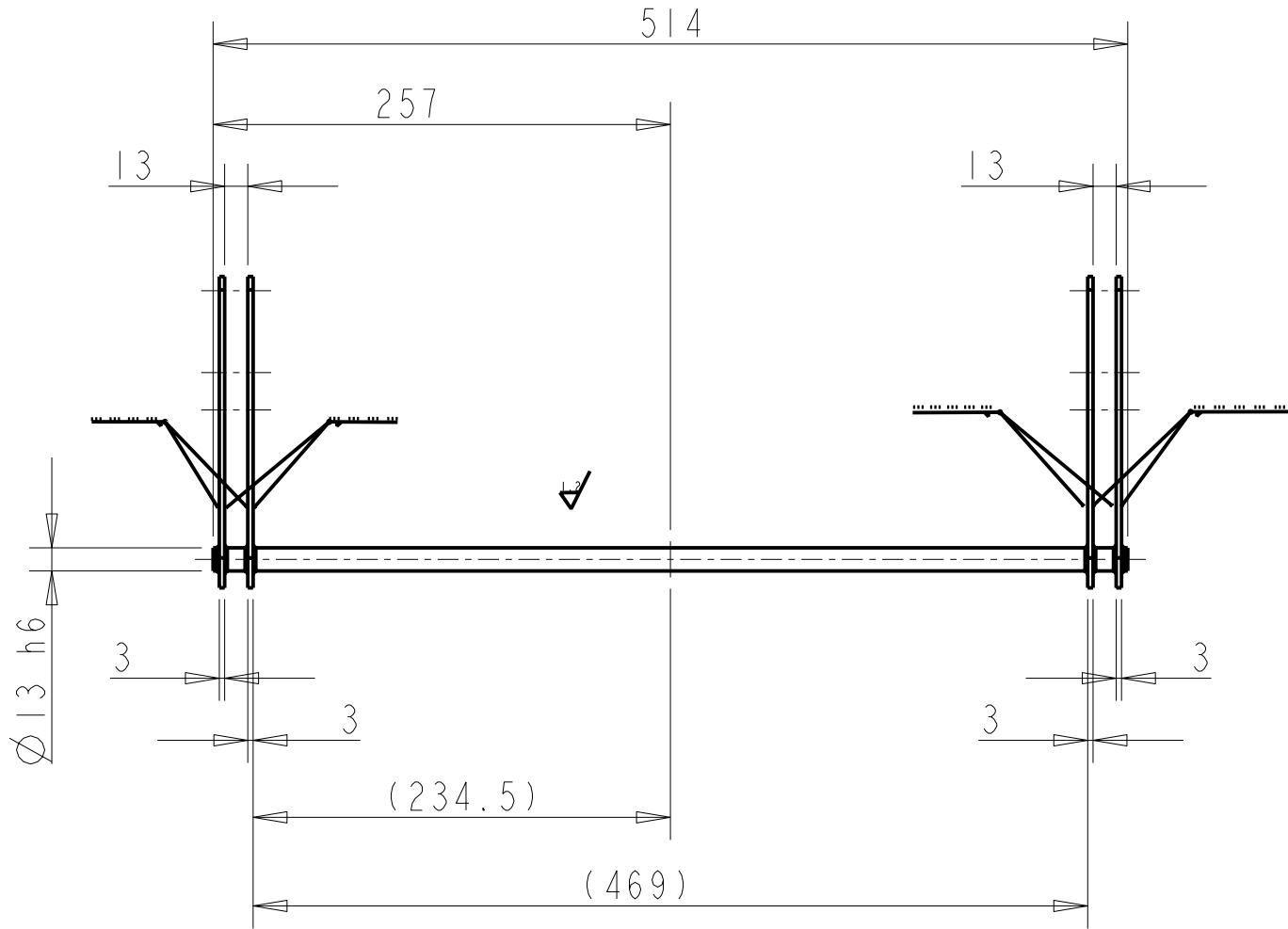
Denominazione: Tirante Barra Anteriore
Scala 1:2
Quantità 2
Materiale Al 7050 (Ergal)
Forma di partenza: barra esagonale 10
Raccordi non quotati: R=3
Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



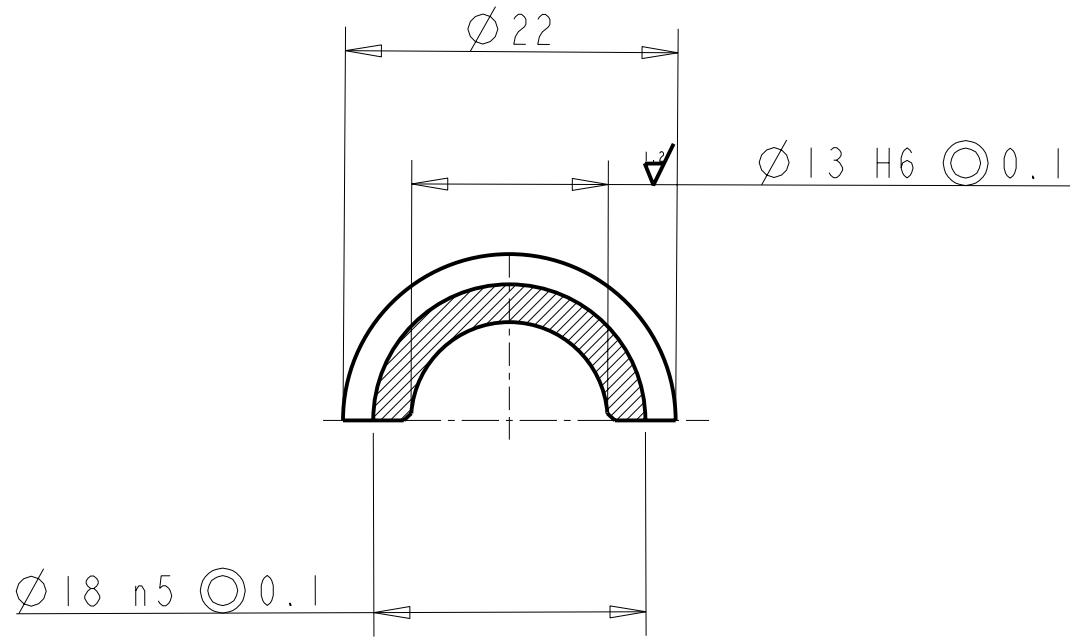
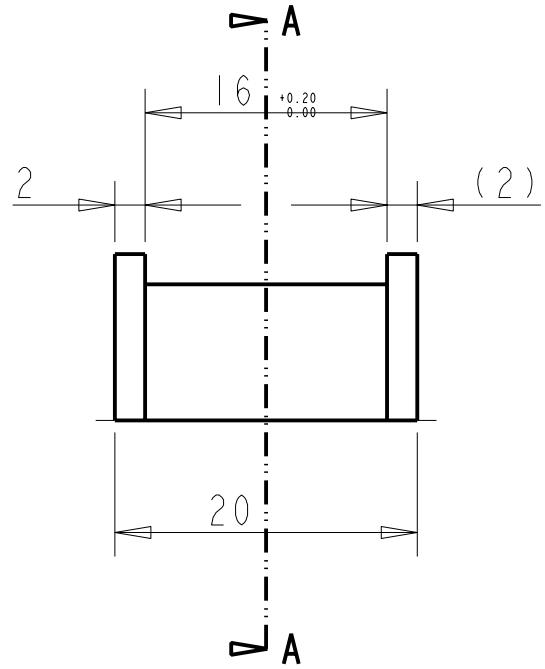
Denominazione: Tirante Barra Posteriore
Scala 1:2
Quantità 2
Materiale Al 7050 (Ergal)
Forma di partenza: barra esagonale 10
Raccordi non quotati: R=3
Finitura superficiale ∇
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Barra antirollio anteriore
Quantità: 1
Materiale: 25NiCrMo4
Scala 1:4
Smussi non quotati 0.5x45°
Finitura superficiale: \checkmark (\checkmark)
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



