

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA SPECIALISTICA

in
Costruzione di Macchine LS

**Progetto e costruzione del telaio di vettura F.SAE:
parte posteriore**

CANDIDATO

Lorenzo Casi

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Pier Gabriele Molari

CO-RELATORI

Ill.mo Prof. Gian Marco Bianchi

Ill.mo Prof. Nicolò Cavina

Anno Accademico: 2009/10
Sessione III

Ai miei genitori

Indice

Capitolo 1 – Cos'è la formula SAE

1

Breve descrizione delle prove statiche e dinamiche del veicolo

2

Capitolo 2 – Caratteristiche di massima del veicolo

5

Principali vincoli regolamentari della vettura

6

Osservazioni sugli eventi già svolti

6

Capitolo 3 - Scelte tecniche iniziali

9

Linee guida sulla progettazione dell'intera vettura

10

Telaio di una vettura da corsa: obiettivi generici

12

Tipi di telaio

15

Capitolo 4 - Il retrotreno

19

Il problema del differenziale

20

Lo scatolato

21

Capitolo 5 – Progettazione dello scatolato	23
Ingombri iniziali	25
Il Differenziale	27
Il tiro catena	30
Le Sospensioni	33
Il piano rocker	39
La barra anti rollio	44
Scelta del materiale	47
Assemblaggio al telaio	49
Punto di sollevamento (jacking point)	54
Progetto definito	56
Capitolo 6 – Realizzazione ed ottimizzazione degli scavi	57
Il metodo degli elementi finiti (FEM)	58
Carichi agenti sullo scatolato	60
Processo di ottimizzazione	63
Simulazione 1	64
Simulazione 2	68
Simulazione 3	74
Simulazione 4	79

Simulazione 5	83
Considerazioni sulle simulazioni	88
Progetto completo	89

Capitolo 7 – Fabbricazione e montaggio dello scatolato

91

Problemi sulla fabbricazione dello scatolato	92
--	----

Fasi di fabbricazione dello scatolato	93
---------------------------------------	----

Assemblaggio dello scatolato al traliccio	101
---	-----

Montaggio completo in vettura	103
-------------------------------	-----

Capitolo 8 - Prove in pista e competizioni

109

Riferimenti bibliografici

115

Capitolo 1

Cos'è la Formula SAE

“Auto racing, bull fighting, and mountain climbing are the only real sports... all the others are games”

Ernest Hemingway

La Formula SAE si articola in una serie di competizioni tra team di studenti appartenenti alle facoltà di ingegneria Meccanica di varie Università a livello mondiale. E' stata istituita nel 1981 dalla Society of Automotive Engineers (SAE), con lo scopo di dare agli studenti la possibilità di confrontarsi e di mettere in pratica i propri studi.

Le squadre universitarie progettano, costruiscono e testano un prototipo di vettura stile formula, che deve sottostare ad un preciso regolamento. La competizione è articolata in modo tale da premiare il team con il miglior rapporto tra prestazioni, economicità, producibilità e vendibilità della propria vettura. La chiave del successo risiede pertanto in un efficiente lavoro di squadra, basato sulla coesione del team, sulle singole competenze e sulla capacità di metterle in comune, al fine di ottimizzare le fasi di progettazione e costruzione.

Breve descrizione delle prove statiche e dinamiche del veicolo

La competizione si divide in prove statiche, volte a valutare la bontà e la realizzabilità economica del progetto, ed in prove dinamiche, che verificano le effettive prestazioni della vettura.

Prove Statiche

- **Design** (150 punti): i giudici della competizione (ingegneri di spicco del settore automotive) valutano il progetto degli studenti, come è stato pensato e realizzato, ed i motivi delle scelte tecniche
- **Presentation** (75 punti): uno componente del team espone ai giudici (che si pongono nella posizione di un gruppo di investitori) un ipotetico piano economico per la messa in produzione della vettura in piccola serie (1000 esemplari); viene valutato sia il piano economico che la qualità della presentazione dello stesso

- **Cost and Manufacturing** (100 punti): si richiede al team una valutazione economica dei costi della vettura (secondo standard definiti dal regolamento) ed una proposta di riduzione dei costi della stessa

Prove Dinamiche

- **Acceleration** (75 punti): prova di accelerazione con partenza da fermo 30cm prima della fotocellula. Possono partecipare fino a due piloti, con due tentativi ciascuno; viene considerato solo il migliore dei quattro tentativi

$$ACCELERATION SCORE = 71,5 \times \frac{\left(\frac{5,8}{T_{your}}\right) - 1}{\left(\frac{5,8}{T_{min}}\right) - 1} + 3,5$$

- **Skid Pad** (50 punti): valutazione dell'accelerazione laterale della vettura. Tracciato a forma di otto che richiede di eseguire due curve a destra e due a sinistra di 360° con raggio costante; possono partecipare fino a due piloti, con due tentativi ciascuno; viene considerato solo il migliore dei quattro tentativi

$$SKID PAD SCORE = 47,5 \times \frac{\left(\frac{6,184}{T_{your}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{6,184}{T_{min}}\right)^2 - 1} + 2,5$$

- **Autocross** (150 punti): giro singolo con partenza da fermo in un circuito appositamente realizzato per la competizione tramite birilli; larghezza minima 3,5m, tornanti fino a 9m di diametro esterno, slalom con birilli e tratti rettilinei di 60m al massimo; possono partecipare fino a due piloti, con due tentativi per ogni pilota; viene considerato solo il migliore dei quattro tentativi

$$\mathbf{AUTOCROSS\ SCORE} = 142,5 \times \frac{\left(\frac{1,25 \times T_{min}}{T_{your}}\right) - 1}{\left(\frac{1,25 \times T_{min}}{T_{min}}\right) - 1} + 7,5$$

- **Endurance e Fuel Economy** (300+100 punti): 22km su un circuito simile a quello della prova Autocross ma più largo, con rettilinei più lunghi e zone di sorpasso; si alternano alla guida due piloti, con un cambio pilota a metà gara. Il punteggio di endurance tiene conto del tempo totale per completare l'evento mentre il punteggio della fuel economy è basato sulla quantità di carburante consumato

$$\mathbf{ENDURANCE\ SCORE} = 250 \times \frac{\left(\frac{1,45 \times T_{min}}{T_{your}}\right) - 1}{\left(\frac{1,45 \times T_{min}}{T_{min}}\right) - 1} + 50$$

$$\mathbf{FUEL\ ECONOMY\ SCORE} = 100 \times \frac{V_{min}}{V_{your}}$$

Capitolo 2

Caratteristiche di massima del veicolo

“L'aerodinamica è per gente che non sa costruire motori.”

Enzo Ferrari

Principali vincoli regolamentari della vettura

Le competizioni motoristiche, normalmente, prevedono regolamenti molto restrittivi su tutte le caratteristiche del veicolo; come risultato le vetture di differenti team, conseguentemente, avranno prestazioni molto simili tra loro, garantendo la spettacolarità della gara e valorizzando la bravura del pilota. Il regolamento della competizione Formula SAE invece, sebbene imponga un elevato numero di requisiti orientati alla sicurezza del veicolo, lascia ampia libertà progettuale in tutti gli altri campi in modo da stimolare l'inventiva degli studenti e premiare il progetto, ed i progettisti, migliori.

I principali vincoli regolamentari per una vettura FSAE sono:

- Corpo vettura di tipo formula: monoposto ad abitacolo aperto e ruote scoperte
- Passo di almeno 1525mm e carreggiate libere, ma con la minore almeno il 75% della maggiore
- Motore di massimo 610cc di cilindrata con una strozzatura di $\varnothing 20$ mm all'aspirazione, a valle della valvola a farfalla

Osservazioni sugli eventi già svolti

Avendo considerato, oltre al regolamento, anche altre informazioni provenienti dalle competizioni precedenti ed il lavoro di altri team, abbiamo potuto identificare approssimativamente altre caratteristiche iniziali della vettura.

I circuiti della competizione sono tipicamente molto tortuosi, per mettere in luce l'handling delle vetture, e caratterizzati da carreggiate molto strette, rettilinei corti e curve a piccolo raggio. Di conseguenza c'è da aspettarsi accelerazioni e frenate di piccola entità e velocità medie molto basse.



Esempio di circuito Endurance, Formula Student Spain 2010

In prima approssimazione, abbiamo ritenuto opportuno realizzare una vettura con il passo più corto possibile, compatibilmente con il regolamento (per migliorare l'agilità) e priva di appendici aerodinamiche: infatti per avere effetti aerodinamici degni di nota alle tipiche velocità medie della competizione (circa 60km/h), avremmo dovuto realizzare superfici alari talmente grandi, da avere aggravii in termini costruttivi e di peso notevoli. Gli altri team che partecipano a questa competizione operano quasi all'unanimità le medesime scelte.



Tipiche vetture FSAE; in basso una delle poche vetture con appendici aerodinamiche

Capitolo 3

Scelte tecniche iniziali

“The cost of racing hasn't increased in 30 years. Back then, it took everything you had. And it still does”

Anonimo

Linee guida sulla progettazione dell'intera vettura

Il regolamento non prevede un peso minimo per le vetture; è quindi cruciale, ai fini della prestazione, ridurre il più possibile la massa della vettura compatibilmente con funzionalità, affidabilità e rispetto del regolamento. Sempre nell'ottica prestazionale, abbiamo cercato di accentrare le masse e ridurre l'altezza del baricentro per migliorare il comportamento dinamico.

Dato il limite massimo di 610cc del motore, quasi tutti i team ricorrono a propulsori di derivazione motociclistica, gli unici ad alta potenza specifica disponibili di quella cilindrata.



Vari tipi di motori di motociclette, da sinistra: monocilindrico Honda, bicilindrico a V Aprilia, quattro cilindri in linea Yamaha

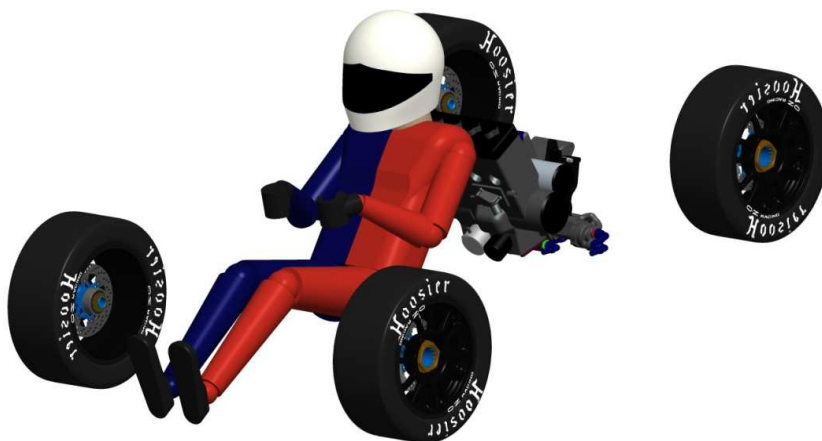
La realizzazione di un motore su misura per la competizione richiederebbe infatti sforzi di tipo economico e capacità tecniche irraggiungibili, senza l'aiuto di una azienda collaboratrice esterna esperta nel settore e disposta a spendere risorse nel progetto. Abbiamo, quindi, deciso di utilizzare, soprattutto per motivi di costo e disponibilità, un propulsore Suzuki GSX-R 600 K6-K7: si tratta di un quattro cilindri in linea orientato trasversalmente di circa 65kg di peso, con cambio meccanico sequenziale a sei marce in blocco nel basamento del propulsore stesso e trasmissione finale a catena.



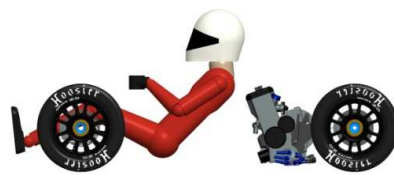
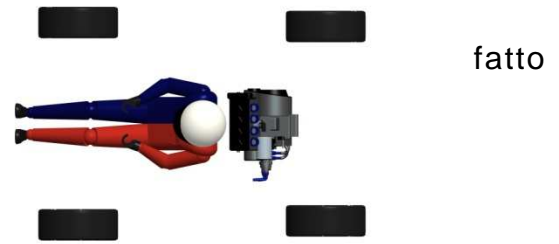
Motore Suzuki GSX-R 600 K6-K7

La massa, gli ingombri, i punti di ancoraggio e il tipo di trasmissione del motore hanno ovviamente un impatto profondo su tutta la vettura, ed in particolar modo nel retrotreno.

Essendo il pilota ed il motore le masse principali del veicolo, e tenendo conto del regolamento e della realizzabilità tecnica delle varie soluzioni, si è pervenuti alla seguente configurazione iniziale della vettura.



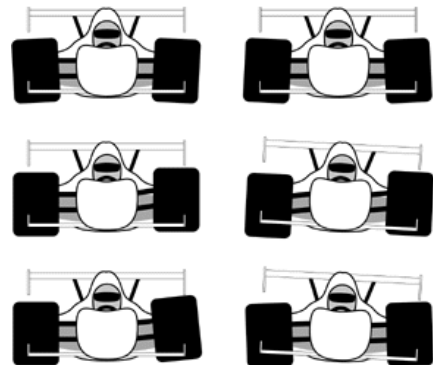
La posizione dell'asse posteriore è in prima approssimazione definita dal che tra la corona (solidale al differenziale) ed il pignone (la cui posizione è ovviamente decisa dal motore) è necessario un interasse minimo per il corretto funzionamento della trasmissione a catena; la posizione dell'asse anteriore consegue dalla decisione di utilizzare il passo minimo consentito dal regolamento. Le ampiezze delle carreggiate sono state scelte, come valori di primo tentativo, in base a rapporti tipici passo/carreggiata per vetture adatte a percorsi tortuosi.



Telaio di una vettura da corsa: obiettivi generici

Il telaio è la struttura fondamentale del veicolo; la sua funzione primaria è quella di supportare tutte le masse sospese del veicolo, di collegare le masse non sospese anteriori e posteriori e sorreggere tutti i carichi derivanti dalla la marcia. Per tutti i tipi di vetture, ma in particolar modo per una vettura da competizione, leggerezza e rigidità sono caratteristiche fondamentali del telaio.

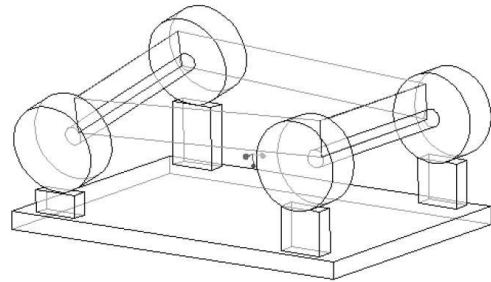
Le sospensioni di una vettura sono progettate in modo da permettere il miglior contatto possibile tra gli pneumatici ed il terreno. A tal fine, riveste importanza fondamentale il controllo degli angoli di impronta a terra delle stesse (in particolar modo l'angolo di campanatura), soprattutto in curva.



Lo studio di tutta la cinematica delle masse non sospese è necessariamente fatto considerando il telaio come infinitamente rigido; essendo impossibile nella pratica, l'obiettivo è quello di ottenere valori di rigidità tali da rendere trascurabili le inevitabili deformazioni del telaio, rispetto ai movimenti delle sospensioni e dello sterzo.

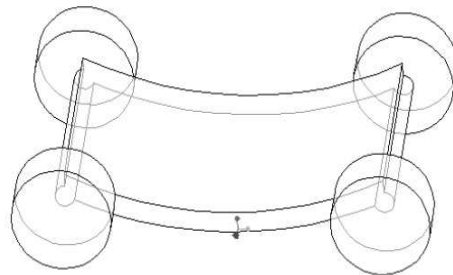
I quattro principali modi di deformazione sono:

- Torsione longitudinale: il telaio si comporta come una molla di torsione connette i punti di attacco delle sospensioni anteriori a quelle posteriori

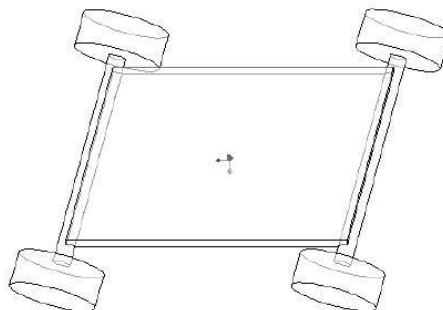
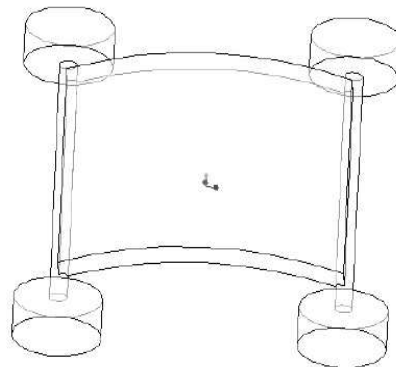


che

- Flessione verticale: dovuta alle masse sospese, soprattutto in posizione centrale, sostenute dalle reazioni delle ruote; è accentuato dalle accelerazioni verticali (scuotimenti)



- Flessione laterale: causata principalmente dalla forza centrifuga agente in curva sulle masse sospese e contrastata dalle ruote, e in minor misura da altri fattori che causano delle forze laterali sul veicolo (vento laterale, strada inclinata etc.)



- Deformazione a parallelogrammo: causata da variazioni verticali della strada o da forze agenti su due ruote opposte in direzioni diverse

Solitamente si ritiene che se le rigidità a torsione e a flessione verticale sono soddisfacenti, allora la struttura sarà in generale soddisfacente; in particolare, la rigidità a torsione è la più importante, in quanto la trazione in curva dipende principalmente dalla ripartizione del trasferimento di carico laterale tra i due assi.

Come già accennato, ridurre il peso dei componenti della vettura è di grande importanza in ogni tipo di competizione, e diventa fondamentale nel caso non ci sia un peso minimo imposto dal regolamento. L'autotelaio è il componente più pesante di una vettura FSAE dopo il motore e il pilota.

I macro obiettivi principali di un telaio da competizione sono dunque:

- Rigidezza a rollio (torsione del telaio) almeno di un ordine di grandezza superiore a quella degli assali: in prima approssimazione una buona rigidità a rollio implica anche una buona rigidità flessionale, non necessariamente l'inverso
- Prevedere un abitacolo sufficientemente ergonomico e che protegga il pilota in caso di incidente, in conformità con quanto previsto dal regolamento della competizione
- Sostegno di tutti i carichi generati dalle masse, dai cinematismi e dalla trasmissione di potenza dal motore alle ruote
- Soluzioni di montaggio semplici ed efficaci per i componenti della vettura
- Avere una massa complessiva il più ridotta possibile compatibilmente con tutti gli altri obiettivi

Si nota fin da subito come minimizzare la massa e massimizzare la rigidità siano obiettivi in contrasto, tra i quali sarà necessaria una soluzione di compromesso.

Tipi di telaio

Esistono numerosi tipi di telaio, a seconda della tecnologia impiegata, del tipo di applicazione a cui è rivolto il veicolo, del costo del processo produttivo e così via.

Telaio a Longheroni e Traverse (Ladder Frame)

E' il più semplice ed elementare di telaio per autoveicolo. E' costituito da una coppia di longheroni paralleli, collegati fra per mezzo di traverse semplici o disposte a guisa di crociera. I longheroni e le traverse sono provvisti di appropriate mensole, e supporti per l'attacco delle sospensioni e per il fissaggio dei vari gruppi costituenti l'autoveicolo stesso.



tipo

loro

staffe

Finché la struttura rimane bidimensionale, cioè senza calcolare la resistenza e rigidità aggiuntiva della scocca, anche se rinforzata correttamente presenta una rigidità torsionale molto più bassa di quella di tutti gli altri tipi di telai conosciuti.

Telaio a “spina dorsale” (Backbone Chassis)

Questo tipo di telaio è costituito da una struttura tubolare centrale portante detta comunemente “tunnel”.

Il “backbone chassis” connette l'assale anteriore con quello



posteriore e provvede da solo a tutta la resistenza meccanica della vettura. Non sufficientemente rigido per vetture sportive, è inapplicabile nel caso di una monoposto, data la posizione centrale del pilota.

Scocca Portante (Unibody)

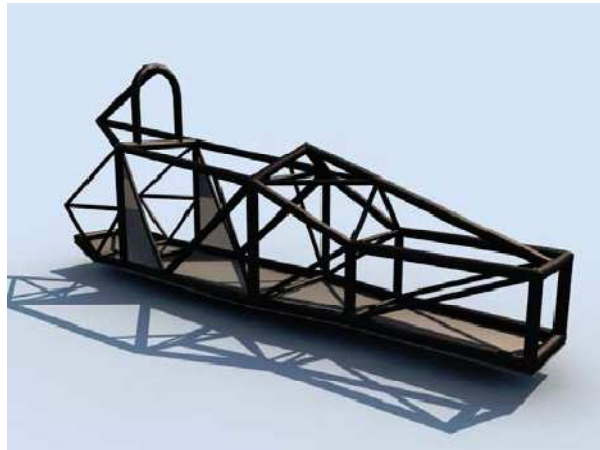
La scocca portante in lamiera di acciaio stampata è da decenni soluzione più adottata da tutte le industrie automobilistiche per normali vetture di serie. E' altamente industrializzata ed inadatta per vetture prodotte in poche unità o da competizione.



la

Telaio Tubolare (Spaceframe)

Un telaio tubolare “space frame” definizione una struttura reticolare formata da tiranti e puntoni connessi tra loro in da formare geometrie triangolari.



è per
modo

Sono telai ad elevato rapporto rigidità/peso (superato soltanto dalle scocche in fibra di carbonio) ottenuti mediante unione di tubi (telaio tubolare significa infatti formato da più tubi) che per definizione sono corpi solitamente cilindrici vuoti internamente, di varia lunghezza e diametro. Essi si differenziano anche per spessore, sezione trasversale e materiale.

Le varie parti dello stesso sono dimensionate a rigidità, a resistenza strutturale o a resistenza all’urto in base al tipo di ruolo che rivestono nella struttura. Con uno studio approfondito e mirato si possono quindi conferire alla vettura elevate prestazioni meccaniche, come per esempio un alto rapporto rigidità/peso che migliorerà le doti dinamiche di handling come maneggevolezza, stabilità e precisione di guida.