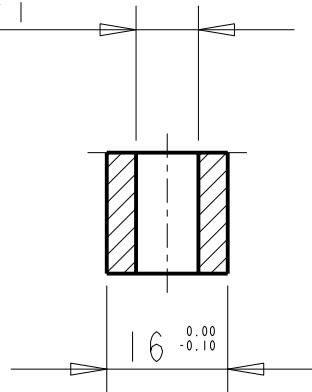
Denominazione: Barra antirollio posteriore
 Quantità: 1
 Materiale: 25NiCrMo4
 Scala 1:4
 Smussi non quotati 0.5x45°
 Finitura superficiale: ✓ (✓)
 Quote senza indicazione di tolleranza
 grado di precisione medio UNI 5307



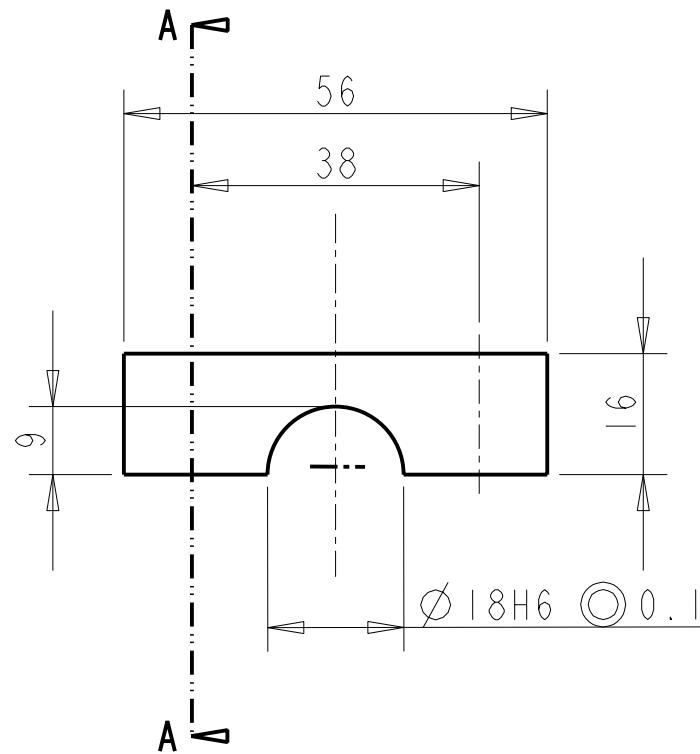
SEZIONE A-A

Denominazione: Semiboccola Barra
 Scala 2:1
 Quantità 8
 Materiale Sn Sb II Cu 9 UNI 4515 (MB80)
 Smussi non quotati: 0.5x45°
 Finitura superficiale ∇ (∇)
 Quote senza indicazione di tolleranza
 grado di precisione medio UNI 5307