Un telaio tubolare, nella sua configurazione più semplice, è costituito da un “traliccio” di tubi saldati e non sempre assolve da solo al compito di sopportare tutte le sollecitazioni; anche il motore alcune paratie e parti della carrozzeria possono avere infatti funzione portante. Si tratta di una struttura relativamente semplice per le monoposto, ma complessa per le biposto, se si desidera conservare una buona rigidità con un numero ridotto di tiranti, ossia per un peso minimo. I telai tubolari “space frame” sono delle strutture triangolate e leggere, in grado di fornire un collegamento robusto e diretto tra le sospensioni anteriori e quelle posteriori.

Scocca in Fibra di Carbonio

La fibra di carbonio, è il materiale sofisticato di cui si dispone oggi; scocche in fibra di carbonio presentano le più elevate prestazioni in assoluto, almeno quanto riguarda il rapporto rigidità-peso e resistenza-peso.



più
le

per

Per

contro è una tecnologia estremamente difficile da studiare (essendo il materiale non omogeneo e anisotropo) e di grande costo. Adatta quindi solo per supercar e vetture da competizione di alto livello.

Scelta del tipo di telaio

Il team, per motivi di miglior compromesso tra la ricerca di buone prestazioni e ridotto budget economico, ha optato per realizzare la vettura con un telaio tubolare, il quale sposa al meglio le suddette esigenze, ed offre inoltre il non banale vantaggio di avere la cellula di sicurezza per il pilota definita in larga parte dal regolamento (un eventuale telaio monoscocca avrebbe richiesto onerose prove per dimostrare l'equivalenza in termini di sicurezza al telaio in tubi).

Capitolo 4

Il retrotreno

“If you can leave two black stripes from the exit of one corner to the braking zone of the next, you have enough horsepower”

Mark Donohue

La parte anteriore del telaio è definita, nelle linee principali, dal regolamento: tutta la zona che circonda il pilota tra i due roll-hoop è molto simile in tutte le vetture che utilizzano questo tipo di telaio. Anche la zona anteriore al front roll-hoop, per quanto presenti molti più gradi di libertà, è (per motivi legati alla sicurezza del pilota) definita comunque nel numero minimo dei tubi e nelle loro sezioni minime.

Al di là del roll-hoop posteriore, la progettazione è invece quasi totalmente libera (ci sono imposizioni solo sui bracing del roll-hoop stesso) e si apre quindi una maggiore varietà di soluzioni tecniche possibili.

Il main roll hoop è posizionato (per regolamento) subito dietro le spalle del pilota; di conseguenza il motore verrà a sua volta a trovarsi dietro il pilota ed il main roll hoop. Considerando la posizione (a ridosso del pilota e più in basso possibile) e l'ingombro del motore, è naturale pensare che la parte posteriore del telaio dovrà in qualche modo abbracciare il motore e riconnettersi dietro di esso, per poi proseguire ed andare a congiungersi agli attacchi delle sospensioni posteriori.

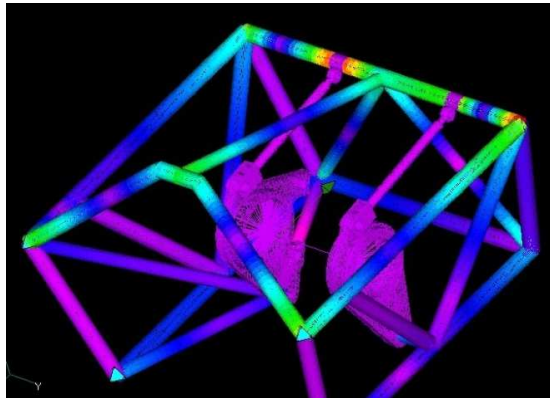
La soluzione più diffusa in questi casi è di estendere il traliccio di tubi dal roll-hoop fino a tutto il posteriore della vettura, fornendo sostegno a motore, sospensioni e trasmissione finale.

Il problema del differenziale

Essendo il motore di derivazione motociclistica, è stato concepito per una trasmissione finale a catena; abbiamo deciso di mantenere anche nella vettura lo stesso tipo di trasmissione, con il motore orientato trasversalmente. La scelta è stata dettata principalmente dalla maggiore disponibilità di differenziali da competizione adatti a questo tipo di trasmissione (molto leggeri e per basse potenze), nonché dal fatto che non ci sono particolari controindicazioni per una trasmissione a catena con motori di piccola cilindrata.

Riveste importanza cruciale la questione del differenziale: è necessario un supporto differenziale che lo sorregga in posizione e sostenga le forze esercitate dalla tensione della catena durante la marcia.

La maggior parte dei team adotta la soluzione di realizzare dei supporti in lega leggera che vanno ad ancorarsi alla struttura, solitamente tubolare, della parte posteriore del telaio; questi hanno la funzione di contrastare le forze sul differenziale ed eventualmente permettere la regolazione della tensione della catena, ma non hanno alcun ruolo strutturale o di irrigidimento per il telaio stesso.



hanno
agenti
di
hanno

Lo scatolato

Per la nostra vettura abbiamo deciso di utilizzare una soluzione meno usuale.

Il differenziale viene sostenuto da uno scatolato con funzione strutturale, assemblato allo spaceframe; tale supporto diventa, a tutti gli effetti, parte integrante del telaio, concorrendo assieme alla struttura tubolare a svolgerne il ruolo.

Gli si possono attribuire i seguenti ruoli primari:

- Supporto del differenziale
- Supporto degli attacchi delle sospensioni posteriori
- Chiusura della parte posteriore del telaio

Questa soluzione offre alcuni vantaggi:

- Si riescono a soddisfare più requisiti con un unico componente relativamente semplice: lavorare e successivamente saldare delle piastre in alluminio è più

semplice che saldare una struttura tubolare tridimensionale (a meno di non disporre di maschere che sarebbero eccessivamente costose per un esemplare unico)

- Lavorabilità e precisione: l'utilizzo delle piastre d'alluminio permette di realizzare forme anche complicate e lavorazioni molto precise, grazie alle macchine utensili a controllo numerico CAD-CAM

- Montaggio attacchi sospensioni posteriori: gli attacchi sospensioni possono essere assemblati tramite spine e viti, senza bisogno di saldature, a tutto vantaggio della precisione dei punti cinematici

- Serviceability (termine anglosassone non traducibile in italiano, che rappresenta la funzionalità e la facilità di disassemblaggio e manutenzione di un componente): si ha la possibilità di smontare rapidamente il retrotreno dal resto della vettura, per eventuali modifiche, riparazioni o sostituzioni. A questa caratteristica è stata data molta importanza dai giudici durante il Design Event

Capitolo 5

Progettazione dello scatolato

“Speed has never killed anyone, suddenly becoming stationary... that’s what gets you”

Jeremy Clarkson

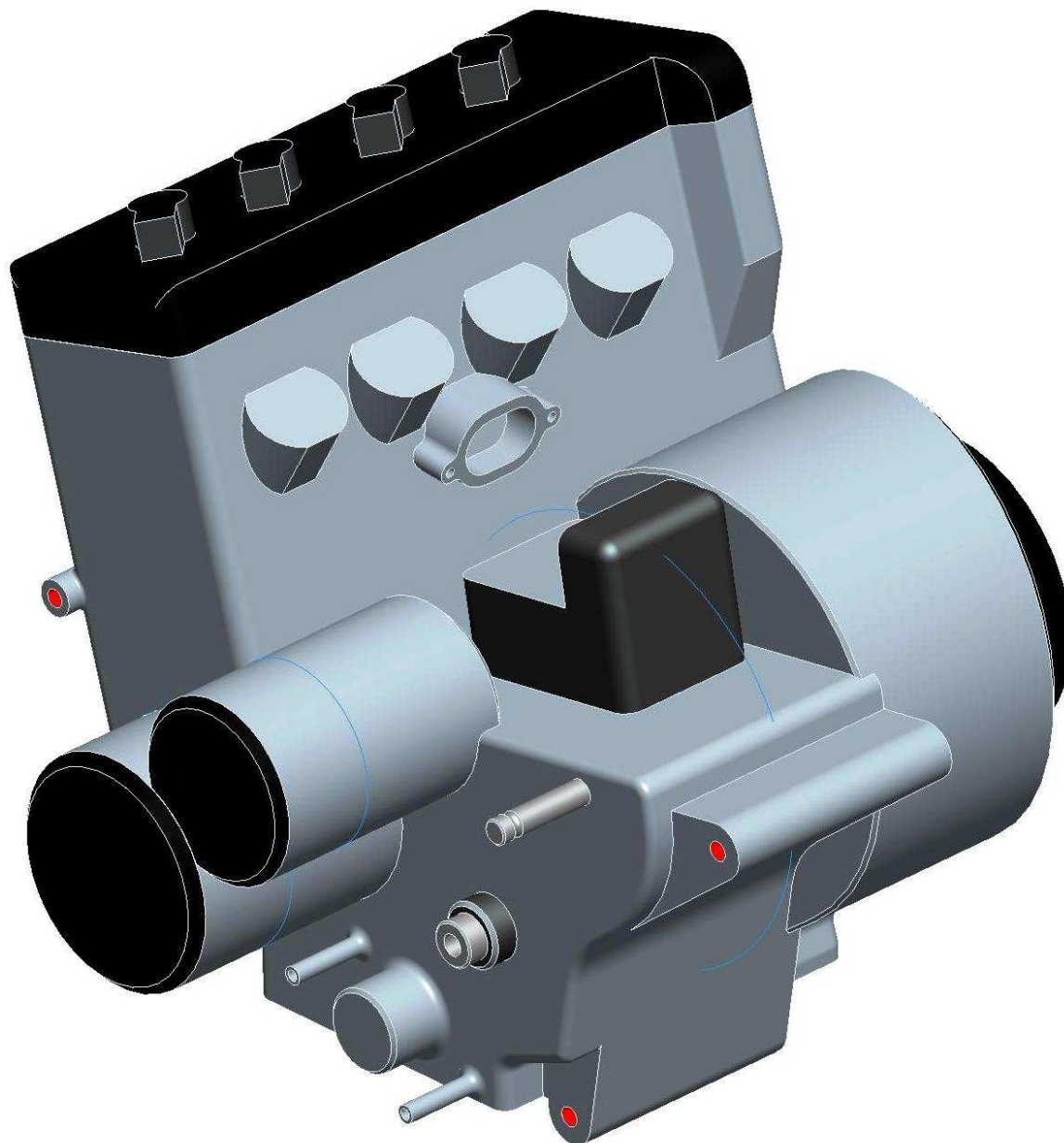
Il componente in questione, quindi, deve svolgere molte funzioni all'interno del veicolo; riuscire a soddisfare tutti i requisiti, con un progetto non eccessivamente complesso, è la chiave di una buona progettazione.

Molti degli obiettivi sono in contrasto tra loro, e durante la progettazione è stato necessario trovare soluzioni di compromesso; abbiamo scartato varie ipotesi iniziali e, tramite successivi miglioramenti, abbiamo raggiunto la soluzione finale.

Poiché risulterebbe impossibile riordinare e presentare con chiarezza tutta la parte caotica derivante dalle infinite revisioni e rivalutazioni, procederò a presentare le fasi progettuali in una sequenza che illustra i ragionamenti logici che hanno portato alle soluzioni tecniche applicate, senza soffermarmi sugli inevitabili vicoli ciechi che abbiamo dovuto imboccare per poi abbandonare prima di trovare il percorso definitivo.

Ingombri iniziali

Il nostro propulsore è caratterizzato da due punti di attacco anteriori coassiali, con filettature mordenti e da due posteriori costituiti da fori cilindrici passanti, orientati ortogonalmente alla mezzeria del motore.

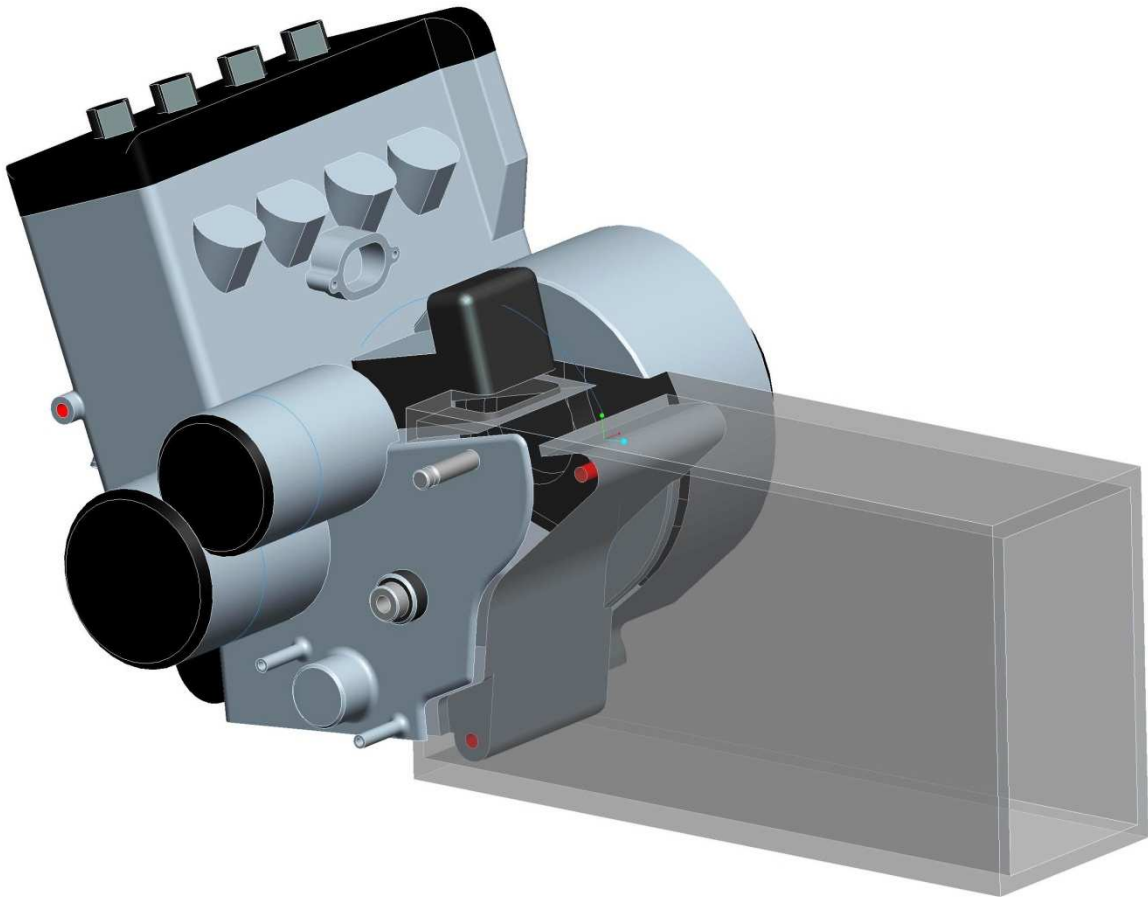


Modello cad del motore, in evidenza gli attacchi (colore rosso)

Ovviamente, questi attacchi posteriori, molto stretti rispetto alla larghezza del motore, sono stati pensati per un telaio motociclistico e si dimostrano poco funzionali per un telaio automobilistico che abbraccia il motore ai suoi lati.

Considerando la loro larghezza, lo scatolato posteriore, più stretto e regolare del telaio tubolare, si può ben prestare a sorreggere gli attacchi posteriori del motore.

In prima ipotesi si può considerare lo scatolato come un parallelepipedo cavo di larghezza circa uguale a quella degli attacchi motore posteriori e che si estende dal propulsore fino alla fine della vettura, poco dopo l'asse posteriore.



Modello CAD in trasparenza della forma iniziale dello scatolato

Il Differenziale

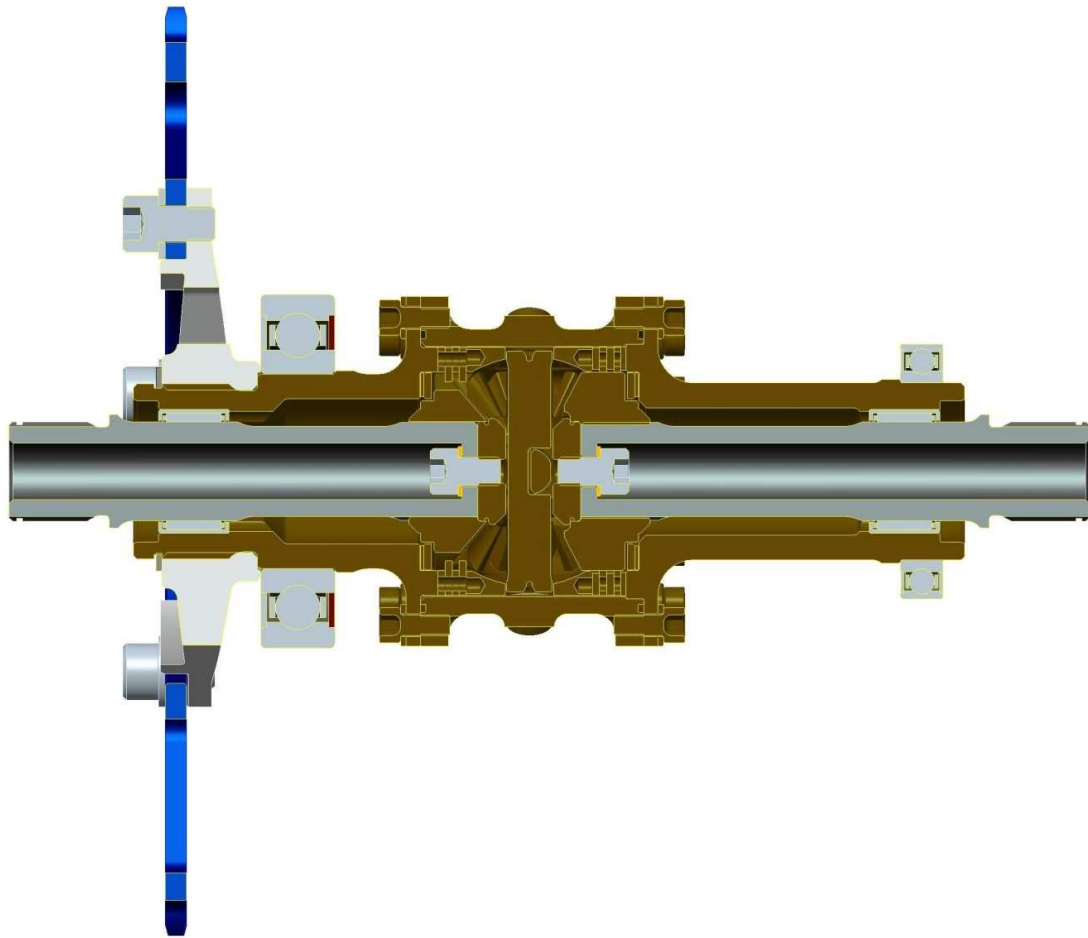
Abbiamo deciso di usare un differenziale specifico per vetture con trasmissione a catena che prevede il montaggio di una corona a denti sulla cassa; un differenziale per trasmissioni ad albero (tipico delle vetture stradali a motore longitudinale) avrebbe previsto, come ingresso di potenza, un albero ortogonale ai semiassi.

Il differenziale influenza fortemente il comportamento dinamico della vettura in curva, quindi è fondamentale poter usufruire di un certo grado di bloccaggio tra i due semiassi, meglio se regolabile; inoltre, non essendo in gioco grandi potenze è preferibile un dispositivo di peso ridotto per limitare sia le masse che le inerzie rotanti.

La scelta nel nostro caso si è orientata su un differenziale a slittamento limitato (di tipo Salisbury a frizioni) della Drexler, realizzato appositamente per questo tipo di competizione.

Come è possibile vedere in figura, il differenziale necessita di due cuscinetti di banco alle sue estremità che sopportino i carichi radiali e i leggeri carichi assiali a cui è sottoposto pur consentendone la rotazione. Infatti la cassa esterna è rotante e solidale alla corona di trasmissione.

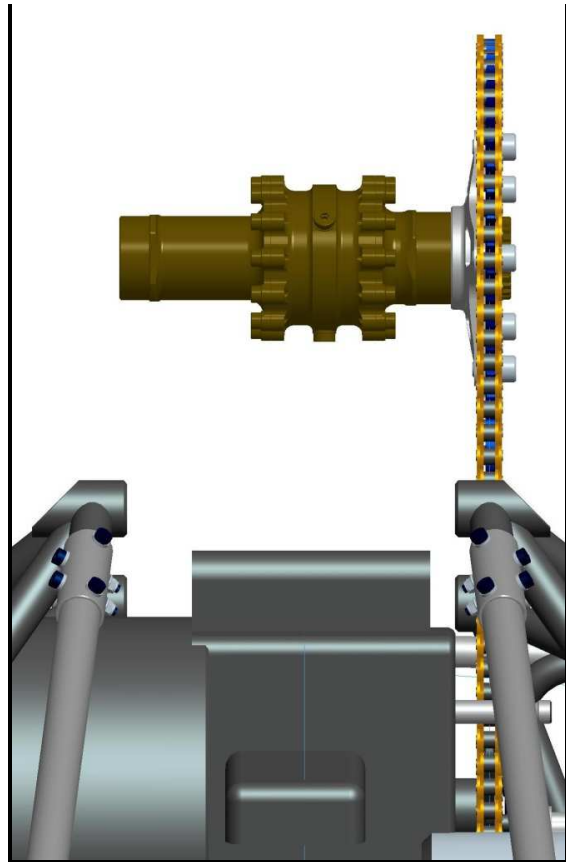
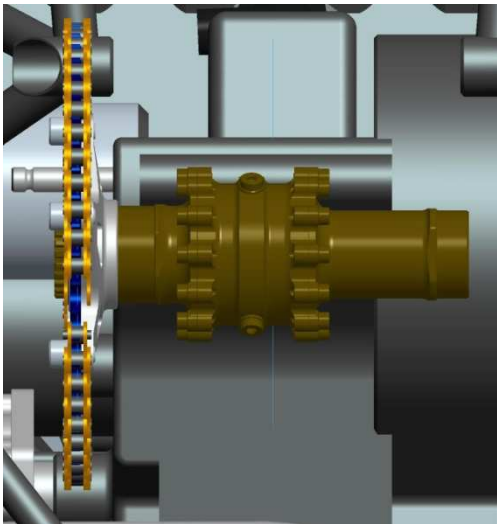
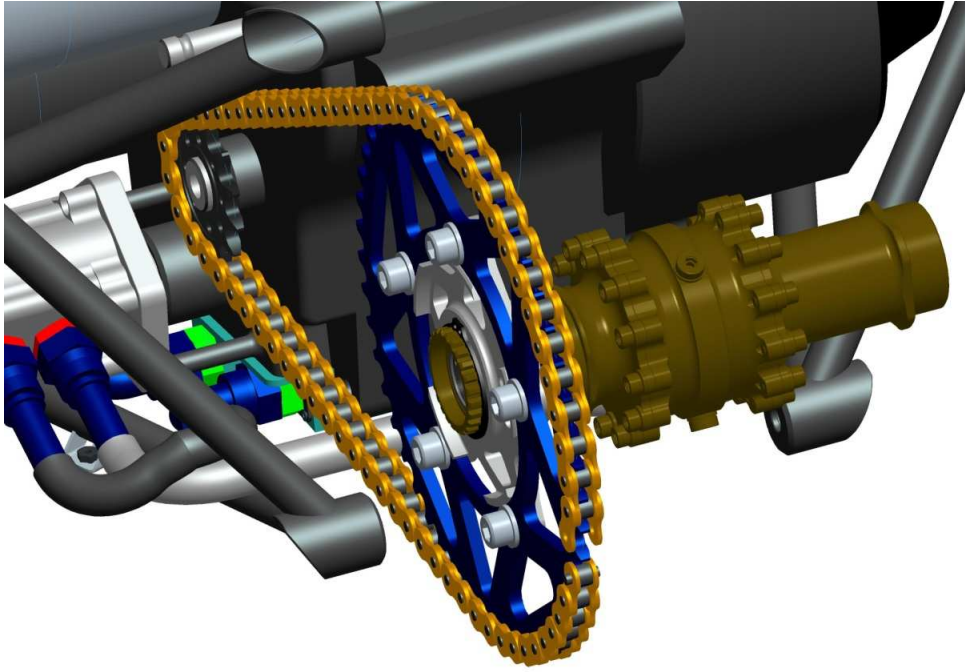
La corona, conseguentemente, deve trovarsi nello stesso piano del pignone motore per consentire un corretto funzionamento della catena di trasmissione.



Sezione del differenziale da vista, con cuscinetti di banco e corona di trasmissione

Partendo da questo dato iniziale, noto l'offset del pignone motore dalla mezzeria della vettura, è stato scelto il modello di differenziale la cui larghezza permettesse di avere i due cuscinetti di banco disposti simmetricamente rispetto al piano di mezzeria della vettura stessa.

I due cuscinetti di sostegno del differenziale sono stati alloggiati in due apposite cavità situate nelle piastre laterali dello scatolato; dalla distanza tra i due cuscinetti si ricava quindi la larghezza dello scatolato stesso. Come conseguenza della posizione della corona nell'assieme differenziale si ha anche che la catena di trasmissione sarà all'esterno dello scatolato, subito a ridosso della piastra di sinistra.



Modello CAD dell'allineamento del gruppo corona differenziale al pignone motore

Per consentire un agevole montaggio e smontaggio del differenziale senza dover disimpegnare i cuscinetti dallo scatolato, si prevede di realizzare dei supporti ai quali fissarli permanentemente, assemblandoli successivamente allo scatolato stesso.

Il tiro catena

In questo tipo di trasmissione è necessario poter regolare la tensione della catena che, se troppo lenta, può presentare alcuni problemi:

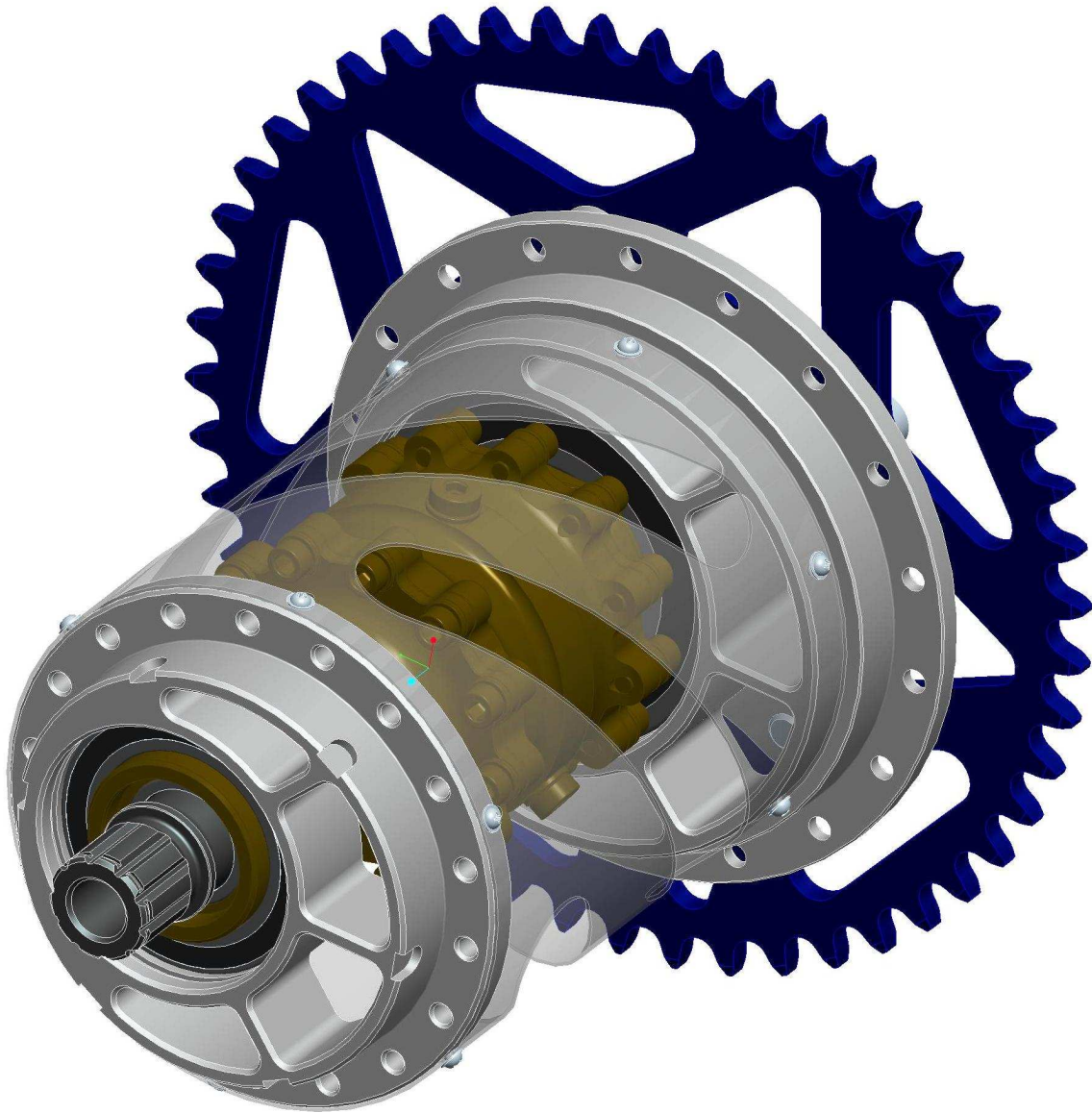
- svolgimento della catena dalla corona o, più probabilmente, dal pignone, soprattutto nel nostro caso in cui si ha un pignone molto piccolo ed una corona molto grande; in tal caso ovviamente l'effetto è catastrofico in quanto la vettura cessa di funzionare e può anche riportare seri danni
- il lato della catena non in trazione potrebbe avere degli eccessivi effetti di tipo "frusta", rischiando di urtare altri componenti con la possibilità di danneggiarli e danneggiarsi. E' da notare che le maglie della catena, in caso di urto con materiali duri (soprattutto acciaio), possono subire una rapidissima tempra che le fragilisce molto, rendendo la catena scarsamente affidabile, benché apparentemente integra
- una catena lenta implica un recupero di giochi ogni volta che si ha inversione della trasmissione di coppia tra motore e semiassi, condizione che si verifica tipicamente in percorrenza di curva, quando il pilota cerca di mantenere la velocità quasi costante. Il ritardo di risposta dato dal recupero dei giochi può quindi innescare una sorta di isteresi che si manifesta con il tipico andamento "a singhiozzo" della vettura

Per regolare il tiro catena è ovviamente necessario poter variare l'interasse tra corona e pignone, di una quantità almeno pari alla lunghezza di un'intera maglia della catena stessa.

Nelle motociclette è quasi sempre realizzato attraverso una slitta ricavata nel forcellone che permette piccoli movimenti longitudinali al mozzo posteriore; nel nostro caso, avendo a disposizione una larga piastra invece che uno stretto forcellone, si è preferito utilizzare una regolazione ad eccentrico.

Realizzando eccentrici i due supporti dei cuscinetti, è possibile regolare la tensione della catena ruotandoli simultaneamente dello stesso angolo, variando così l'interasse tra pignone e gruppo differenziale corona. Ovviamente il valore dell'eccentricità deve essere almeno pari alla metà della lunghezza della maglia della catena, essendo la distanza tra le due posizioni estreme del differenziale pari al doppio dell'eccentricità dei supporti.

Si può notare che la corona dentata si trova molto vicino alla scatola, rendendo molto difficoltoso ruotare l'eccentrico sul lato sinistro per regolare la tensione della catena; d'altronde non avrebbe senso cercare di regolarla senza avere la corona correttamente montata. Per ovviare a questo problema abbiamo deciso di collegare i due supporti tramite un sottile flangia cilindrica; in questo modo, ruotando il supporto destro, anche il sinistro ruota nella posizione corrispondente, senza necessità di smontare la corona dentata. La flangia è forata per consentire al differenziale di smaltire correttamente il calore generato dagli attriti interni.



Modello CAD del differenziale montato sui due eccentrici, con la flanga che li collega in trasparenza

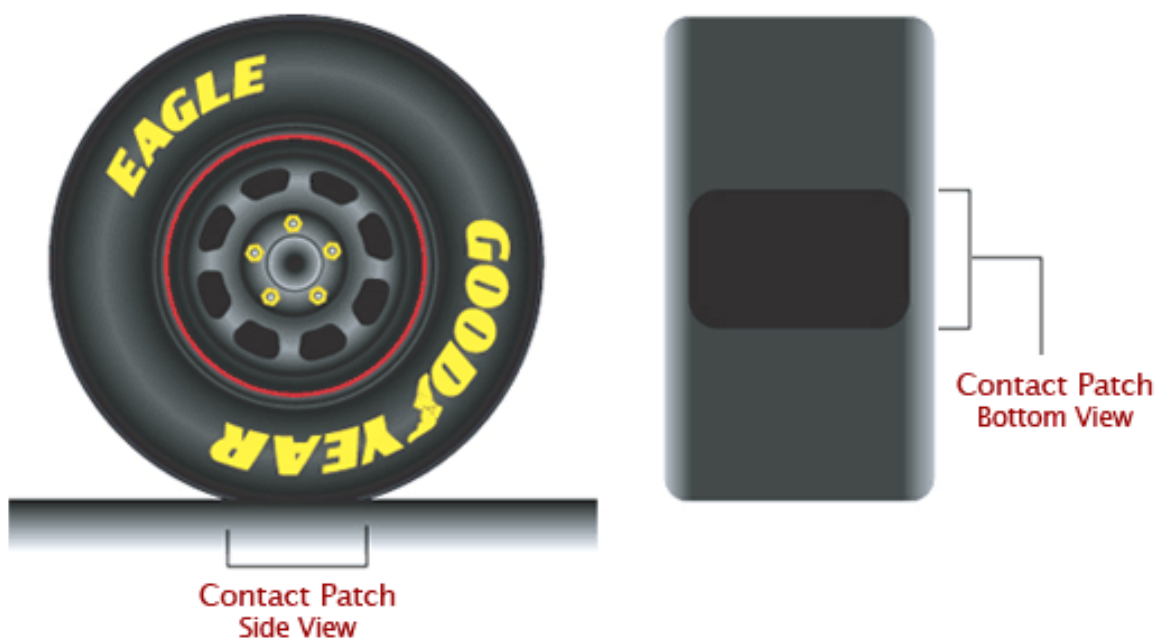
Come si può vedere, entrambi i supporti presentano lo spallamento dallo stesso lato. Questo ci dà il grande vantaggio di poter inserire l'intero gruppo formato da differenziale, cuscinetti, portacorona, corona e supporti dal foro sul lato sinistro, per poterli poi fissare solidamente tramite viti una volta messa in tensione la catena.

Per regolare i valori di intervento del differenziale è necessario disassemblarlo; è quindi evidente come il poterlo smontare ed estrarre dalla

vettura rapidamente sia fondamentale durante le fasi di messa a punto della vettura.

Le Sospensioni

Ad eccezione di quelle aerodinamiche, le interazioni che una vettura ha con l'ambiente che la circonda, sono le forze che si trasmettono tra gli pneumatici e la strada; la prestazione che la vettura è in grado di esprimere dipende da come avviene questa trasmissione. Il modo per sfruttare al massimo le capacità degli pneumatici è quella di mantenere la massima impronta a terra possibile, ovvero lungo tutta la larghezza degli stessi.



Superficie di contatto tra pneumatico ed asfalto

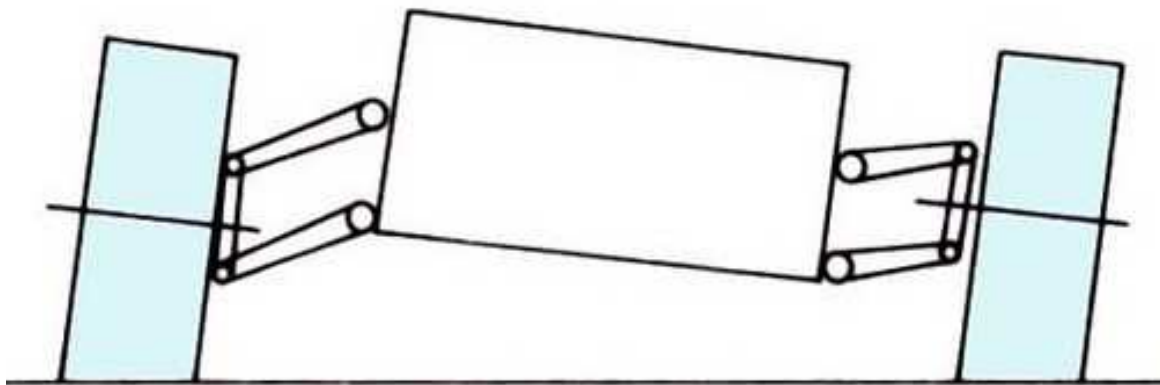
Come abbiamo precedentemente accennato, lo scopo principale delle sospensioni è proprio di mantenere il miglior contatto possibile tra lo pneumatico e la strada.

Quando una vettura affronta una curva, l'accelerazione laterale genera inevitabilmente un certo angolo di rollio; questo sarà tanto più accentuato

quanto più sarà alto il baricentro della vettura e cedevole il suo assetto. Si ha quindi un trasferimento di carico sulle ruote esterne del veicolo, una estensione delle sospensioni interne ed una compressione di quelle esterne.

A causa del trasferimento di carico stesso, sono le ruote esterne a contrastare la maggior parte della forza centrifuga della vettura, ed è quindi l'impronta a terra di queste a giocare un ruolo fondamentale.

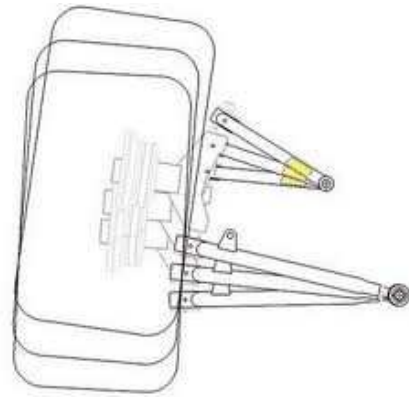
Supponiamo di avere un tipo di sospensione tale che la ruota, durante la sua escursione, si mantenga sempre parallela al piano di simmetria della vettura. Durante il rollio del corpo vettura, la ruota esterna si inclinerà di altrettanto verso l'esterno; se in condizioni statiche la ruota si trovava in posizione perfettamente ortogonale al piano strada, adesso appoggerà quasi esclusivamente sulla spalla esterna, con riduzione di impronta a terra e quindi di aderenza.



Inclinazione non corretta della ruota esterna (destra) a causa del rollio del corpo vettura

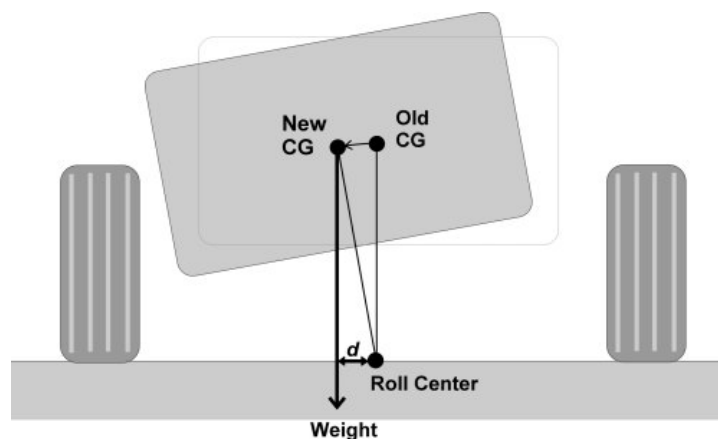
Un primo modo per ovviare al problema è quello di imporre un grande valore di campanatura statica alla ruota, che compensi la perdita di campanatura dovuta al rollio della vettura; lo svantaggio principale di questa soluzione è che la ruota si trova in condizioni non più ottimali in tutte le altre condizioni della marcia.

La soluzione solitamente adottata è di prevedere un cinematismo delle sospensioni che abbia un certo guadagno di campanatura durante il moto di compressione, in modo da permettere l'utilizzo di angoli di campanatura statici minori.



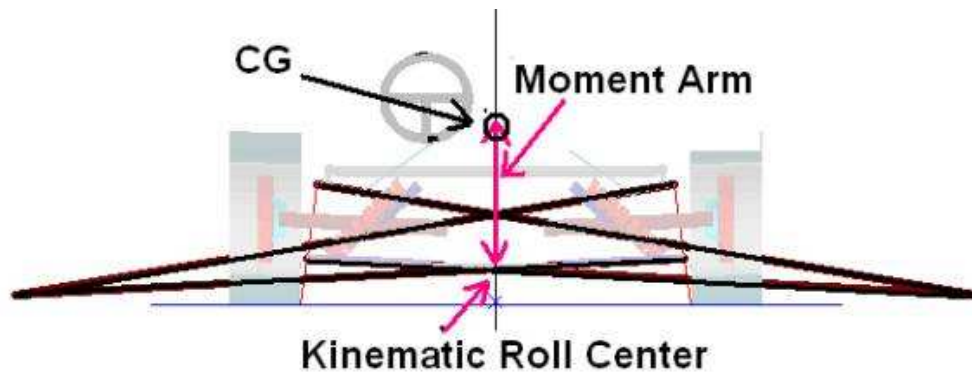
Esempio di cinematismo con guadagno di campanatura

Altro parametro fondamentale per definire la cinematica di un gruppo sospensioni è la posizione del centro di rollio; questo è il centro di istantanea rotazione attorno al quale la massa sospesa compie la propria rotazione. La distanza tra esso ed il centro di massa della vettura è il braccio della forza causata dall'accelerazione laterale che genera il momento di rollio del corpo vettura.



Momento di rollio dato dalla forza centrifuga per la distanza tra centro di massa e centro di rollio

Le posizioni iniziali e i relativi spostamenti dei centri di rollio anteriore e posteriore giocano un ruolo fondamentale sul comportamento dinamico del veicolo.



Determinazione per via grafica del centro di rollio

Per la nostra vettura, abbiamo deciso di adottare un sistema a doppi triangoli sovrapposti: si tratta di un cinematismo di tipo piano, abbastanza raffinato, che consente buoni valori di recupero di campanatura e permette di studiare e prevedere efficacemente le posizioni e gli spostamenti dei centri di rollio. Proiettando il cinematismo su un piano verticale ortogonale alla direzione di marcia, esso equivale ad un quadrilatero articolato in cui il portamozzo è la biella, e i due triangoli sono le manovelle.

Teoricamente si hanno due gradi di libertà per ognuno dei quattro punti, otto in totale; ciò rende abbastanza difficoltoso trovare delle combinazioni di valori ottimali, o per lo meno efficaci, tra le infinite possibili. In realtà i vari punti non possono assumere qualsiasi posizione all'interno del piano, poiché la soluzione fisica corrispondente non sarebbe praticabile.

Per calcolare i punti cinematici delle sospensioni, il team ha realizzato un opportuno codice di calcolo che, basandosi su dei valori di primo tentativo, ricerca in un intorno grande a piacere di questi punti dei valori che diano dei buoni risultati in termini di spostamenti dei centri di rollio e di recupero di

campanatura. La parte più difficile per il progettista è appunto definire cosa si intenda per “buoni risultati”.

Per le sospensioni posteriori, siamo partiti dal presupposto che avremmo montato gli attacchi del triangolo superiore alla parete laterale dello scatolato; questo ha comportato che la distanza degli attacchi da essa si trovasse in un intervallo di valori abbastanza ristretto.

Volendo, come detto, ottenere recupero di convergenza, è necessario che il triangolo inferiore sia più lungo di quello superiore. Montando gli attacchi di entrambi i triangoli alla parete laterale dello scatolato, sarebbe stato necessario realizzare degli attacchi per il triangolo superiore estremamente sporgenti.