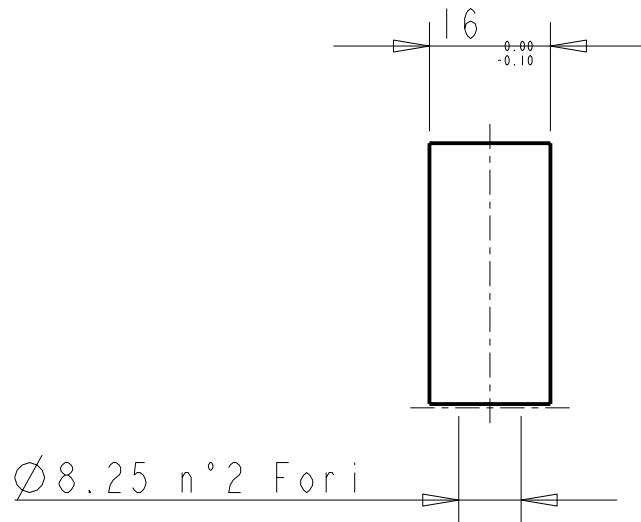
$\emptyset 8.25$ n° 2 fori



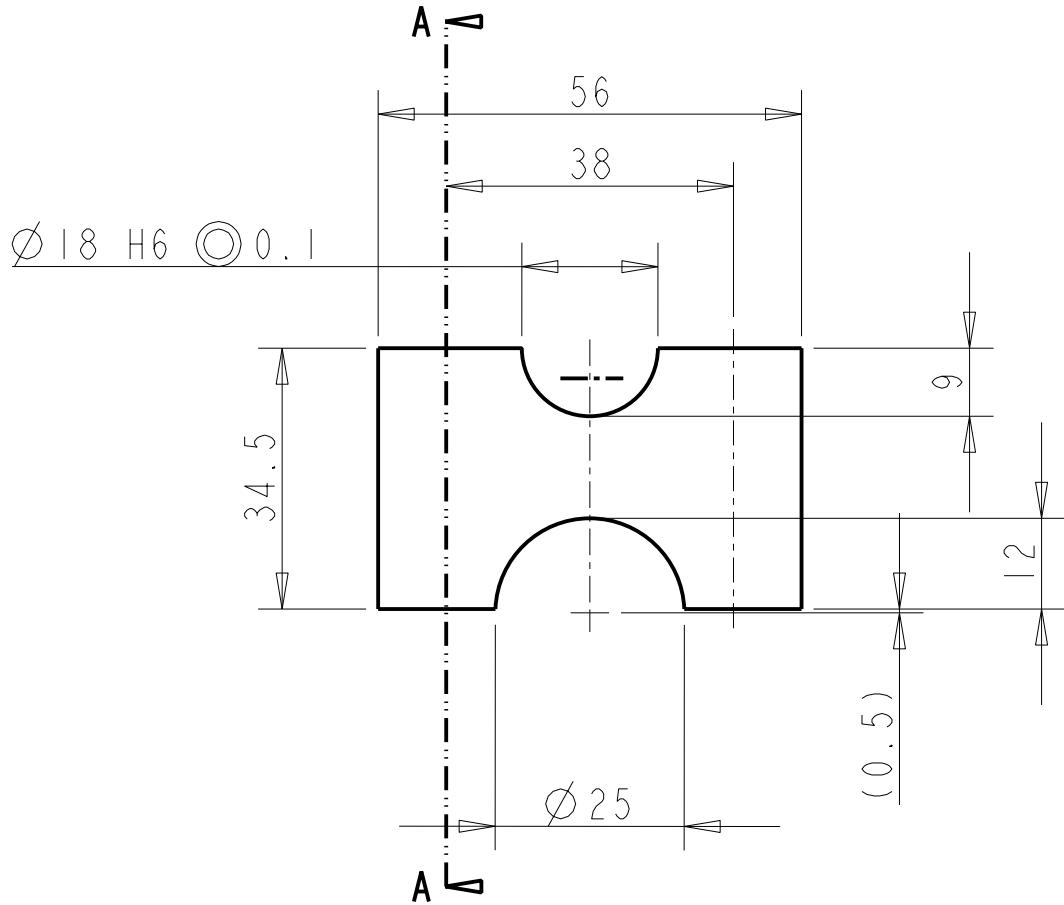
SEZIONE A-A



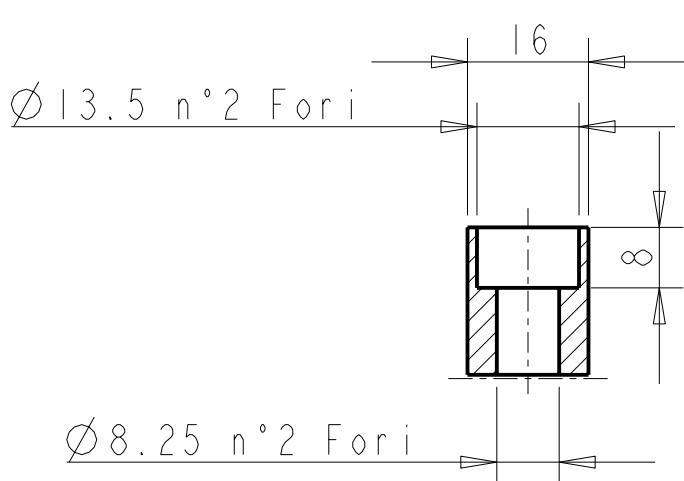
Denominazione: Supporto Barra Superiore
Scala 1:1
Quantità 4
Materiale Al 7050 (Ergal)
Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



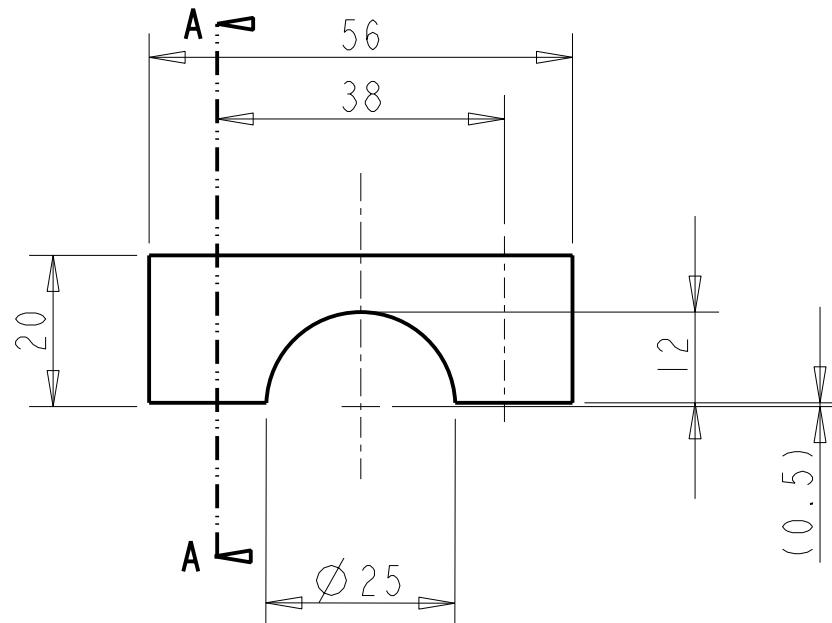
SEZIONE A-A



Denominazione: Supporto Barra Centrale
Scala 1:1
Quantità 4
Materiale Al 7050 (Ergal)
Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



SEZIONE A-A



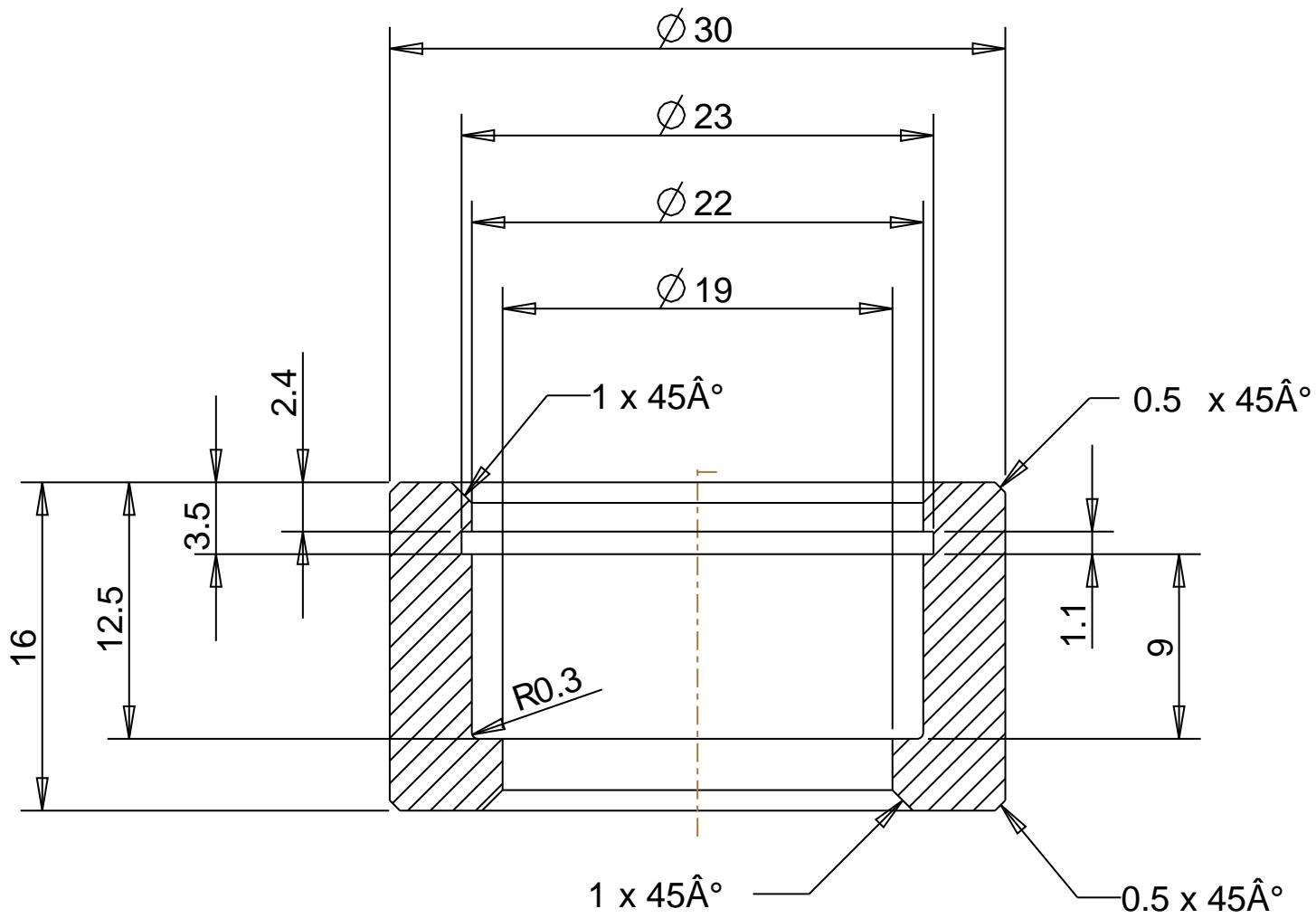
Denominazione: Supporto Barra Inferiore
Scala 1:1