Abbiamo invece deciso di adottare la soluzione di montare gli attacchi dei triangoli inferiori non alla parete laterale ma alla parete inferiore dello scatolato. In questo modo si riesce ad ottenere l’obiettivo cercato senza dover realizzare attacchi sospensioni molto complicati e poco rigidi.



***Modello CAD del posizionamento degli attacchi dei trinagoli sospensioni
superiore ed inferiore***

Per come è determinato il centro di rollio dell'asse, riveste importanza cruciale la precisione degli attacchi sospensioni. Sono infatti sufficienti piccole differenze dalle quote di progetto a quelle reali per ottenere risultati anche molto diversi. Per garantire una buona precisione di posizionamento degli snodi sferici, si sono utilizzate viti calibrate e attacchi lavorati dal pieno con macchine a controllo numerico; gli attacchi sono stati a loro volta assemblati allo scatolato tramite viti, ma posizionati correttamente tramite spine cilindriche di precisione. Come materiale per gli attacchi si è scelta una lega di alluminio ad alta resistenza, serie 7000 (nome commerciale Ergal): Al 7075 T6.

Come vedremo in dettaglio più avanti, i fori per le spine sono stati realizzati anche sullo scatolato con macchine utensili a controllo numerico, e le superfici di contatto tra gli attacchi e la scatola rettificati per ottenere la massima precisione.

Nel caso della realizzazione di un prototipo, non è inusuale che la vettura progettata, una volta messa su strada, non dia i risultati sperati in termini di feeling di guida. Questo perché pur seguendo durante la progettazione tutte le linee guida per ottenere un buon risultato, la correzione degli errori tramite sperimentazione di successivi tentativi può essere indispensabile.

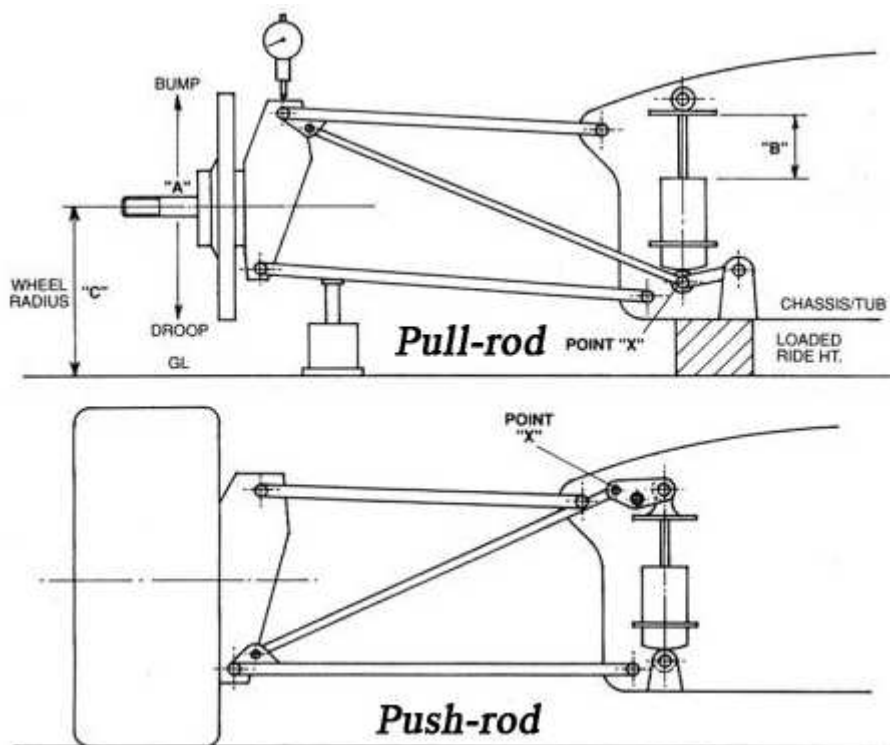
In quest'ottica, la possibilità di variare, anche di poco, i punti di attacco delle sospensioni permette di fare grandi modifiche al comportamento della sospensione e quindi della vettura. Lo scatolato, in confronto al traliccio di tubi, ci dà un grande aiuto, poiché le forchette a cui sono montati gli snodi sferici delle sospensioni sono assemblate anziché saldate. E' quindi relativamente semplice realizzare nuove forchette di forme diverse e che possono essere montate in punti leggermente diversi dello scatolato, consentendo modifiche sostanziali della cinematica semplicemente, con sforzi e tempi ridotti.

Il piano rocker

Il cinematismo delle sospensioni costituito dai due triangoli e dal tirante della convergenza è labile, ovvero il gruppo ruota, infatti, ha un grado di libertà che consiste nell'escursione della sospensione stessa. Quest'ultimo movimento dev'essere collegato in qualche modo ad un gruppo molla-smorzatore che svolge la funzione di sostenere e regolare il movimento della vettura rispetto alla ruota.

Per la nostra vettura abbiamo deciso di adottare un sistema di tipo push-rod che va ad attuare un rocker il quale a sua volta agisce sugli ammortizzatori. Questo tipo di soluzione è abbastanza comune nelle macchine da competizione, principalmente per i seguenti motivi:

- permette di montare il gruppo molla-smorzatore, di peso non indifferente, a bordo vettura, riducendo così le masse non sospese
- rispetto alla soluzione di tipo pull-rod, che offre il vantaggio di posizionare più in basso gli ammortizzatori e quindi abbassare il baricentro, si hanno carichi minori agenti sul sistema; i vettori delle forze sono infatti orientati in modo più simile al puntone, traducendosi in minori forze di reazione vincolare sui bracci



Sistemi di tipo pull-rod e push-rod a confronto

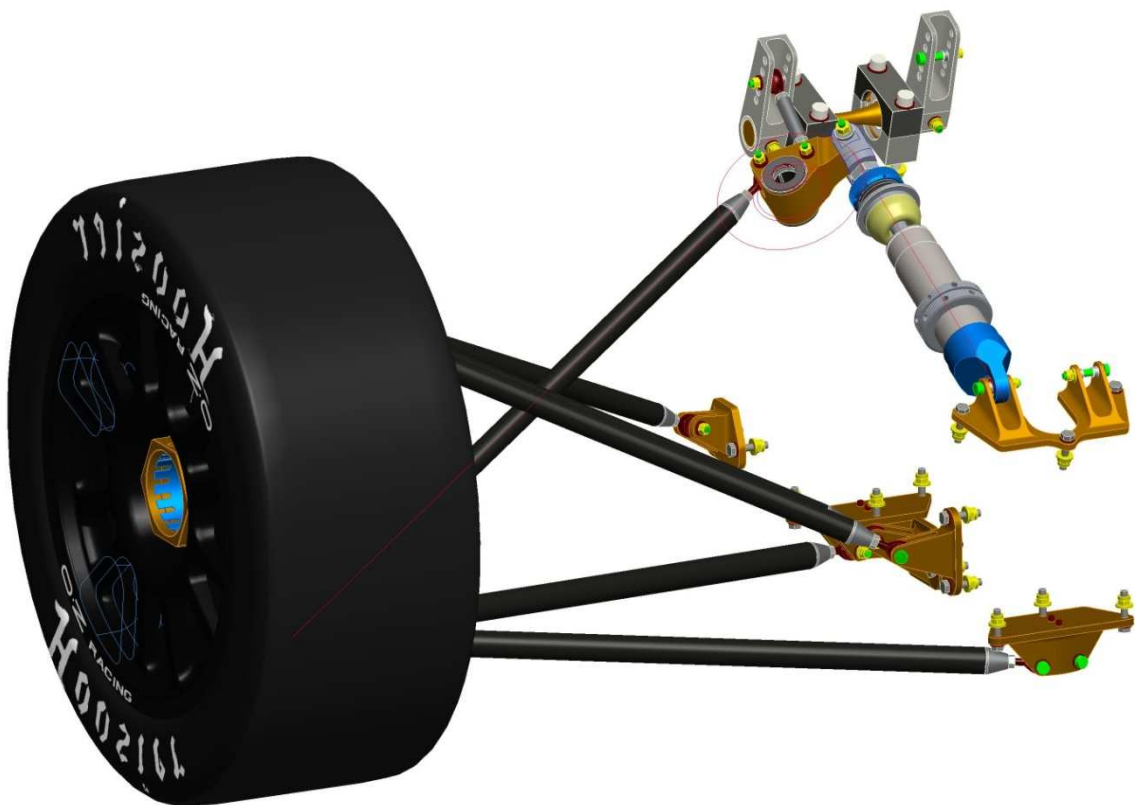
In questo tipo di configurazione è sempre presente un bilanciere, detto rocker, che trasmette il moto dal push-rod al gruppo molla-smorzatore; il rocker consente di posizionare l'ammortizzatore non allineato al push-rod stesso, ma in una direzione più conveniente per agevolare il packaging della vettura. Inoltre ha il compito, non meno importante, di variare il rapporto tra l'escursione della ruota e quella della sospensione; con una opportuna scelta di angoli e di distanze tra l'asse rocker e gli attacchi di push-rod ed ammortizzatore si può definire sia il motion-ratio (il rapporto tra l'escursione della ruota e quella dello stelo dell'ammortizzatore), che come esso varia durante l'escursione. Si può quindi, se lo si desidera, realizzare un motion-ratio non costante.

Essendo il push-rod un'asta montata tra due snodi sferici, trasmette solo forze nella propria direzione. Le componenti delle forze la cui direzione non combacia con quella di movimento del cinematismo generano reazioni vincolari che non danno lavoro utile.

Per minimizzare questo problema, la soluzione più ovvia è far sì che push-rod, ammortizzatore e rocker giacciono tutti su uno stesso piano ortogonale all'asse del rocker stesso. Così facendo la sola reazione vincolare esercitata dal perno rocker è quella che contrasta la risultante data dalla forza esercitata dal push-rod e da quella esercitata dall'ammortizzatore (trascurando per il momento la presenza della barra anti rollio); la reazione vincolare è quindi ortogonale al perno stesso, non presentando componenti aggiuntive in direzione assiale.

Anche se è teoricamente ovvio, disporre rocker push-rod ed ammortizzatore sullo stesso piano è tutt'altro che banale. Le varie soluzioni possibili sono tutte concettualmente molto semplici, la difficoltà risiede nel riuscire ad accomodare sia le esigenze del cinematismo stesso che quelle di packaging della vettura; in altre parole, è difficile trovare lo spazio ove disporre i componenti.

Valutando le varie opzioni possibili, tenendo di conto degli ingombri e dei requisiti tecnici, si è infine giunti alla soluzione rappresentata nella figura seguente.

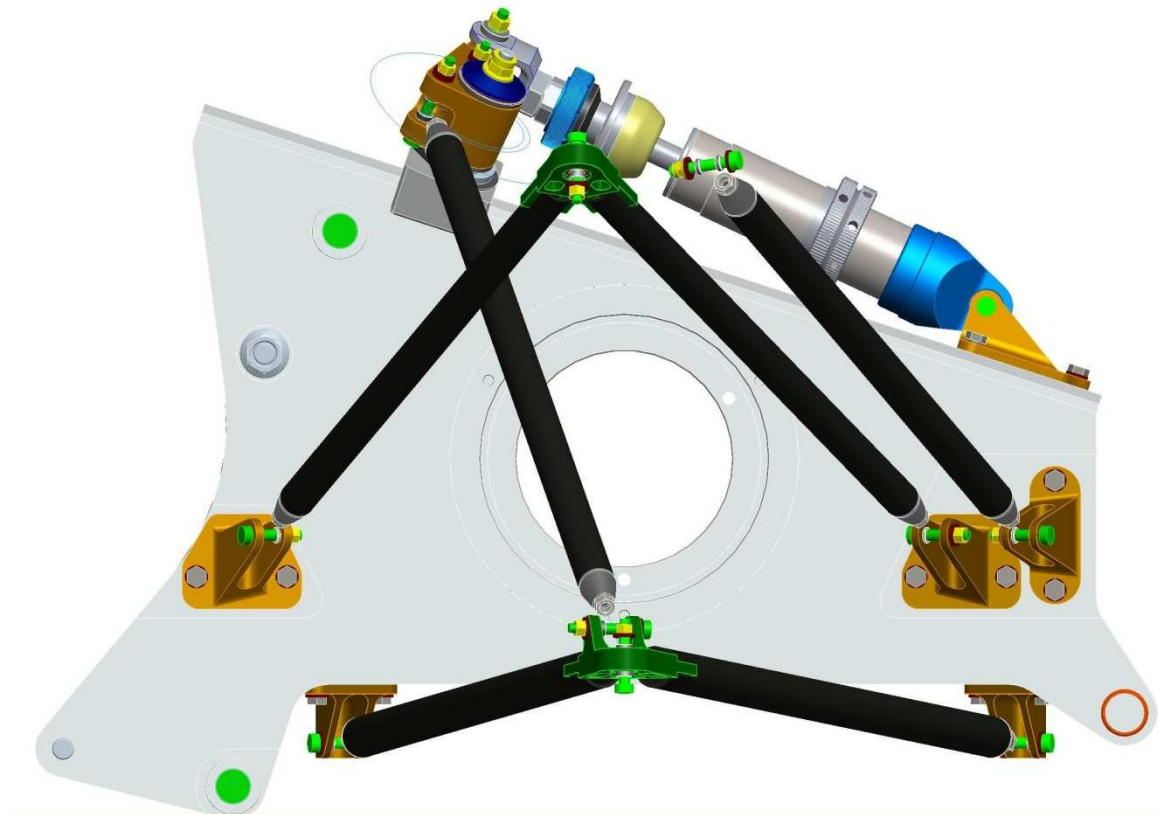


Cinematismo push-rod realizzato; il piano rocker è evidenziato dalle linee in rosso

Si può notare che il meccanismo non è perfettamente piano: durante lo scuotimento della ruota infatti il punto di attacco tra il push-rod e il triangolo inferiore si muove verticalmente, mentre il piano rocker è inclinato. Di conseguenza il push-rod oscilla nell'intorno della posizione ideale che rende piano il cinematismo; questa mancanza di planarità, che si sarebbe potuta evitare solo realizzando un piano rocker verticale, è tuttavia accettabile poiché i pochi gradi di disallineamento del push-rod implicheranno componenti delle forze al di fuori del piano molto ridotti in modulo e facilmente contrastabili.

Altra caratteristica degna di nota è che il piano ha una disposizione spaziale, ovvero non è parallelo a nessuno dei tre assi vettura (direzione di marcia, direzione verticale rispetto al terreno, direzione trasversale). Questo ha due implicazioni profonde per lo scatolato:

- il gruppo molla-smorzatore, che deve essere sostenuto dallo scatolato stesso, non è parallelo al terreno
- Il perno rocker, essendo per definizione ortogonale al piano rocker, è anche esso inclinato rispetto ai tre assi della vettura, e richiede un adeguato supporto orientato di conseguenza



Vista dal lato sinistro della vettura che mette in evidenza l'inclinazione all'indietro della superficie superiore dello scatolato

La soluzione adottata per l'inclinazione degli ammortizzatori è stata di realizzare la superficie superiore dello scatolato non parallela al terreno ma inclinata all'indietro. Lo scatolato risulta così più simile ad un tronco di cono che ad un parallelepipedo. Per fissare le teste degli ammortizzatori sono stati usati attacchi di Ergal (Al 7075 T6) avvitati e spinati con lo stesso principio visto per gli attacchi sospensioni.

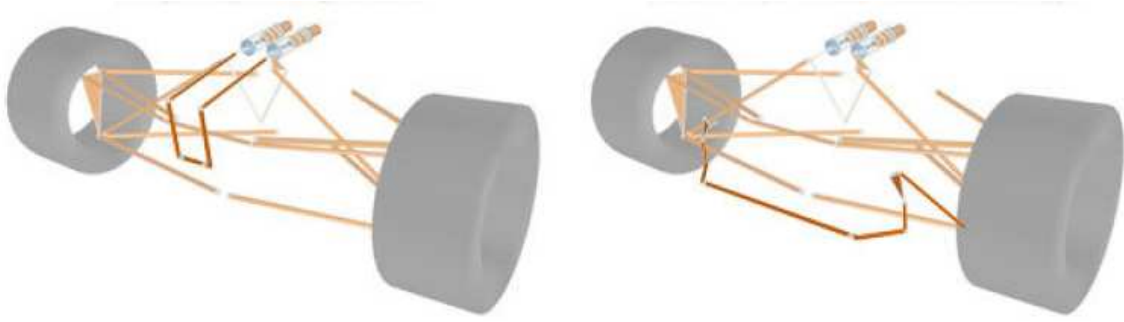
Di importanza cruciale è stata la realizzazione del supporto del perno rocker. Infatti sul rocker agiscono le forze più intense di tutta la cinematica della vettura, ed il perno deve essere in grado di generare le reazioni vincolari a tali forze pur mantenendo un'adeguata rigidità e una buona scorrevolezza a rotazione. Appare quindi evidente che il punto di montaggio del perno stesso debba essere molto solido e rigido.

Considerata la posizione del rocker, appare subito evidente che il perno sarà montato a sbalzo sullo scatolato; per mantenere comunque una rigidità adeguata, è stato necessario realizzare un perno molto solido e robusto, che ha richiesto una sede altrettanto solida. Essendo le pareti dello scatolato sono troppo sottili e non orientate nella giusta direzione per questo scopo, abbiamo dovuto riportare dei piccoli parallelepipedi di materiale ricavati dal pieno e opportunamente lavorati per essere orientati adeguatamente.

La barra anti rollio

È un dispositivo che, come suggerisce il nome, contrasta il rollio della vettura stessa. Consiste quasi sempre in una barra di torsione collegata ai cinematismi delle sospensioni destra e sinistra; una differente compressione di una delle due sospensioni (che si presenti durante il rollio della vettura) si traduce in una torsione della barra, la quale reagisce con una forza che va a contrastare il rollio della vettura. La rigidità intrinseca della barra di torsione e i leveraggi che applicano il momento torcente definiscono la quantità di "rigidità a rollio" conferita dalla barra all'assale in questione; per una corretta messa a punto di un veicolo da competizione, è molto importante poter regolare il valore di rigidità a rollio generato dalla barre.

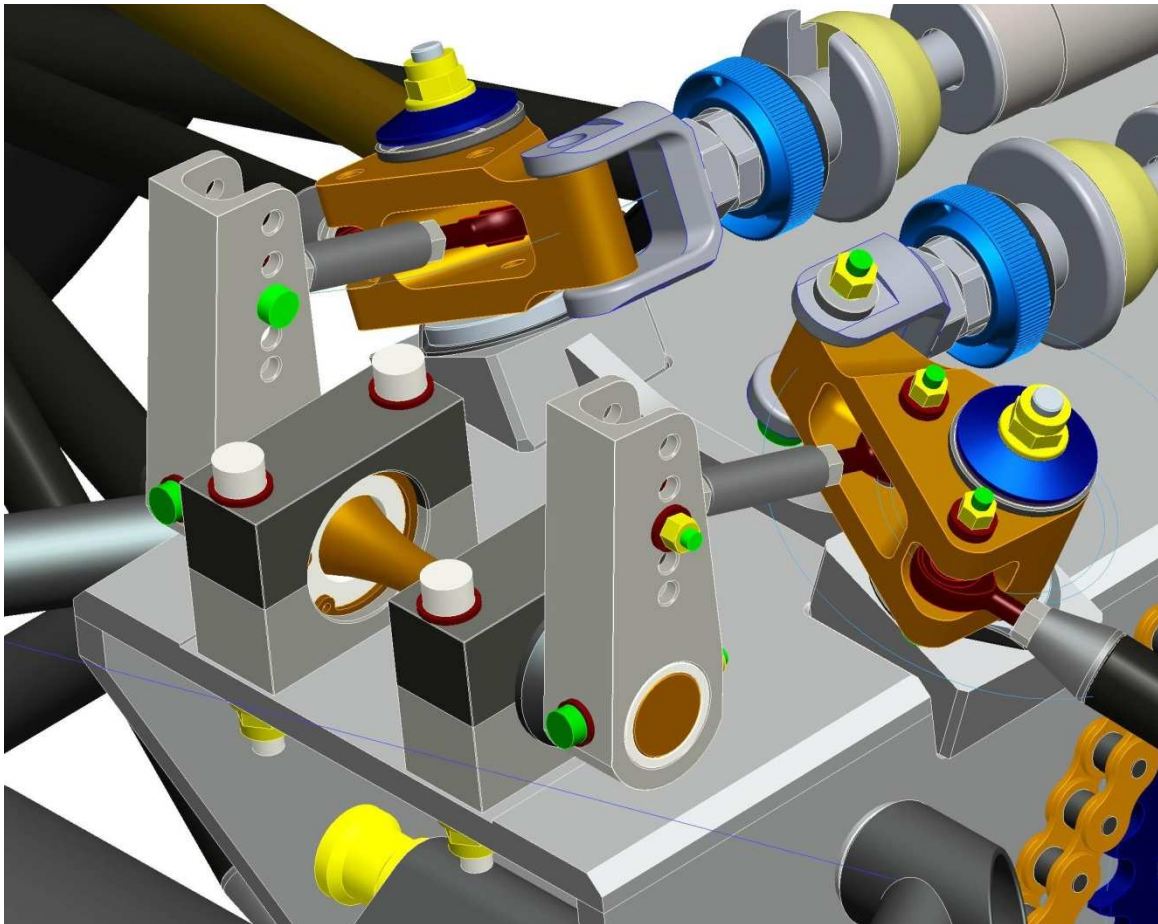
Dal punto di vista teorico, la barra anti rollio può essere collegata a qualsiasi parte del cinematismo che si muove durante il moto della ruota rispetto alla vettura. È però preferibile utilizzare parti del cinematismo rigide e con un'ampia escursione; questo perché a escursioni maggiori corrisponderanno ovviamente forze minori, e si potrà quindi utilizzare una barra più esile (e leggera) per ottenere gli stessi effetti. L'altro requisito, la rigidità, è fondamentale per far sì che la sola cedevolezza della barra determini l'effetto di anti rollio, mentre i restanti componenti del cinematismo si comportano in buona approssimazione come se fossero infinitamente rigidi.