Quantità 4

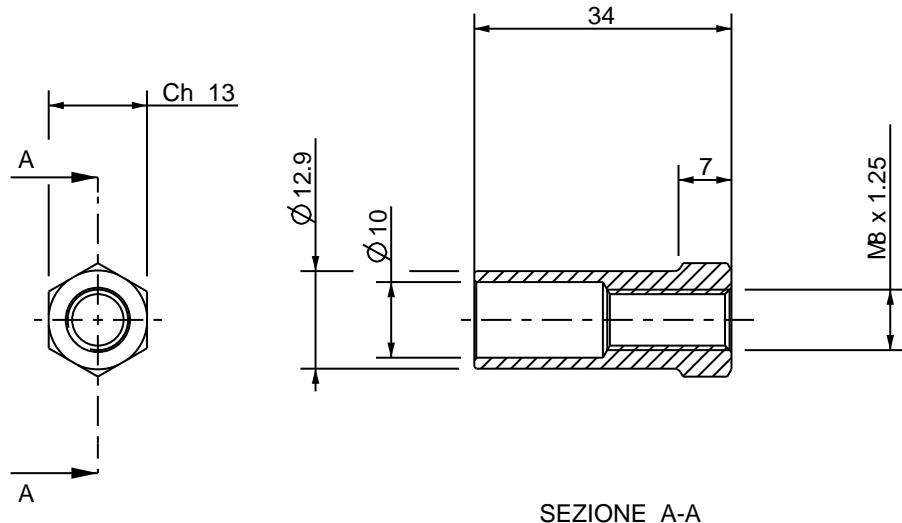
Materiale Al 7050 (Ergal)

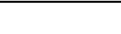
Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$

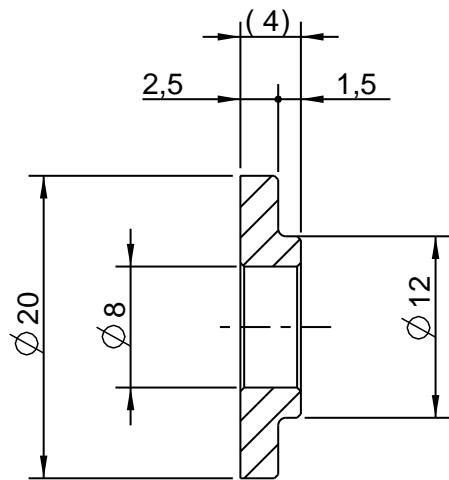
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307