Due esempi di realizzazione pratica di cinematismi per barre anti rollio

La soluzione tipica è collegare la barra anti rollio ai due rocker quando si hanno sospensioni a doppi triangoli sovrapposti, attuati da push-rod, come nel nostro caso. Il rocker è infatti pensato per essere una parte molto rigida del cinematismo e, se realizzato con una forma opportuna, permette di avere movimenti sufficientemente ampi della barra anti rollio.

Nel nostro caso particolare, in cui i due rocker si trovano molto vicini tra loro, abbiamo l'opportunità di realizzare una barra molto corta e compatta, posizionata direttamente di fronte ai rocker stessi, ed ancorata alla superficie superiore dello scatolato.



Complessivo della barra anti rollio posteriore con ganasce, boccole in teflon e coltelli montati alle due estremità; in evidenza la possibilità di regolare l'effetto della barra variando il braccio di leva sui coltelli

Come si vede, la barra è sostenuta da boccole di teflon, che permettono le piccole rotazioni opponendo poca resistenza; le boccole sono a loro volta serrate tra ganasce di alluminio. Le viti di serraggio svolgono il duplice ruolo di tenere insieme le due metà di ogni ganascia, bloccando la barra, e di fissare rigidamente tutto l'assieme allo scatolato stesso.

Sebbene avere una barra corta teoricamente non sia una soluzione ideale, potendo accettare angoli di torsione inferiori prima di arrivare a rottura, la lunghezza è risultata comunque accettabile. La scelta è stata infatti dettata dalla ricerca di compromesso tra lunghezza della barra e la possibilità di realizzare un supporto semplice, compatto e rigido per la barra stessa.

Inoltre l'intero gruppo sospensioni posteriore, e di conseguenza anche tutte le masse non sospese posteriori, siano assemblate allo scatolato e non direttamente al telaio tubolare. Questa soluzione molto ordinata permette, in caso di necessità, di disassemblare l'intero gruppo dal resto della vettura semplicemente separando lo scatolato dal telaio tubolare. Questo tipo di modularità è molto apprezzato dai giudici delle competizioni FSAE.

Scelta del materiale

È stato precedentemente accennato che si è deciso realizzare lo scatolato in lega di alluminio, dato che la sua bassa densità (in confronto agli acciai) ci permette di realizzare spessori maggiori e forme a più alto momento di inerzia, per ottenere così migliori valori di rigidità; inoltre l'utilizzo materiali più pesanti, anche se con lo stesso rapporto resistenza-densità, non ci permetterebbe di ridurre più di tanto gli spessori, pena il rischio di instabilità a pressoflessione delle superfici dello scatolato.

Il materiale avrebbe dovuto presentare le seguenti caratteristiche:

- Buona saldabilità: le lamiere dello scatolato, i rinforzi, le sedi dei perni rocker etc sono tutti uniti tramite saldatura; si tratta quindi di un requisito fondamentale. Altra peculiarità importante è che deve trattarsi di una lega che non necessiti di trattamenti termici particolari per ottenere le proprie caratteristiche fisiche: infatti queste andrebbero perse in prossimità dei cordoni a causa dell'inevitabile apporto di calore durante il processo di saldatura
- Buona lavorabilità: oltre che saldate, le varie parti che andranno a comporre lo scatolato devono essere lavorate per asportazione di truciolo alle macchine utensili in modo da ottenere le precise forme finali richieste dal progetto
- Caratteristiche meccaniche elevate: per mantenere un rapporto tensione di snervamento-densità accettabile (fondamentale per ottenere uno scatolato leggero), è necessaria una lega che abbia degli elevati valori di tensione di

snervamento, essendo la densità circa uguale per le differenti leghe di alluminio

- Discreta resistenza a corrosione: sebbene questo non sia un requisito fondamentale, poiché la vettura non è progettata per sopravvivere per anni alle intemperie, una buona resistenza a corrosione mantiene il componente nelle condizioni originarie senza dover ricorrere a costosi trattamenti superficiali (tra l'altro non banali per un componente di queste dimensioni)

Purtroppo le leghe di alluminio con le caratteristiche meccaniche più elevate (serie 7000 – nome commerciale Ergal) hanno una saldabilità scarsa: non è quindi possibile utilizzarle in questo tipo di applicazione.

La scelta del materiale è ricaduta nella serie 6000 (nome commerciale Anticorodal); in particolare si utilizza un EN AW 6082 (AlSi1MgMn). Si tratta di una lega di alluminio con caratteristiche meccaniche medio alte, adatta per applicazioni con carichi elevati, e che mostra un'ottima resistenza a corrosione. È la più resistente delle leghe della serie 6000; infatti la grande quantità di manganese presente affina il grano migliorandone la resistenza. La tensione di snervamento è compresa tra i 200 e i 250 MPa a seconda dello spessore del grezzo di partenza; nel nostro caso ci troviamo nel campo degli spessori minori di 20 mm, ovvero tensione di snervamento di 250MPa.

Assemblaggio al telaio

Fino a questo momento si è sempre dato per scontato che lo scatolato sia unito al telaio tubolare; andiamo adesso ad analizzare come le due strutture principali dell'autotelaio sono assemblate tra loro. I requisiti sono un fissaggio solido, preciso ma scioglibile in poco tempo.

Abbiamo deciso di utilizzare quattro viti calibrate di grande diametro, due per lato, per unire il telaio tubolare alle pareti laterali dello scatolato. La vite calibrata ben si presta allo scopo, poiché racchiude in un unico componente sia il serraggio assiale che un preciso centraggio tra i due componenti; inoltre

è specificamente pensata per poter lavorare anche a taglio, risultando quindi adatta a trasmettere i carichi (di direzione generalmente ignota) trasferiti tra le due parti del telaio. Le viti sono mordenti nello scatolato; questo crea dei problemi perché la lega leggera nella quale lo scatolato è stato realizzato mal si presta a filettature che verranno caricate con grandi coppie di serraggio.

Abbiamo ovviato a questo inconveniente riportando un Helicoil in corrispondenza della sede della vite. L'Helicoil è un riporto di filetto in acciaio che viene piantato in materiali meno resistenti quali le leghe leggere per impedire di rompere i filetti quando si deve serrare ad alte coppie di serraggio o per evitare l'usura in caso di smontaggi frequenti. Ha l'aspetto di una molla, ed è un'elica di acciaio con una sezione tale che risulti il profilo di una filettatura maschio all'esterno e femmina all'interno.

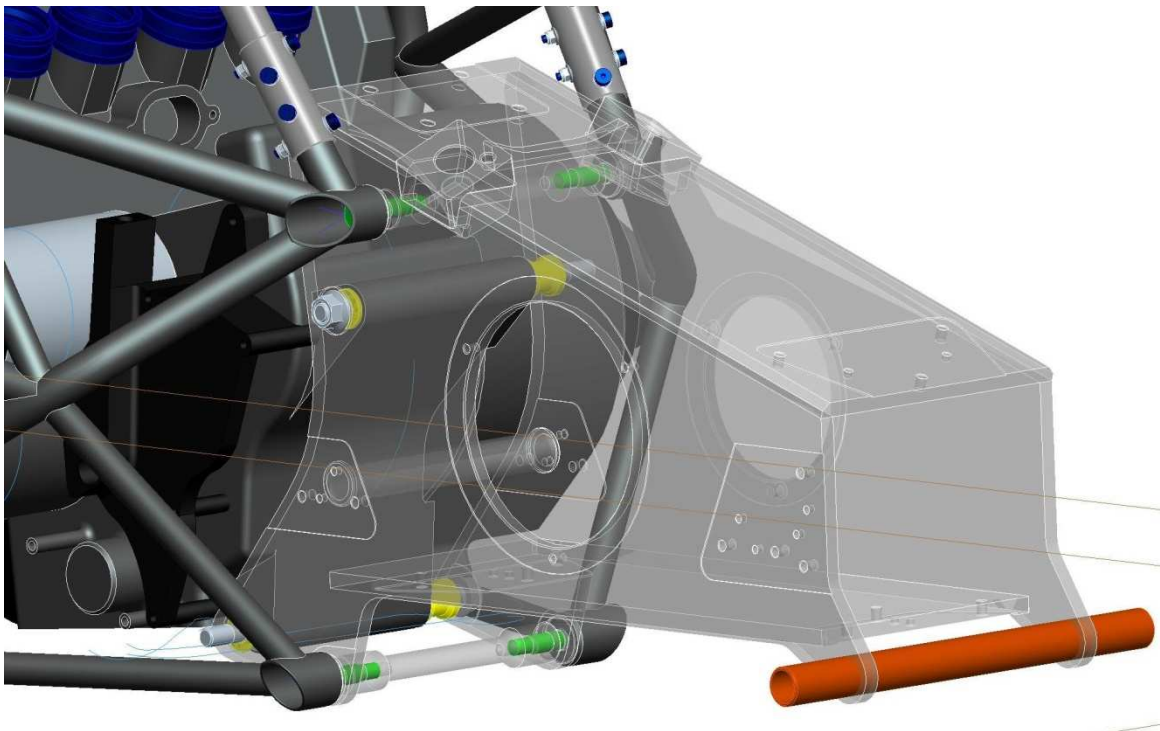


Immagine di un Helicoil, con la tipica forma a molla, e vista dello stesso in sezione applicato ad un componente

Lo scatolato presenta delle superfici piatte ed uniformi adatte a posizionare gli attacchi dove il progettista desidera; le posizioni scelte sono dipese principalmente dalla necessità di non interferire con la catena di trasmissione e i bracci del gruppo sospensioni posteriore, e da esigenze del traliccio di tubi.

In particolare, la parte di telaio a traliccio che collega lo scatolato al main roll hoop è critica poiché:

- non può passare al di sotto del motore: il motore stesso è, come abbiamo visto, posizionato in modo da trovarsi al limite minimo di altezza della vettura
- non può chiudersi al di sopra del motore: si è infatti deciso di rendere possibile l'estrazione del propulsore facendolo uscire dall'alto. L'unica parte di telaio che sovrasta il motore sono i bracing di supporto del main roll hoop, obbligatori da regolamento, e sono realizzati in modo da essere scioglibili in caso si presenti la necessità di sostituire il motore

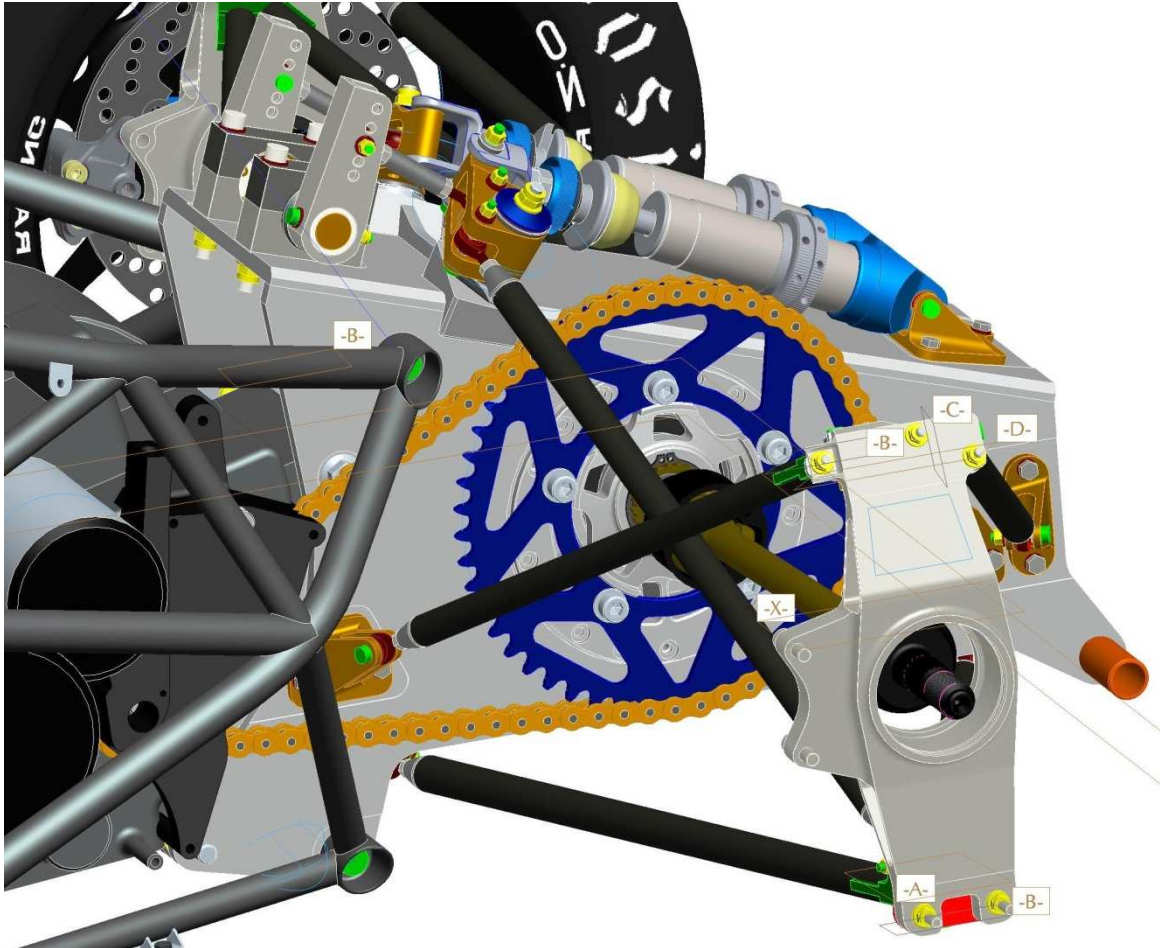


Complessivo di motore, telaio tubolare e scatolato visualizzato in trasparenza; si notano in verde le quattro viti calibrate

L'unica opzione rimasta per il traliccio di tubi è stata quindi di passare ai due lati del motore, con una struttura elaborata che non è oggetto di trattazione, per arrivare a ricongiungersi allo scatolato.

Si nota quindi come la parte posteriore del telaio tubolare sia aperta e quindi, in teoria, carente in rigidità; lo scatolato tuttavia ricollega le due parti

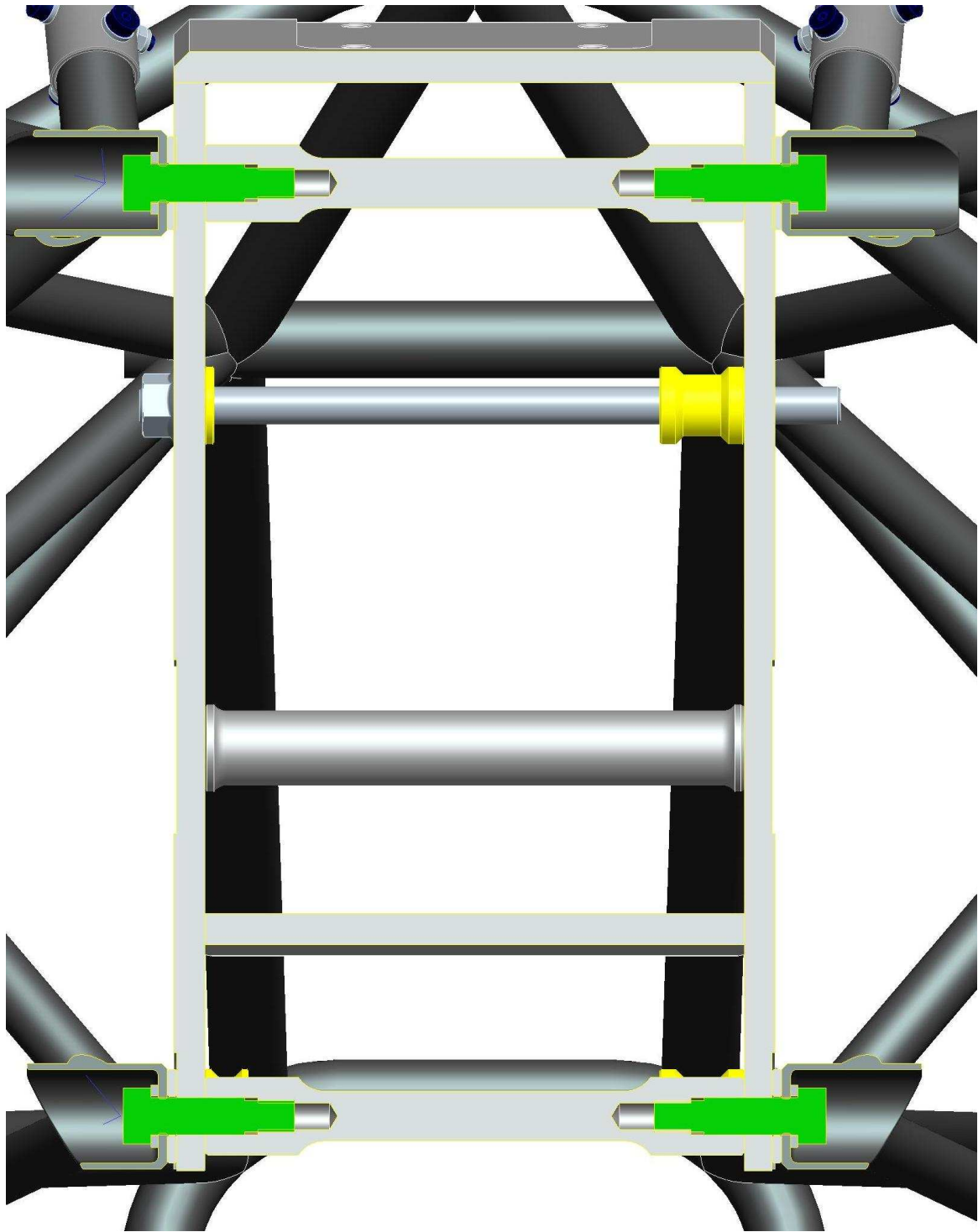
separate del telaio. Anche il motore contribuisce ad irrigidire ricollegando lo scatolato stesso agli attacchi motore anteriori, i quali sono rigidamente fissati al main roll hoop.



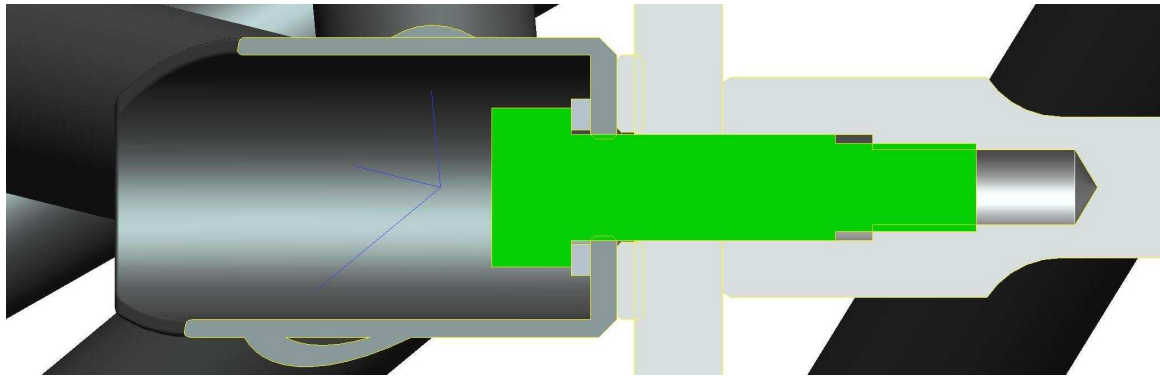
Vista delle posizioni degli attacchi scatolato-traliccio in relazione ad attacchi sospensioni e catena di trasmissione

Si è presentato, inoltre, il problema che il ridotto spessore delle pareti dello scatolato non è sufficiente ad ospitare sia la filettatura che un'adeguata parte dello spallamento della vite. Abbiamo degli irrigidimenti cilindrici che collegano le due pareti opposte dello scatolato in corrispondenza dei punti di attacco al traliccio; questi componenti svolgono così la duplice funzione di irrigidire lo scatolato là dove riceve tutti i carichi dal traliccio, realizzando un collegamento

diretto tra le parti opposte del traliccio stesso, e di fornire materiale sufficiente alle viti calibrate per poter essere serrate e incastrate correttamente.



Vista in sezione dei quattro attacchi tra scatolato e traliccio, con in evidenza gli irrigidimenti cilindrici che ricollegano le due piastre laterali



Dettaglio della vite calibrata nella sua sede

Da quanto detto emerge che è fondamentale la precisione e la rigidità dei collegamenti tra scatolato e traliccio, per non compromettere la rigidità dell'intero autotelaio.

Punto di sollevamento (jacking point)

Il regolamento richiede la possibilità di sollevare le ruote posteriori della vettura da terra. Più specificatamente si richiede che sia:

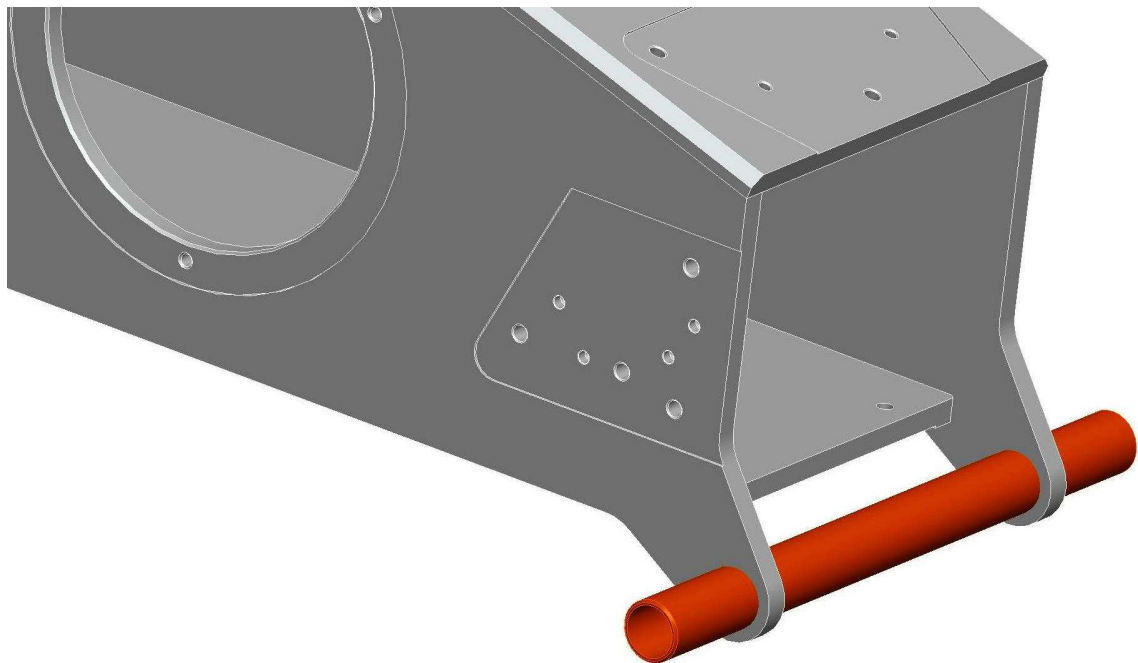
- Orientato orizzontalmente e perpendicolare al piano di simmetria della vettura
- Costituito da un tubo di acciaio o di alluminio di diametro esterno compreso tra 25mm e 29mm
- Lunghezza di almeno 300mm
- La sua semicirconferenza inferiore deve essere non coperta per almeno 280mm di lunghezza
- Visibile osservando la vettura da dietro
- L'altezza da terra deve essere tale che ci siano almeno 75mm di distanza dal punto più basso del tubo al terreno

- Sollevando il punto più basso del tubo a 200mm dal terreno, le ruote con le sospensioni in configurazione di massima estensione non devono toccar terra

- Verniciato di color arancione

Dovendo sopportare il peso della vettura, il suddetto tubo deve essere montato ad una parte del telaio della vettura; dovendo inoltre trovarsi nella parte posteriore della vettura, dovrà inevitabilmente essere parte dello scatolato.

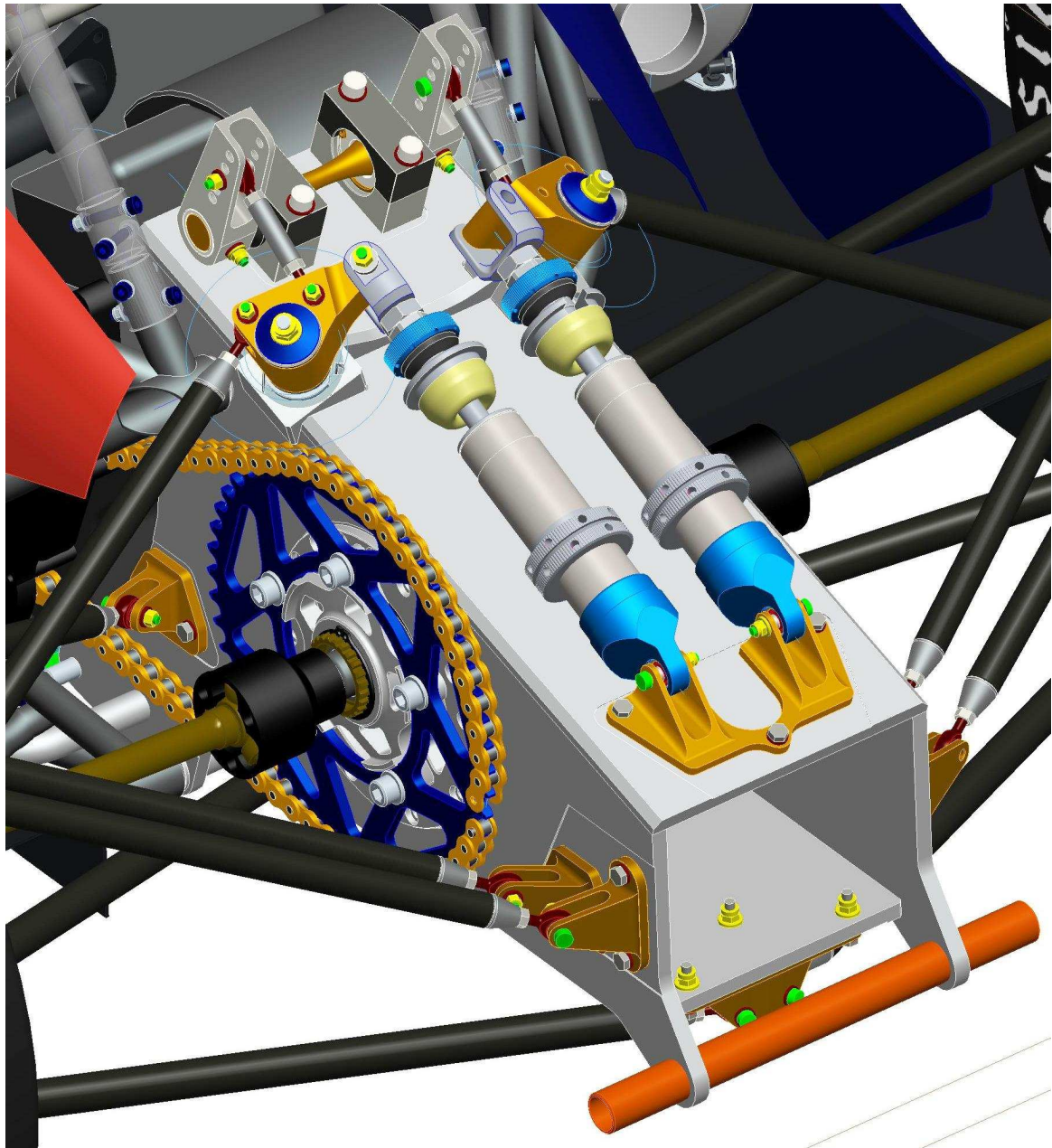
Per sostenere il tubo, che verrà fabbricato nello stesso materiale del resto dello scatolato, si realizzano due protuberanze nell'angolo posteriore inferiore delle due piastre laterali. A tali protuberanze verrà quindi saldato il tubo in modo da renderlo solidale alla struttura.



Vista del punto di sollevamento

Progetto definito

Il progetto dello scatolato allo stato attuale soddisfa tutti i requisiti funzionali. Si ha in figura un'immagine riassuntiva della precedente trattazione.



Vista complessiva del retroreno

Capitolo 6

Realizzazione ed ottimizzazione degli scavi

“Oversteer scares passengers, understeer scares drivers”

Anonimo

Il metodo degli elementi finiti (FEM)

Fino a questo punto della trattazione, lo scatolato è stato definito nelle forme ed ingombri dalle necessità funzionali della vettura, mettendo il materiale là dove serviva senza preoccuparci di peso, resistenza e rigidità.

L'obiettivo di questo capitolo è di verificare la resistenza dello scatolato ai carichi a cui verrà sottoposto, e ricercare il miglior compromesso tra la rigidità a torsione ed il peso.

I parametri principali su cui possiamo agire sono due: lo spessore delle piastre e gli scavi sulle piastre stesse. Infatti durante la lavorazione a controllo numerico delle singole piastre si possono eseguire, oltre al profilo esterno che ne definisce la forma, anche degli scavi interni; questi ultimi, se opportunamente realizzati, permettono di ridurre notevolmente il volume (ed il peso) del componente al prezzo di riduzioni nella rigidità.

Decidere come e quanto scavare le piastre dello scatolato è però tutt'altro che banale; la forma complessa e la disposizione irregolare dei carichi agenti su di esso non permettono un approccio analitico al problema.

L'ideale sarebbe di realizzare alcuni prototipi del componente per testare le varie soluzioni, misurare la rigidità, verificare quali parti dello scatolato sono più caricate e quali meno tramite misure estensimetriche etc. Questo tipo di approccio, benché efficace e dai risultati totalmente affidabili, presenta come difetti insormontabili il costo eccessivo e l'enorme quantità di tempo che richiede.

Per ottenere informazioni sul comportamento del componente sotto carico si ricorre al metodo degli elementi finiti.

È una tecnica numerica atta a cercare soluzioni approssimate di problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali, riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche. Si applica a corpi fisici suscettibili di essere suddivisi in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute.

Nel continuum, ogni singolo elemento finito viene considerato un campo di integrazione numerica di caratteristiche omogenee. La caratteristica principale del metodo degli elementi finiti è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia (mesh) composta da elementi di forma codificata (triangoli e quadrilateri per domini bidimensionali, esaedri e tetraedri per domini tridimensionali). Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma.

Da notare che solitamente le funzioni vengono approssimate, e non necessariamente saranno i valori esatti della funzione quelli calcolati nei punti. L'esempio tipico è quello che fa riferimento a funzioni polinomiali, in cui la soluzione complessiva del problema viene approssimata con una funzione polinomiale a pezzi.

Il metodo quindi ci permette di studiare vantaggiosamente in forma numerica un problema che sarebbe stato irrisolvibile con un approccio di tipo classico, ovvero analitico. Per contro la soluzione trovata non sarà esatta ma approssimata.

Utilizzando programmi commerciali, il calcolo si articola sempre in tre fasi, caratterizzati da software distinti:

- Pre-processing: è il programma che importa il componente dal CAD, realizza la mesh (tipo e forma degli elementi), definisce le proprietà del materiale e imposta le condizioni di vincolo e di carico.
- Processing: detto anche solutore, è il programma di analisi vero e proprio che risolve le equazioni del problema agli elementi finiti
- Post-processing: è il programma che elabora e visualizza la soluzione

Il team UniBO Motorsport utilizza il pacchetto Altair Hyperworks, costituito da HyperMesh (pre-processing), Radioss (processing) e HyperView (post-processing).

Carichi agenti sullo scatolato

È facilmente intuibile che durante la marcia della vettura le ruote subiscono forze di varie intensità, direzione e verso. Queste si traducono in forze agenti nei vari punti di attacco delle sospensioni, anch'esse variabili. In particolare, se le sospensioni sono disegnate correttamente, ciascun braccetto è caricato solo a trazione o a compressione, ma non a flessione. Questo significa che le forze di interazione tra i bracci delle sospensioni e lo scatolato sono variabili in verso e intensità, ma non in direzione.

Il fatto di avere forze variabili in direzione e modulo al variare delle condizioni di marcia del veicolo crea delle difficoltà: non è infatti semplice definire quale sia la condizione di carico più gravosa per lo scatolato in modo da poterne verificare la resistenza.

La prima idea potrebbe essere quella di applicare in tutti i punti il carico massimo tra quelli possibili, ma si può facilmente notare che, data la simmetria dello scatolato, buona parte di quelle forze andrebbe a cancellarsi a vicenda, vanificando la validità della prova.

Come secondo tentativo si potrebbe pensare di applicare le massime forze a trazione da un lato e di compressione dall'altro; sebbene sia una scelta migliore della precedente, questa condizione di carico rappresenterebbe più una verifica a flessione del componente nel suo complesso che una verifica della resistenza alle forze interne. Inoltre si tratterebbe di una situazione limite non realistica.

Si è cercato quindi di trovare una combinazione di forze che sia sufficientemente asimmetrica da non avere cancellazione reciproca delle forze agenti sui braccetti, e che rappresenti al meglio possibile le condizioni realistiche estreme di carico.

Dopo vari tentativi si è giunti alla seguente combinazione, che equivale a un'accelerazione in curva con trasferimento di carico per la ruota sinistra, ed una frenata al limite con alleggerimento per la ruota destra; questo modello, benché ovviamente irrealistico, si è però rivelato molto efficace per lo studio

della maggior parte degli aspetti critici della distribuzione di forze all'interno dello scatolato.

Valori numerici dei carichi previsti dal modello dinamico delle sospensioni:

- Triangolo superiore sinistro, braccetto anteriore: 6000N in compressione
- Triangolo superiore sinistro, braccetto posteriore: 1300N in trazione
- Triangolo inferiore sinistro, braccetto anteriore: 1650N in compressione
- Triangolo inferiore sinistro, braccetto posteriore: 6300N in trazione
- Braccetto convergenza sinistro: 4300N in trazione
- Ammortizzatore sinistro: 5000N in compressione
- Push rod sinistro: 9200N in compressione
- Braccetto sinistro barra anti rollio: 2200N in trazione
- Triangolo superiore destro, braccetto anteriore: 2000N in compressione
- Triangolo superiore destro, braccetto posteriore: 2050N in trazione
- Triangolo inferiore destro, braccetto anteriore: 4200N in trazione
- Triangolo inferiore destro, braccetto posteriore: 4300N in compressione
- Braccetto convergenza destro: non caricato
- Push rod destro: non caricato
- Ammortizzatore destro: non caricato
- Braccetto destro barra anti rollio: 2200N in compressione

Le forze agenti sui braccetti sono state calcolate basandosi sui dati di aderenza degli pneumatici sotto l'ipotesi di carichi puramente assiali, condizione accettabile vista la presenza degli snodi sferici; considerando le

massime forze di interazione tra ruote ed asfalto, note le geometrie delle sospensioni, si sono potute calcolare le forze trasmesse agli attacchi sullo scatolato.

Tutti i carichi sono maggiorati per tenere di conto delle eventuali condizioni di urto, e considerati con un coefficiente di sicurezza pari a due. Questo sovradimensionamento dei carichi, che può apparire a prima vista eccessivo, è conseguenza del fatto che l'esemplare unico che andremo a costruire deve avere un'affidabilità molto elevata; possedendo le risorse necessarie, sarebbe stato possibile realizzare un primo prototipo per verificare gli effettivi carichi sul componente, per poter poi realizzare un secondo scatolato con valori del coefficiente di sicurezza inferiori (con la condizione, non scontata, di mantenere valori di rigidità torsionale accettabile).

Abbiamo supposto, come condizioni di vincolo, infinitamente rigidi i nodi in corrispondenza degli attacchi telaio e degli attacchi motore. È stato quindi superfluo realizzare la mesh degli irrigidimenti che ospitano le viti calibrate, in quanto essi si trovano tra punti bloccati e non ricevono alcun carico; è ancor più evidente quanto essi siano irrigidimenti per il traliccio di tubi ma non per lo scatolato.

Processo di ottimizzazione

Inizialmente si effettua una simulazione con i suddetti carichi sullo scatolato privo di scavi; questo ci permette di osservare la distribuzione delle tensioni nel componente durante l'esercizio, dandoci preziose informazioni per definire la forma che si intende dare agli scavi da praticare. Si misura inoltre la rigidità torsionale, per avere un valore da confrontare con i risultati delle versioni successive; la rigidità viene calcolata applicando una coppia di forze test, la cui intensità e distanza generano 1000Nm, nell'estremità posteriore dello scatolato.

Una volta praticati gli scavi sul componente, si procede ad una nuova simulazione, ripetendo sia le verifiche di resistenza del materiale, che il

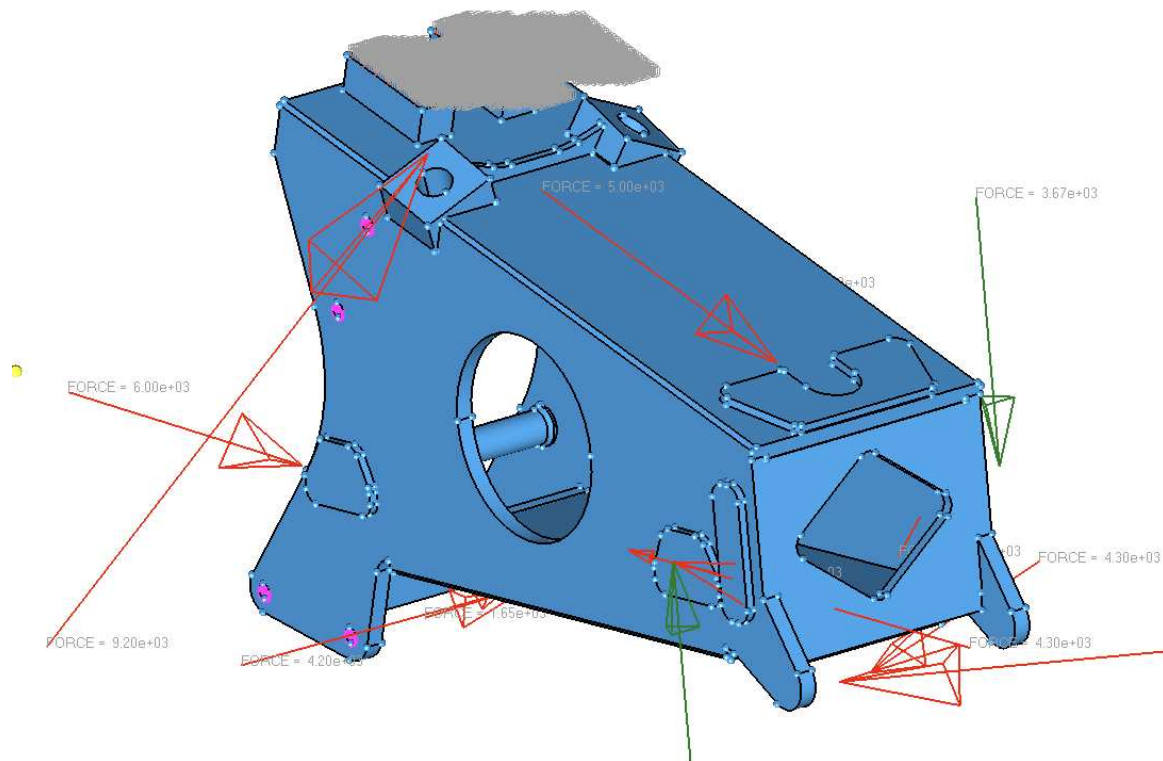
calcolo della rigidità torsionale. Dai risultati si evince quali parti del componente sono sovraccaricate e necessitano di essere irrobustite, e quali, invece, sono cariche e possono essere alleggerite ulteriormente.

Si ripete il procedimento in modo iterativo fino a che non si raggiungono risultati soddisfacenti in termini di rigidità torsionale e di tensioni nel componente.

Le simulazioni sono eseguite utilizzando una mesh di elementi lineari di tipo tetraedro; la mesh è opportunamente affinata in corrispondenza dei raggi di curvatura ridotti.

Simulazione 1

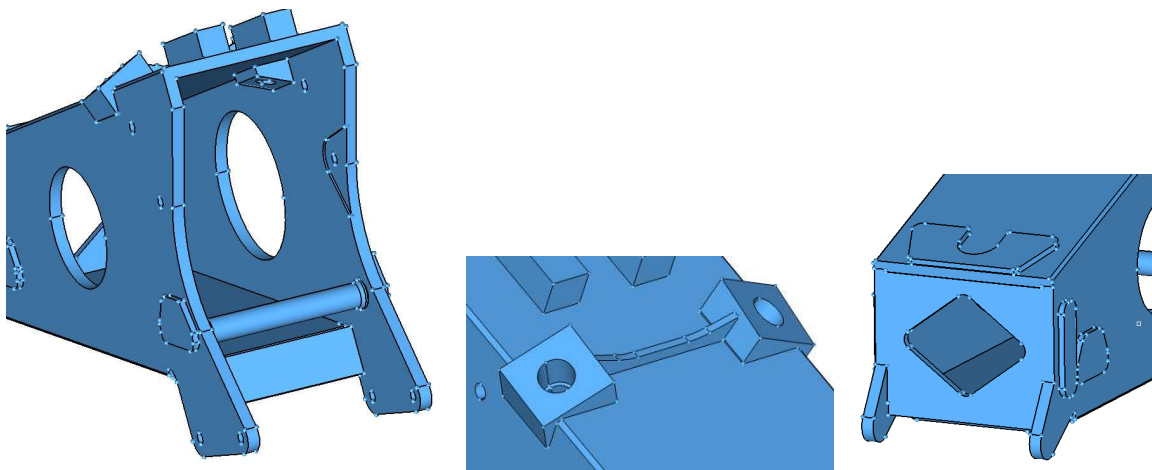
Come anticipato, la prima simulazione viene eseguita sullo scatolato privo di scavi di alleggerimento.



In rosso si notano i vettori delle forze trattate nel paragrafo precedente, in verde la coppia di forze test che misura la rigidità torsionale del componente

Rispetto al modello CAD finora trattato si notano tre piccole modifiche:

- E' stato aggiunto un irrigidimento interno in corrispondenza degli attacchi anteriori dei triangoli superiori
- E' stata rinforzata la parte posteriore utilizzando una piastra con foro quadrato disposta a 45°
- E' stata aggiunto un rinforzo trasversale, che collega le piastre laterali, costituito da una piccola piastra verticale posizionata sopra gli attacchi telaio inferiori
- Si è aggiunta una costola di irrigidimento tra i due supporti dei perni rocker

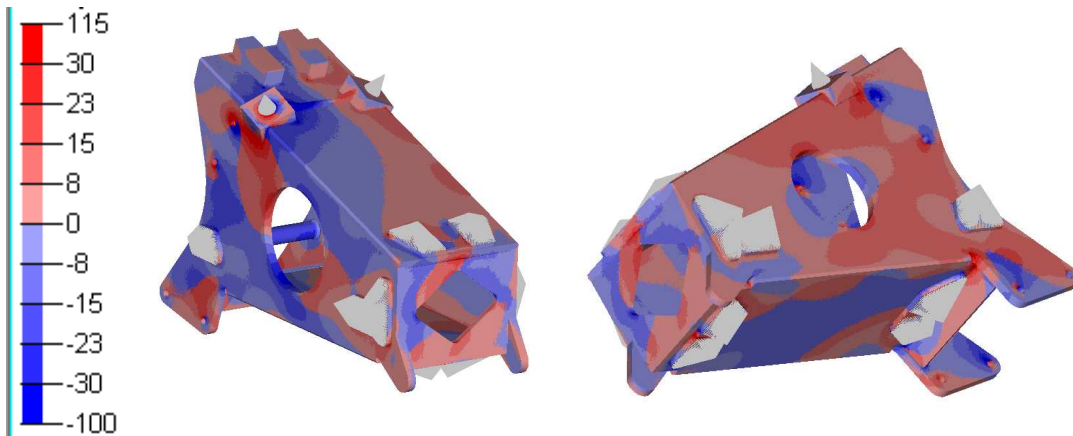


Vista in dettaglio delle modifiche rispetto alla versione CAD

Questi rinforzi sono stati aggiunti per rendere più rigida la struttura ricollegando i punti in cui si prevede di avere la maggior concentrazione di tensioni, consentendo così di caricare meno, e quindi di alleggerire di più, le piastre.