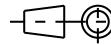


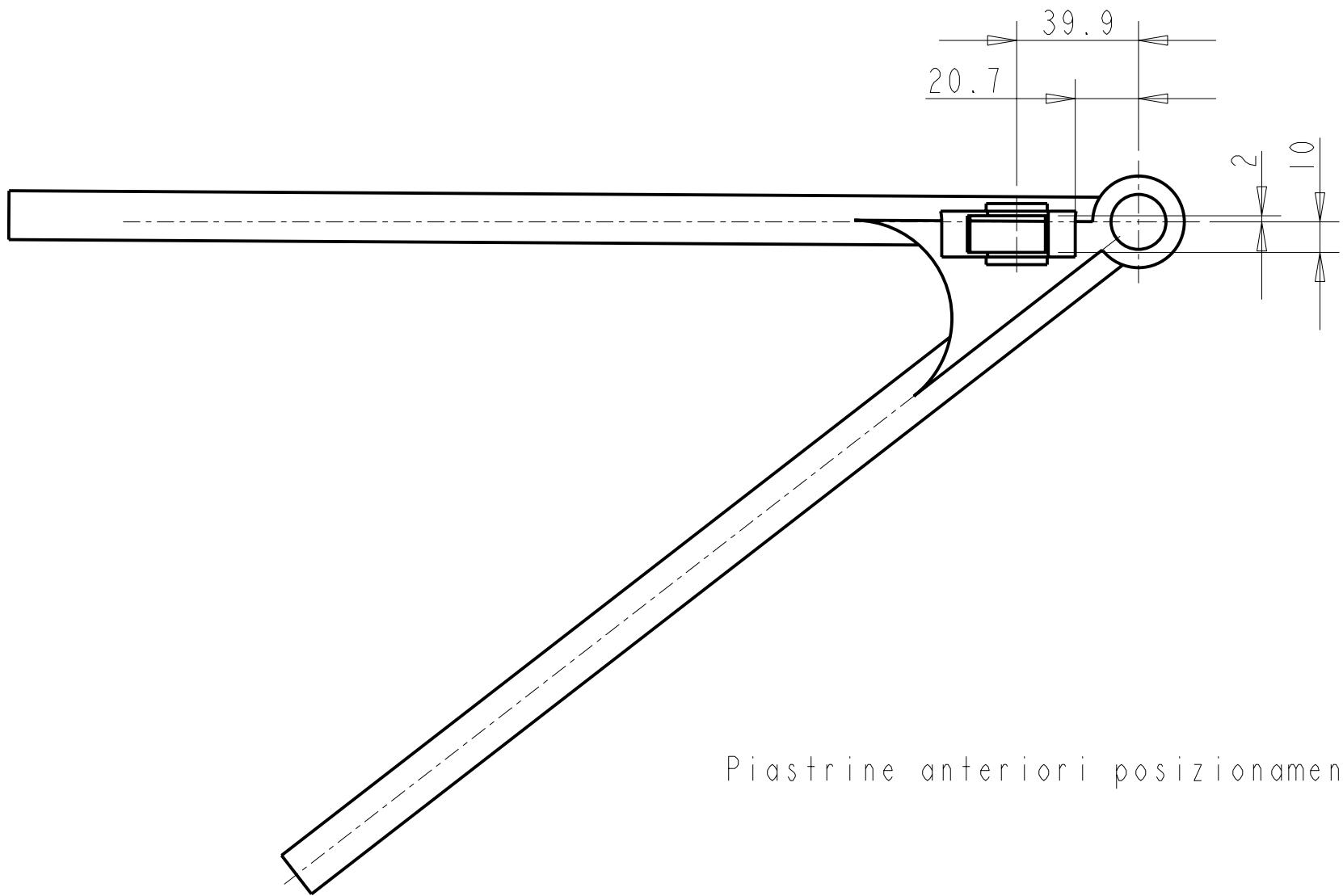
Portasnodo per Minebea SBT8

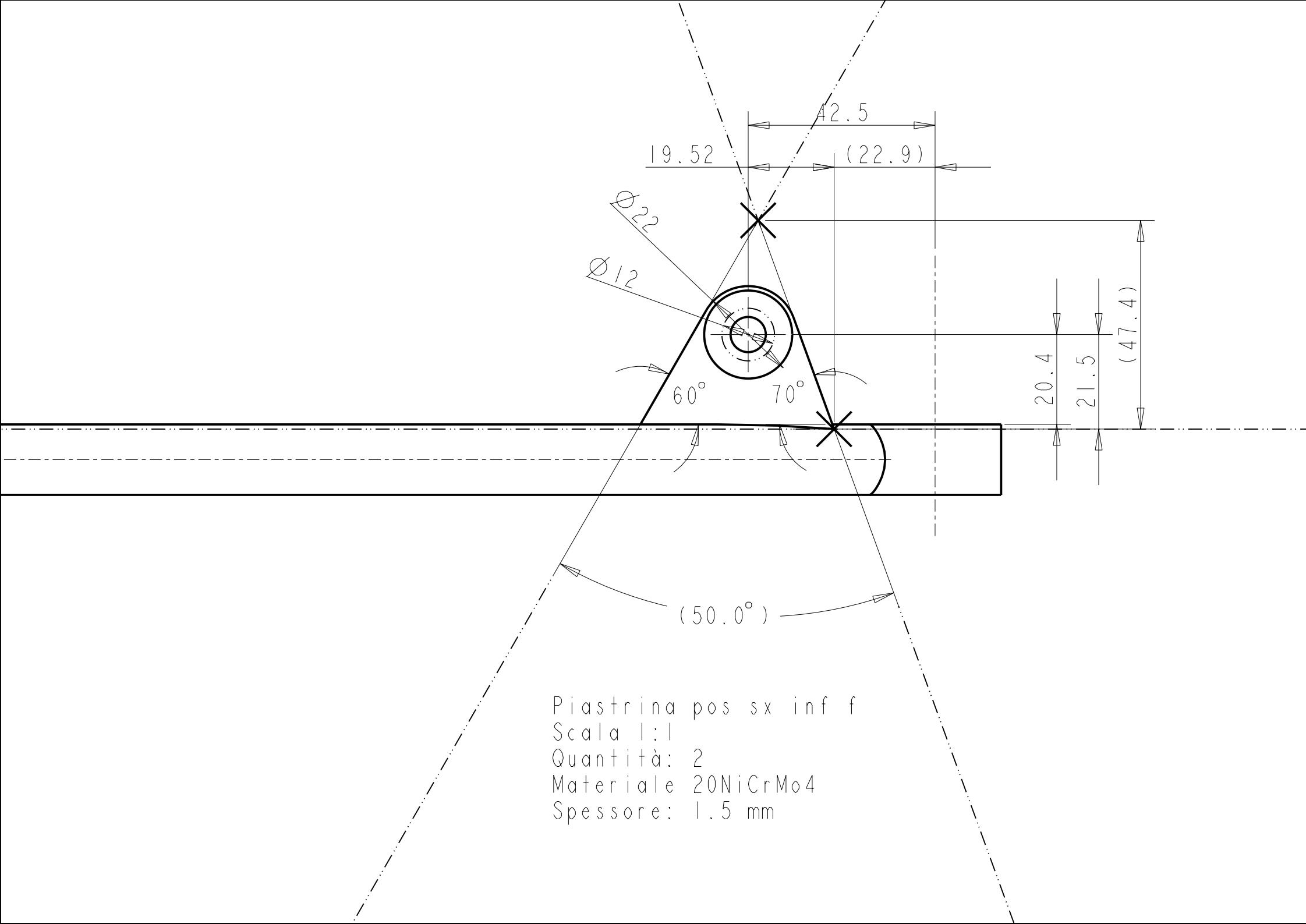


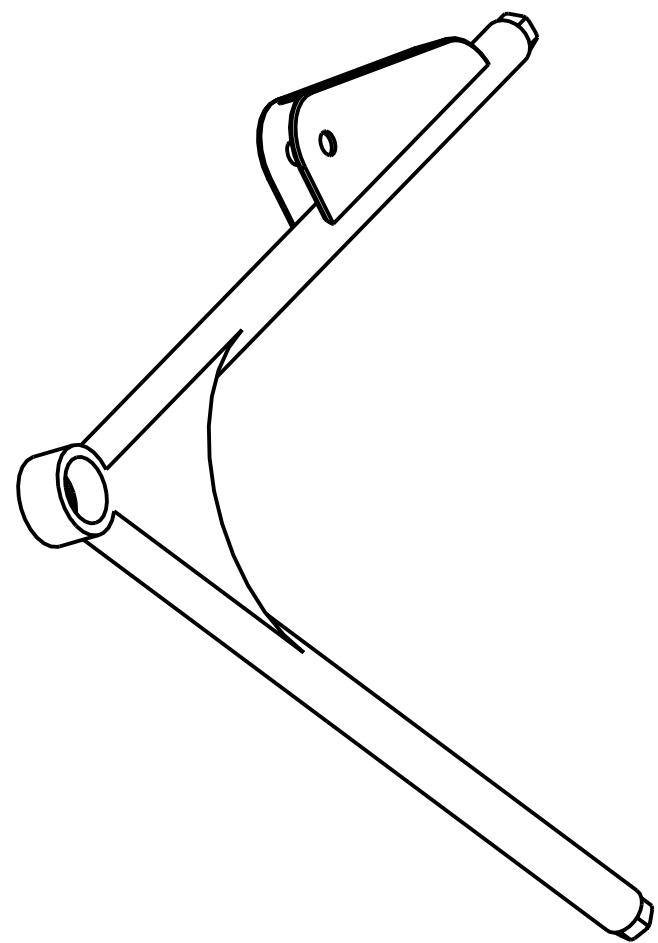
NOTE								
	Smussi e raggi non quotati 0.25			Tolleranza generale				
MAT	Sigla			Foglio 01/01	Qantita' 02	Scala 1:1		
	Classe	ACCIAIO				Data 15-01-2003		
TRAT	Superficiali			Rugosita'		Dis. AG		
	Termici			Peso	19 g	Visto		
TIPO			GRUPPO	AVANTRENO		Cont.		
DESC	BOCCOLA BOCCOLA M8					Sost.		
	filetto destro							
N°DIS	3106--R00-DP2					Revisione R01		
								