Lo spessore utilizzato in questa simulazione, scelto come valore di primo tentativo, è 12mm.

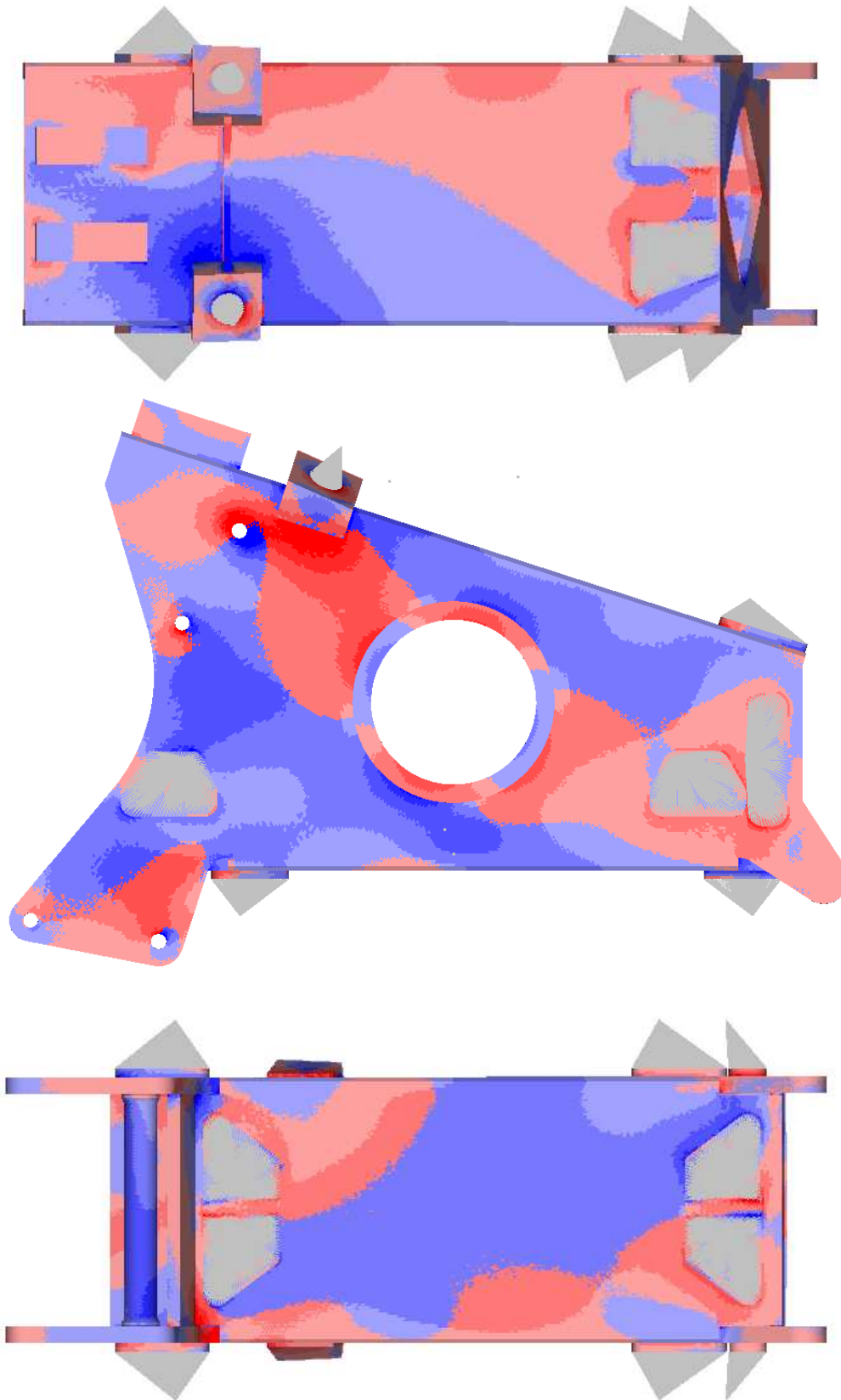
Risultati della simulazione



Viste riassuntive di tre quarti con legenda delle tensioni (MPa)

Come c'era da aspettarsi, la struttura (che ricordiamo ha un limite di snervamento di 250MPa) è decisamente sottocaricata. Ciononostante possiamo ottenere informazioni utili osservando la distribuzione degli sforzi:

- Le tensioni massime si hanno, prevedibilmente, nel materiale che circonda il supporto del perno rocker, sul quale agisce infatti il maggiore dei carichi
- Altri incrementi di tensione significativi si possono notare in corrispondenza dei vincoli e nei punti di interfaccia tra le varie parti, quali attacchi sospensioni e le piastre stesse. Si tratta di situazioni in cui tipicamente si ha concentrazione delle tensioni a causa di brusche discontinuità del materiale
- Osservando la distribuzione delle tensioni sulle grandi superfici, lontano dagli attacchi (sono le zone che dovremo andare a scavare), si osserva che le tensioni sono mediamente molto basse, e che non seguono le direzioni principali del componente ma sono inclinate rispetto ad esso.



Dall'alto: vista superiore, laterale sinistra e inferiore

La rigidezza torsionale è estremamente elevata: oltre 51000Nm/°.

Essendo il valore di rigidezza torsionale previsto per il traliccio di tubi dell'ordine dei 3000Nm/°, un valore così elevato di rigidezza dello scatolato non ci è di molto aiuto. Le due parti del telaio si comportano come due molle in serie e quindi la rigidezza complessiva sarà sempre inferiore (al limite uguale, se lo scatolato avesse rigidezza infinita) a quella della molla meno rigida, per quanto si cerchi di irrigidire l'altra.

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_s}} = 2830 \frac{Nm}{\circ}$$

Il peso di questa versione dello scatolato è: 13,5Kg.

Il rapporto tra rigidezza torsionale e peso è: 3777Nm/°Kg

Facendo invece il rapporto tra la rigidezza complessiva del telaio ed il peso si ha: 209Nm/°Kg

Simulazione 2

Lo spessore è sempre 12mm. Si realizzano i primi scavi sulle piastre, dei quali segue una analisi dettagliata

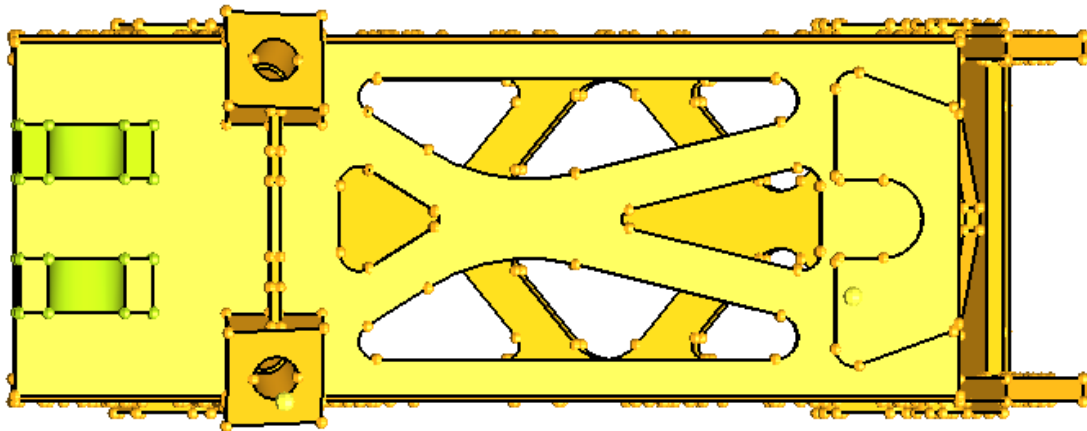
Piastra superiore

Considerando la parte della piastra compresa tra i rocker e l'attacco delle teste degli ammortizzatori, si nota che l'unico carico che agisce direttamente in questa parte di piastra è proprio quello generato dagli ammortizzatori stessi. Si tratta di un carico di media entità sempre a trazione; è prevedibile che le sole costole laterali della piastra (là dove verrà saldata) siano più che sufficienti.

La distribuzione delle tensioni nella piastra stessa, come abbiamo visto nella simulazione del primo modello, è orientata come le diagonali e di bassa entità.

E' inoltre noto che le tensioni principali in caso di torsione sono disposte a 45°.

Tenendo di conto di quanto detto, si è scavata la piastra superiore nel seguente modo.



Vista superiore

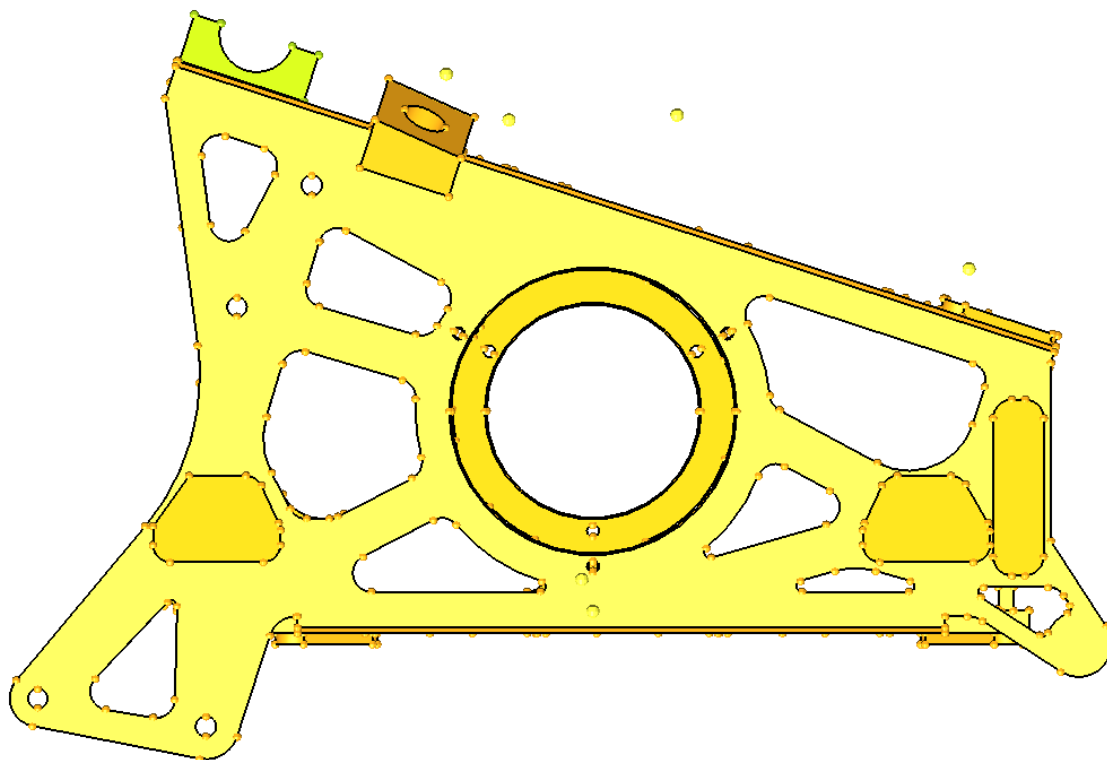
Da notare come la figura a forma di X sia più stretta e tozza, con i bracci più inclinati, vicino ai perni rocker, per rendere più rigida la zona attorno ad essi; la parte vicino alle teste degli ammortizzatori è invece più allungata, prevedendo che lavori maggiormente a trazione lungo la direzione degli ammortizzatori stessi.

Si può notare come il materiale asportato sia minore intorno ai supporti dei perni rocker, per i motivi elencati sopra.

Piastre laterali

Per le piastre laterali ci si è basati sul grande scavo già esistente, quello circolare che alloggia gli eccentrici che sostengono il differenziale. Considerando che gli eccentrici stessi fungono anche da irrigidimenti per i fori, si è optato per una struttura a raggiera che diparte dai fori stessi.

I bracci della raggiera hanno le direzioni degli attacchi al telaio/motore e degli attacchi del triangolo superiore, prevedendo che da quei punti si riceverà la maggior parte delle forze.



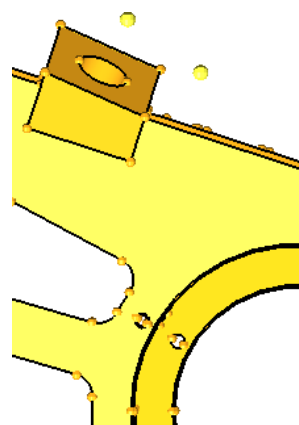
Vista laterale

Le forme degli altri scavi più piccoli sono principalmente dettate dallo spazio a disposizione tra i vari punti funzionali del componente.

Vicino al supporto perno rocker e all'attacco posteriore del triangolo superiore, si è lasciata una maggior quantità di materiale che,



Sinistra: rinforzo in prossimità della costola inferiore

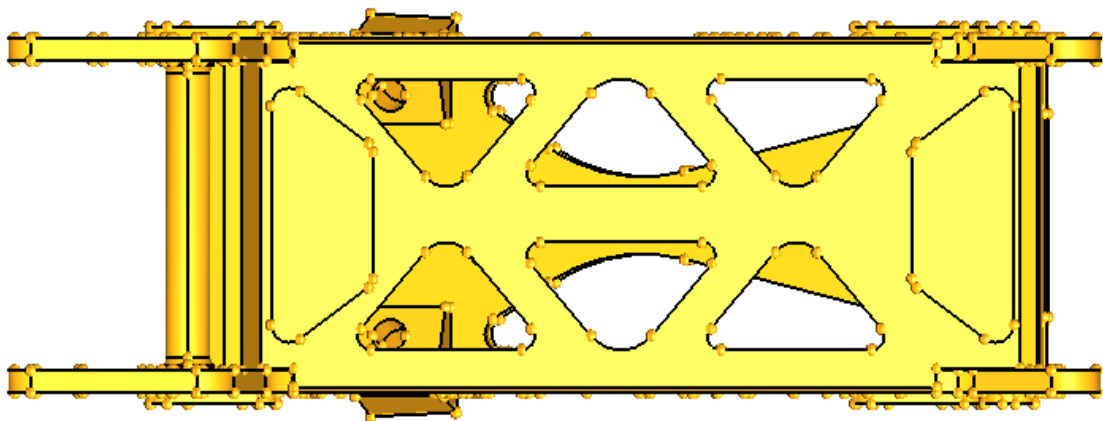


Destra: rinforzo in prossimità del supporto per il perno rocker

nel caso del perno rocker serve per meglio distribuire le tensioni, trattandosi della zona maggiormente caricata; nel secondo caso invece per fornire un collegamento diretto (e quindi più rigido) tra la costola di saldatura inferiore e gli attacchi sospensione e convergenza.

Piastra inferiore

La forma molto regolare dello spazio disponibile ad essere scavato ci permette di realizzare delle forme geometriche semplici.

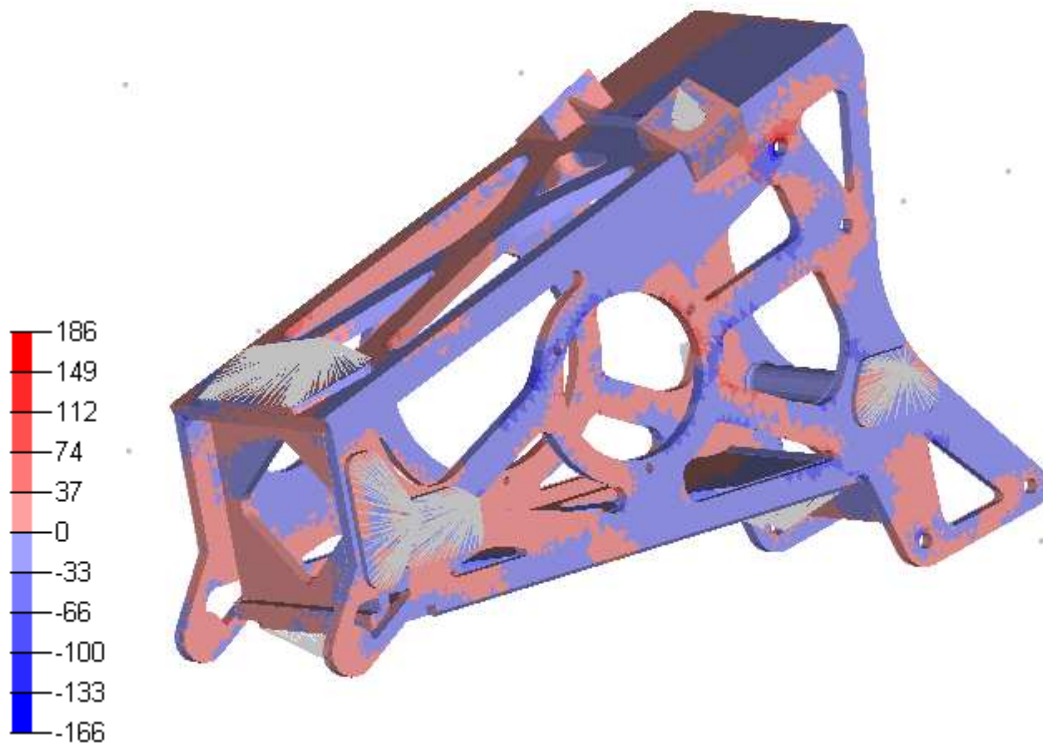


Vista inferiore

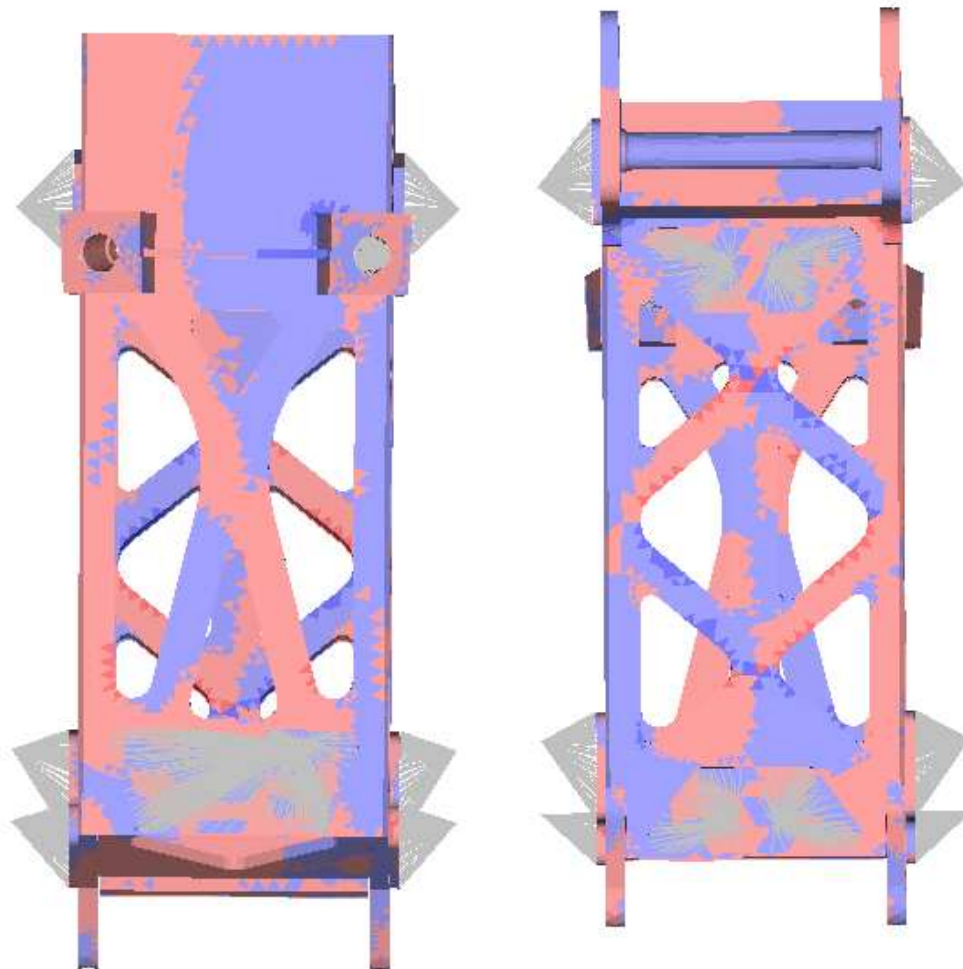
I sei fori triangolari definiscono una struttura centrale rinforzata da elementi inclinati a 45° ; essi contribuiscono grandemente alla rigidità torsionale. Si sarebbero potuti realizzare quattro scavi triangolari anziché sei, ma la soluzione è stata scartata per i seguenti motivi:

- Sei fori permettono una disposizione simmetrica rispetto agli attacchi dei braccetti inferiori
- Quattro fori avrebbero implicato forme triangolari eccessivamente allungate, vanificando il vantaggio di avere elementi inclinati a 45° ; inoltre il materiale ed il peso asportati sarebbero stati inferiori

Risultati della simulazione



Vista di tre quarti con legenda delle tensioni (MPa)



Sinistra: vista superiore

Destra: vista inferiore

Anche in questo caso le tensioni non superano il limite di snervamento del materiale. Tuttavia i valori medi sono più alti e le varie parti dello scatolato sono tensionate in modo più uniforme; nel caso precedente avevamo grandi superfici pressoché scariche e picchi, seppur bassi, in corrispondenza dei punti critici. Si notano lievi incrementi di tensione in corrispondenza dei raggi di raccordo, come è giusto aspettarsi.

Degni di attenzione sono la figura ad X della piastra superiore ed il braccio centrale della piastra inferiore; si può facilmente vedere come le tensioni siano particolarmente basse rispetto al resto della struttura. La piastra posteriore risulta pressoché priva di tensioni significative; lo stesso si può dire della piastrina di rinforzo sopra gli attacchi inferiori del telaio.