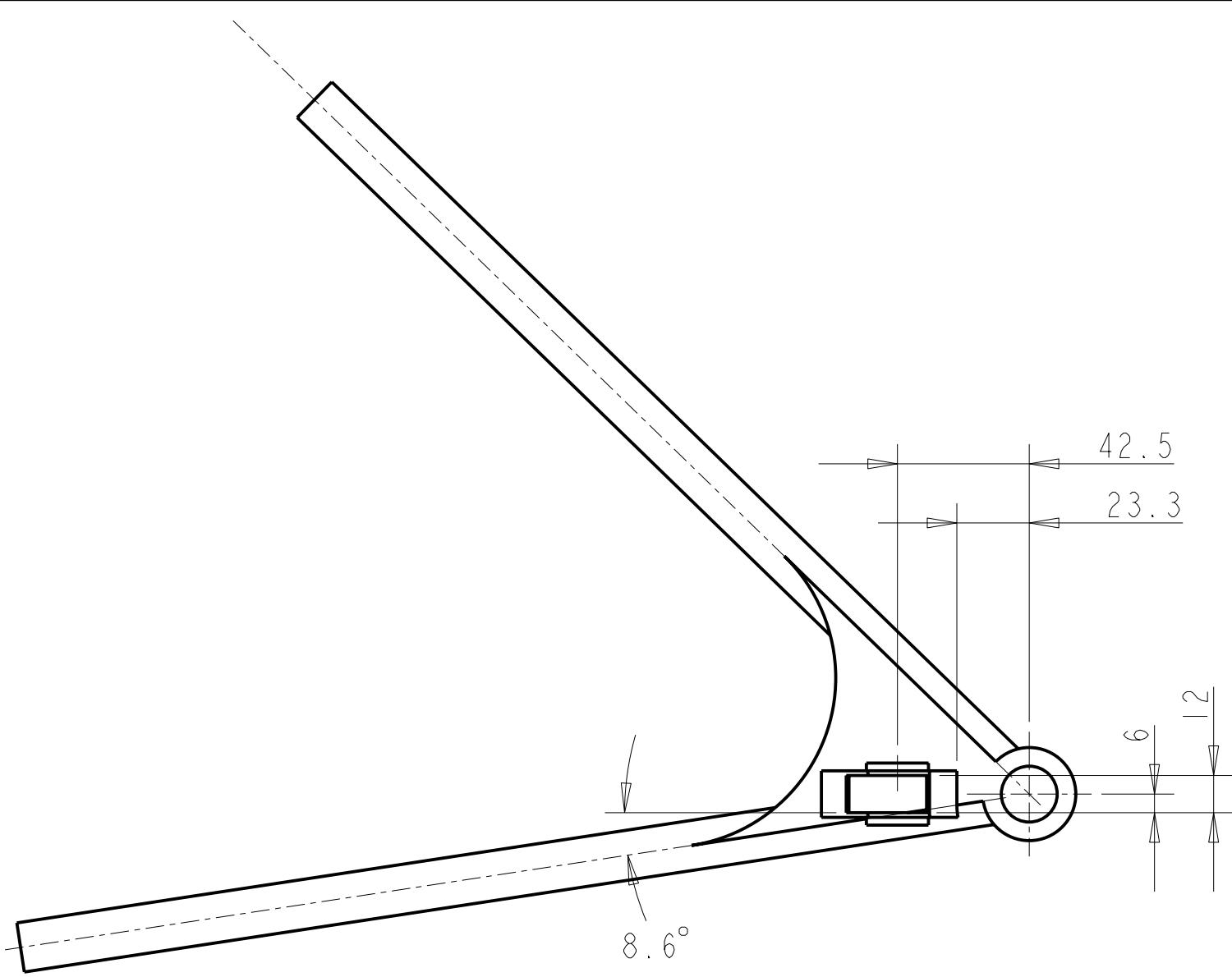


<i>NOTE</i>	Smussi non quotati 0.25 x 45°					
	Arrotondamenti non quotati R=0.4					
<i>MAT</i>	Sigla	C40	Foglio 01/01	Qantita' 14	Scala 2:1	
	Classe	ACCIAIO			Data	
<i>TRAT</i>	Superficiali		Rugosita'		Dis. AG	 PICCHIO Zona Industriale 64010 Ancarano (TE) Tel 0861/816015-16 Fax 0861/86246 picchio @picchio.com www.picchio.com
	Termici		Peso		Visto	
<i>TIPO</i>	CN SR1 SR2 DP2	<i>GRUPPO</i>			Cont.	
<i>DESC</i>	BOCCOLA SALDATA SU PEDALIERA - PUNTONE POST -				Sost.	 Il presente disegno è proprietà della Picchio S.p.a. a termine di legge, ogni diritto è riservato.
	TIRANTE CONVERGENZA POST - ATTACCO PUNTONE POST				Revisione	
<i>N°DIS</i>	BB02-			R00		

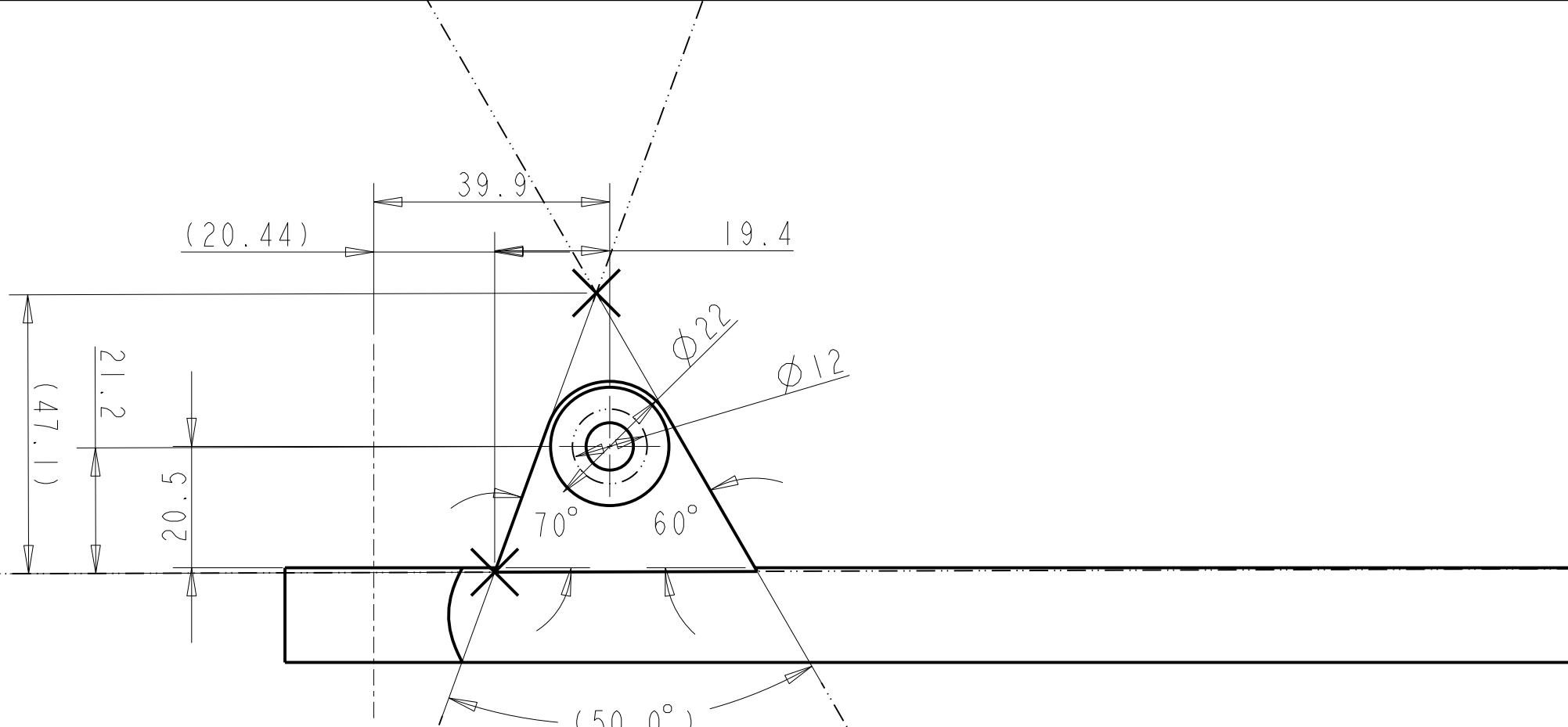




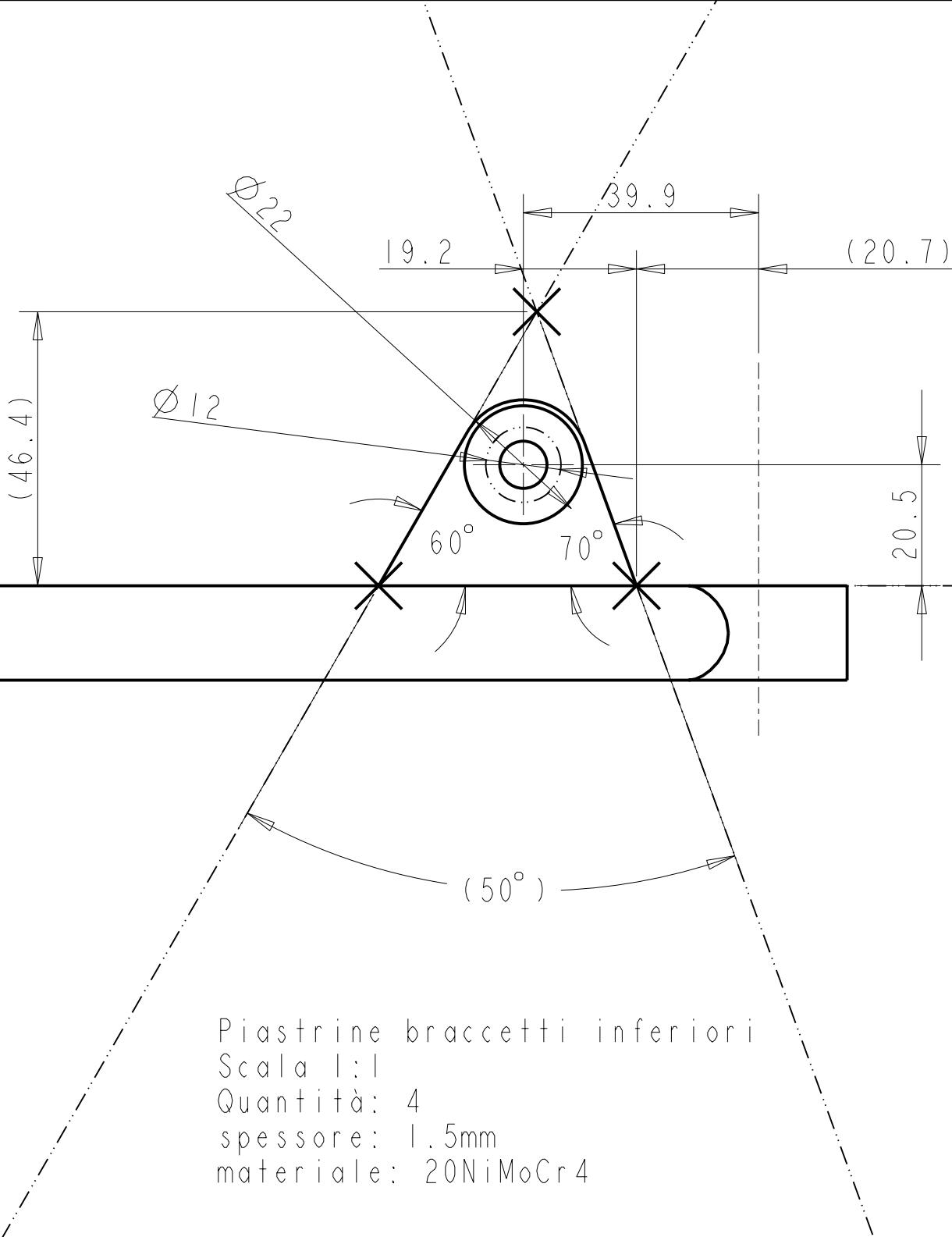




Piastrine pos s x inf vista dall'alto



Piastrina_ant_inf_sx_r
Scala 1:1
Quantità: 2
Materiale 20NiCrMo4
Spessore 1.5mm



Piastrine braccetti inferiori
Scala 1:1
Quantità: 4
spessore: 1.5mm
materiale: 20NiMoCr4

(219.62)

204.62

41.65

R16

Ø12

37.

14.6°

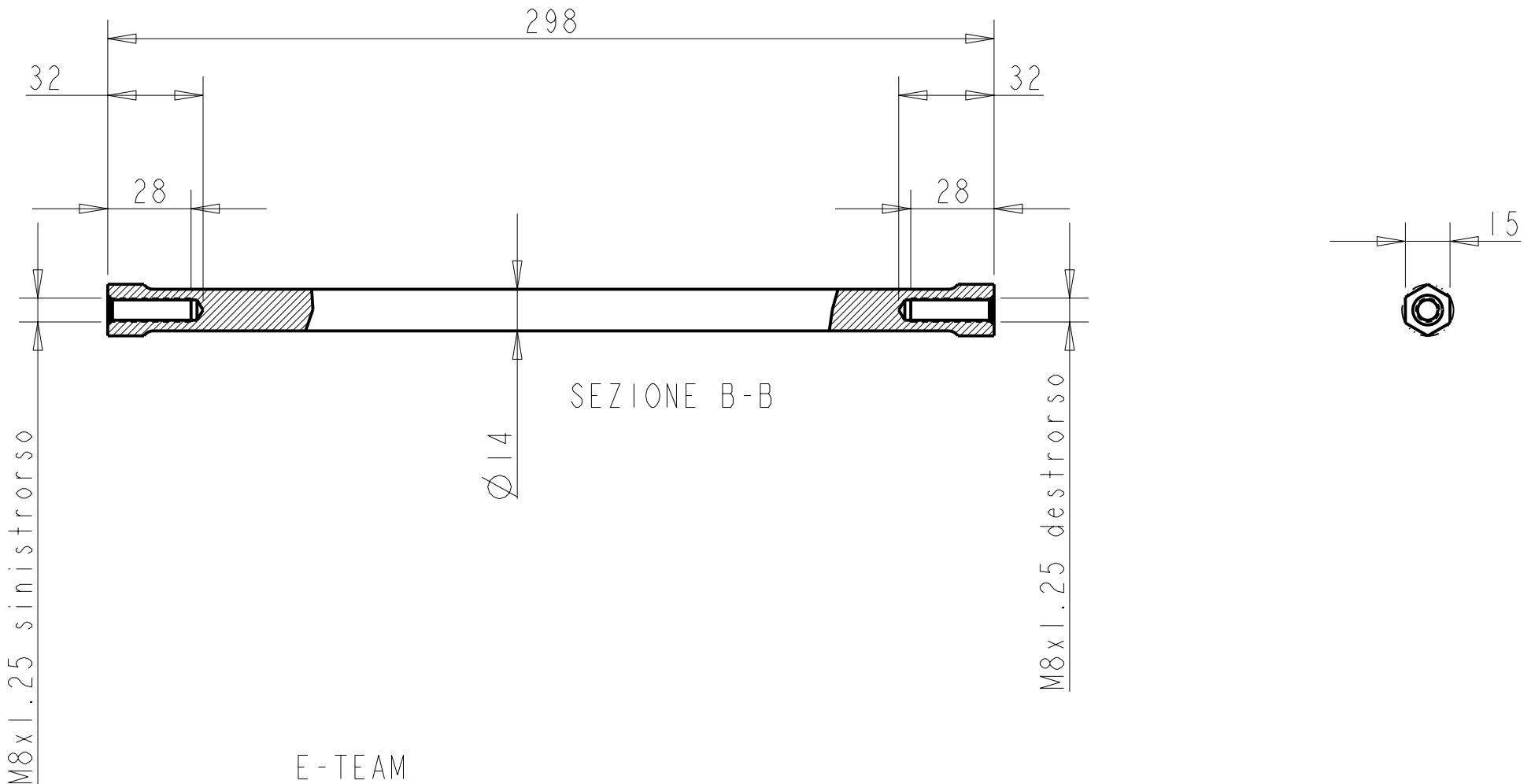
R20

16

111.59

160.26

Piastrina Tirante Posteriore
Quantità 4
Spessore 1,5 mm



E-TEAM

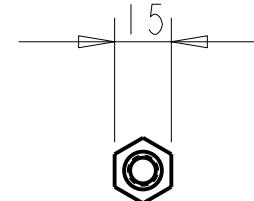
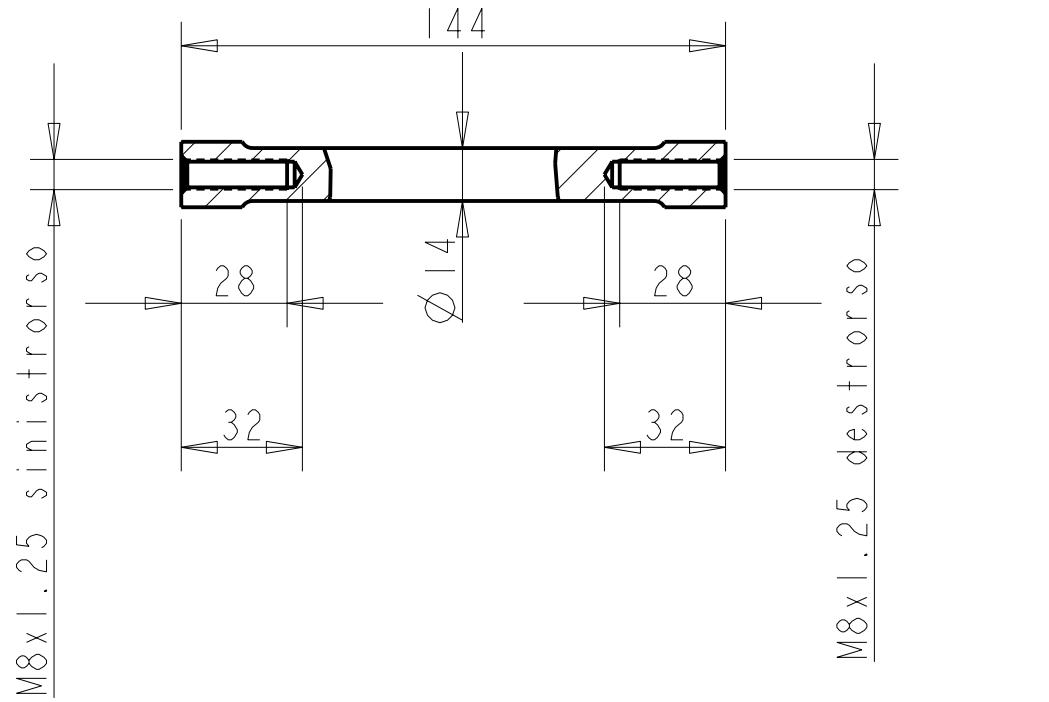
Disegnato da Massimo Baldacci

Tel. 3498476516

Materiale Al

N° pezzi 2

N.B. Filettare da una parte destrorso, dall'altra sinistrorso
Nell'impossibilità di eseguire il profilo esagonale
tornire a diametro 18 ed eseguire due spianature per lato a 15mm



SEZIONE B-B

E-TEAM

Disegnato da Massimo Baldacci

Tel. 3498476516

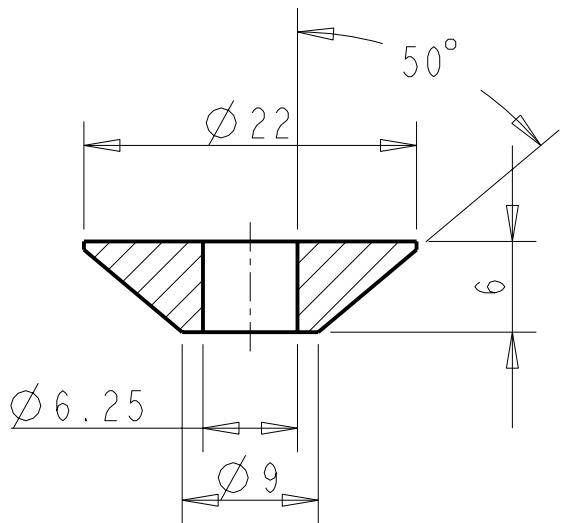
Materiale Al

N° pezzi 2

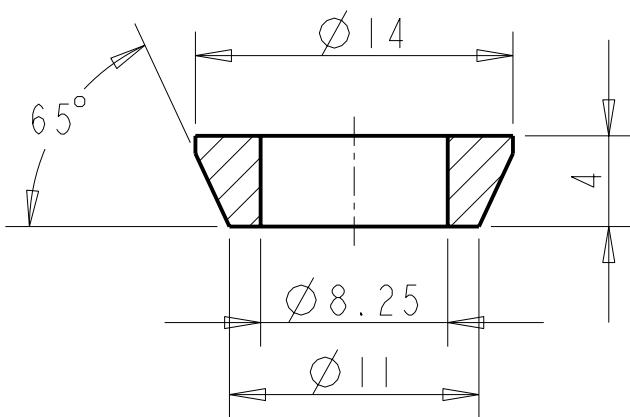
N.B. Filettare da una parte destrorso, dall'altra sinistrorso

Nell'impossibilità di eseguire il profilo esagonale

tornire a diametro 18 ed eseguire due spianature per lato a 15mm



Denominazione: Distanziale RE 6
Scala 2:1
Quantità 4
Materiale Al 7050 (Ergal)
Finitura superficiale $\sqrt{3}$
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Distanziale RE8 h4

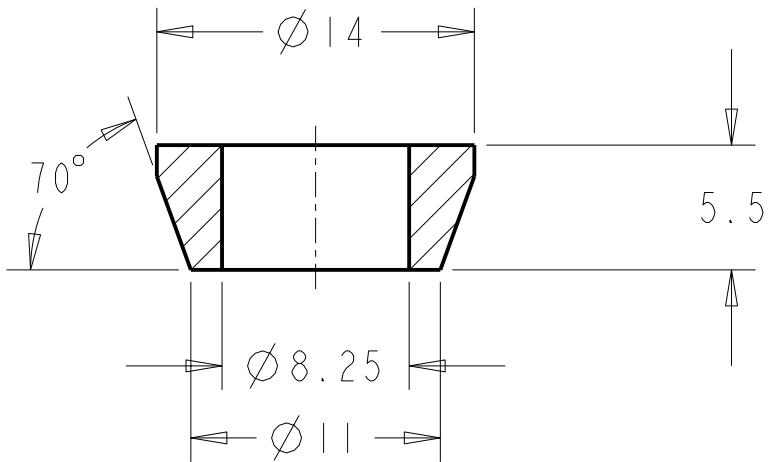
Scala 3:1

Quantità 32

Materiale Al 7050 (Ergal)

Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$

Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307



Denominazione: Distanziale RE8 h5.5
Scala 3:1
Quantità 24
Materiale Al 7050 (Ergal)
Finitura superficiale $\nabla^{3.2}$
Quote senza indicazione di tolleranza
grado di precisione medio UNI 5307