Dai risultati si può trarre la conclusione generale che gli scavi realizzati hanno una buona forma, visto che la distribuzione di tensioni è abbastanza ben bilanciata.

La rigidità, come ci si aspettava, ha subito un grosso calo: 15600Nm/°; tuttavia è ancora cinque volte maggiore della rigidità del traliccio di tubi.

La rigidità complessiva del telaio è:

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_s}} = 2516 \frac{Nm}{\circ}$$

Come già accennato, un abbondante calo della rigidità dello scatolato (da 51000 a 15600, circa un terzo) ha causato un calo della rigidità complessiva modesto (da 2830 a 2516, circa il 12% in meno).

Il peso di questa versione dello scatolato è: 9,8Kg.

Il rapporto tra rigidità torsionale e peso è: 1591Nm/°Kg

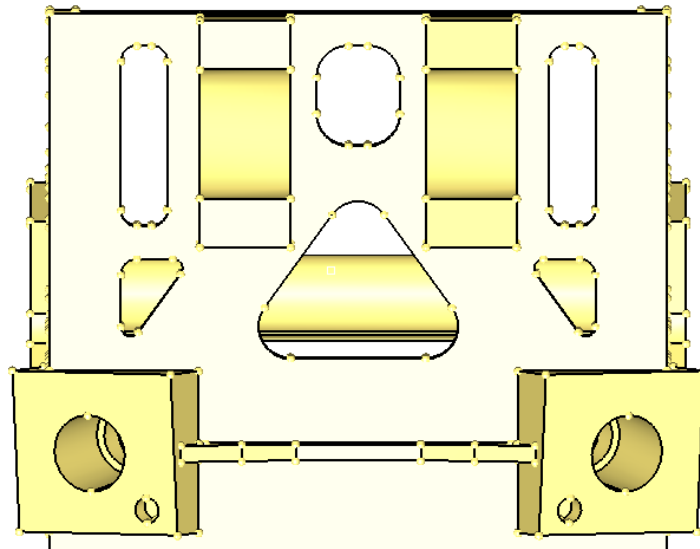
Il rapporto tra la rigidità complessiva del telaio ed il peso è: 256Nm/°Kg

Simulazione 3

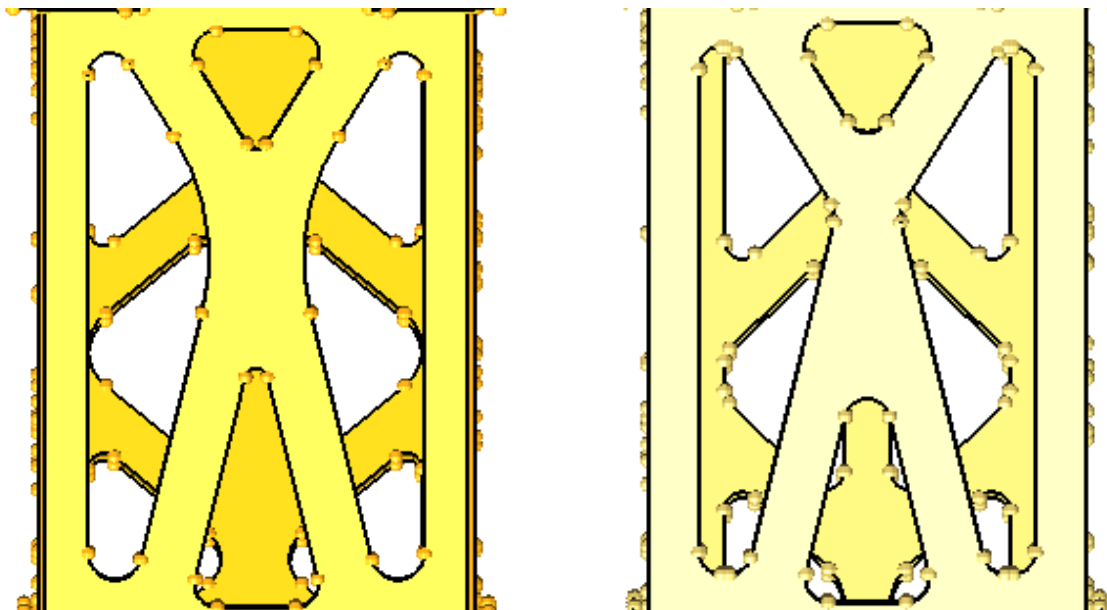
Vista la bontà del tipo di scavi effettuati nel test precedente, e i valori ridotti delle tensioni nel componente, si decide di eseguire una nuova simulazione con una riduzione dello spessore; le piastre passano infatti da 12mm a 10mm.

Piastra superiore

Si realizzano dei piccoli scavi nella zona attorno agli attacchi della barra anti rollio, trattandosi di una zona poco tensionata che non era stata considerata in precedenza.



La figura a X mantiene gli stessi spessori ma è caratterizzata da raggi di raccordo minori per gli angoli ottusi e maggiori per quelli acuti; questo dovrebbe consentire di distribuire meglio le leggere concentrazioni di tensione viste nel caso precedente.

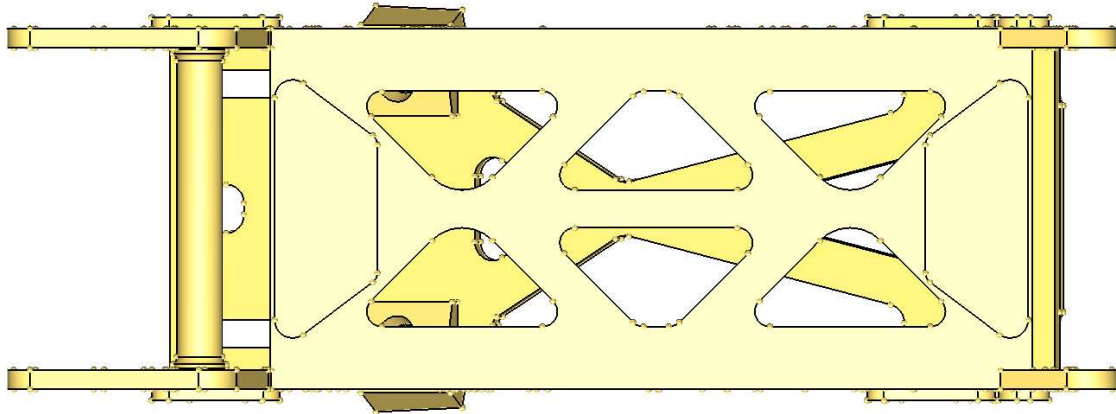


Sinistra: versione precedente

Destra: versione attuale

Piastra inferiore

Dalla simulazione precedente si nota che le tensioni agenti nel braccio centrale sono di gran lunga inferiori a quelle dei bracci obliqui; si riduce quindi la larghezza del braccio centrale, sempre per avere una distribuzione di tensioni il più equilibrata possibile



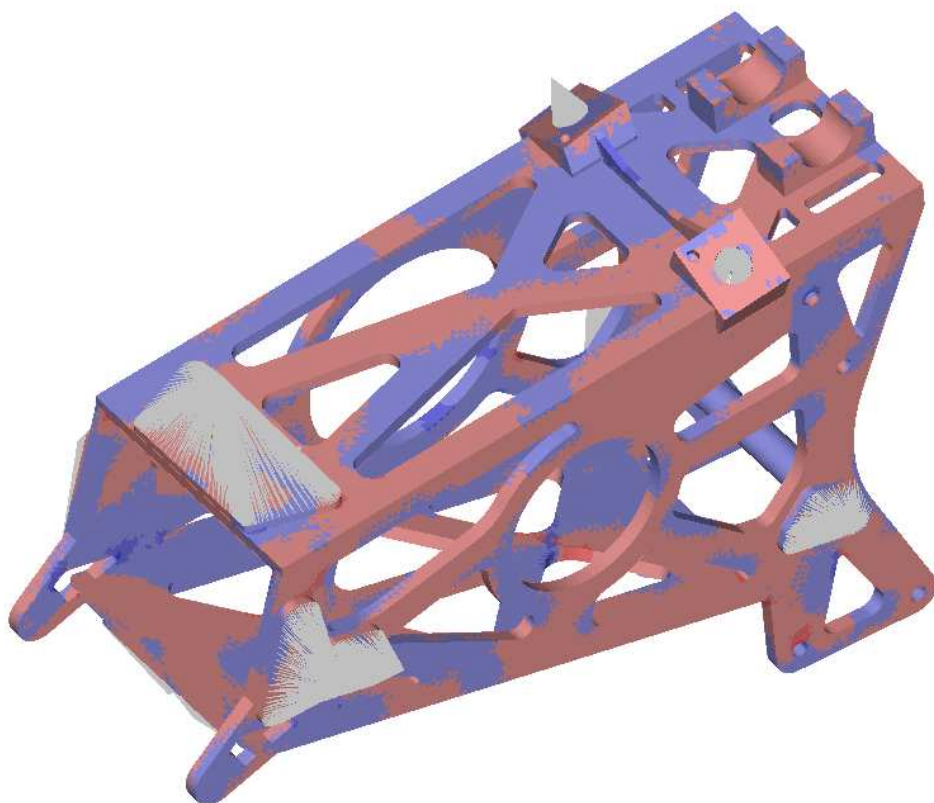
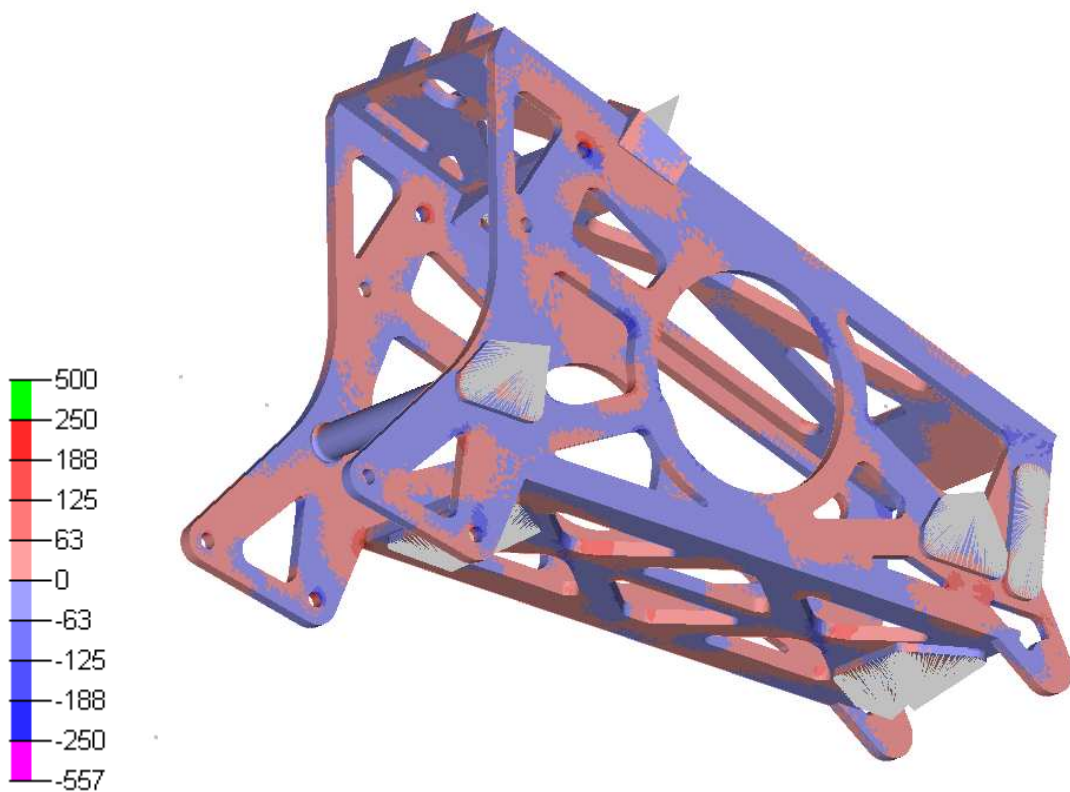
Vista inferiore

Si eseguono inoltre alcune modifiche basate sui risultati della simulazione precedente:

- Si elimina la piastra posteriore, tenendo in considerazione l'opzione di reintrodurla con un'altra forma successivamente
- Si elimina la piastrina di rinforzo posizionata sopra gli attacchi inferiori del telaio

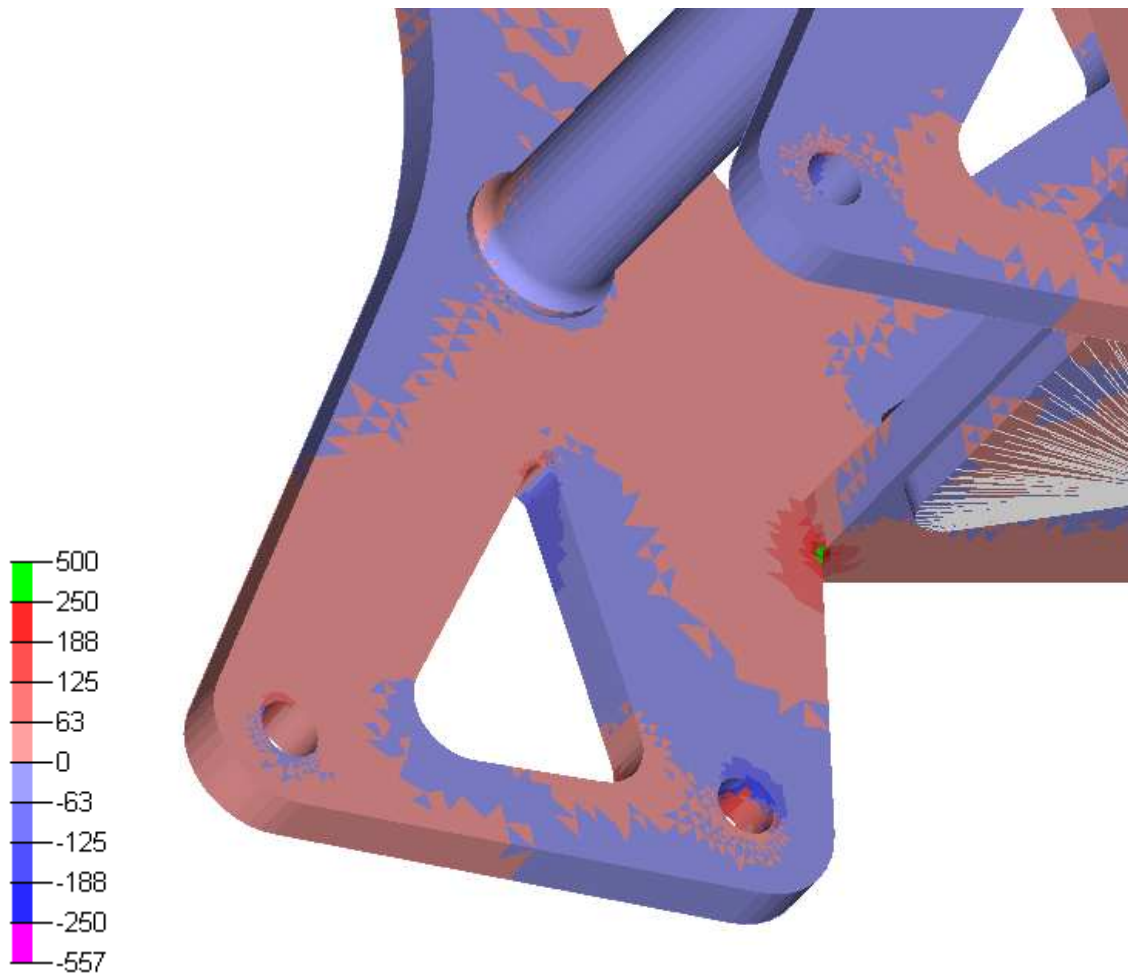
Risultati della simulazione

Si nota un generale incremento delle tensioni, dovuto alla diminuzione di spessore, che si mantengono comunque al di sotto del limite di snervamento.



Vista di tre quarti con legenda delle tensioni (MPa)

Le inevitabili concentrazioni di tensione nei raggi di raccordo mantengono valori accettabili tranne in un caso:



In verde evidenziata la concentrazione di tensioni che supera il limite di snervamento di 250MPa

La notevole concentrazione di tensioni, che superano lo snervamento del materiale, è probabilmente causata dal concorrere di tre spigoli in un punto privo di raccordi.

La rigidità cala ancora, a causa della riduzione di spessore: 9880Nm/°.

La rigidità complessiva del telaio è:

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_s}} = 2301 \frac{Nm}{\circ}$$

Il peso di questa versione dello scatolato è: 8Kg.

Il rapporto tra rigidità torsionale e peso è: 1235Nm/°Kg

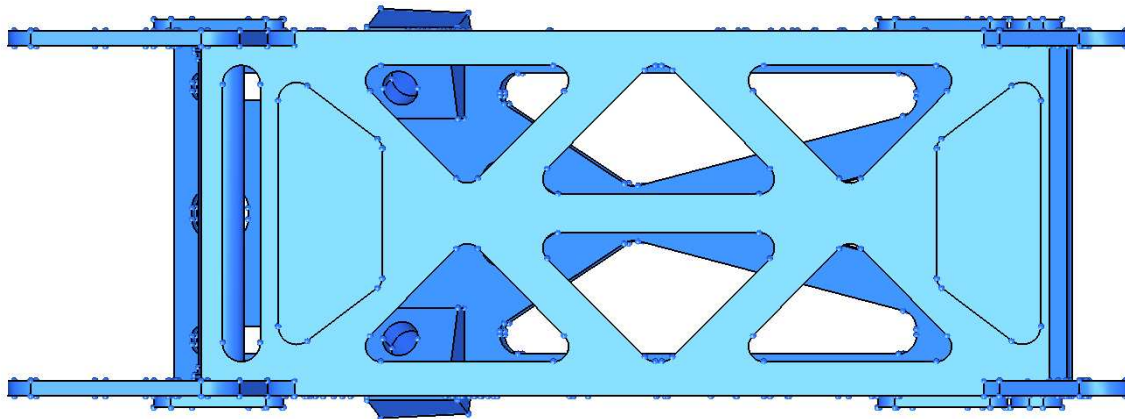
Il rapporto tra la rigidità complessiva del telaio ed il peso è: 287Nm/°Kg

Simulazione 4

Essendo le tensioni ancora molto basse, si procede diminuendo ancora lo spessore, da 10mm a 8mm.

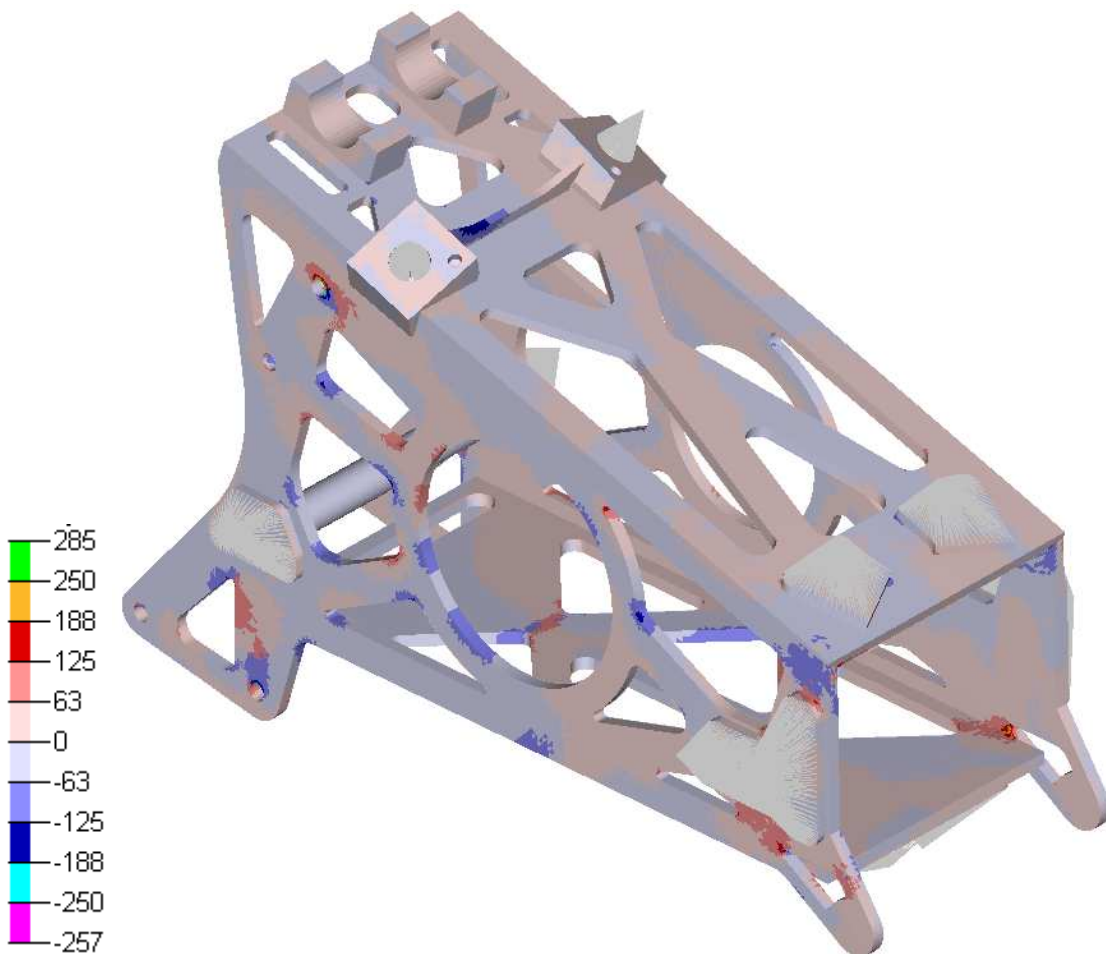
Piastra inferiore

Per ovviare al problema di concentrazione di tensioni evidenziato nella simulazione precedente, e nel contempo migliorare la rigidità della parte anteriore in basso delle piastre laterali, si prolunga la piastra inferiore nel seguente modo:

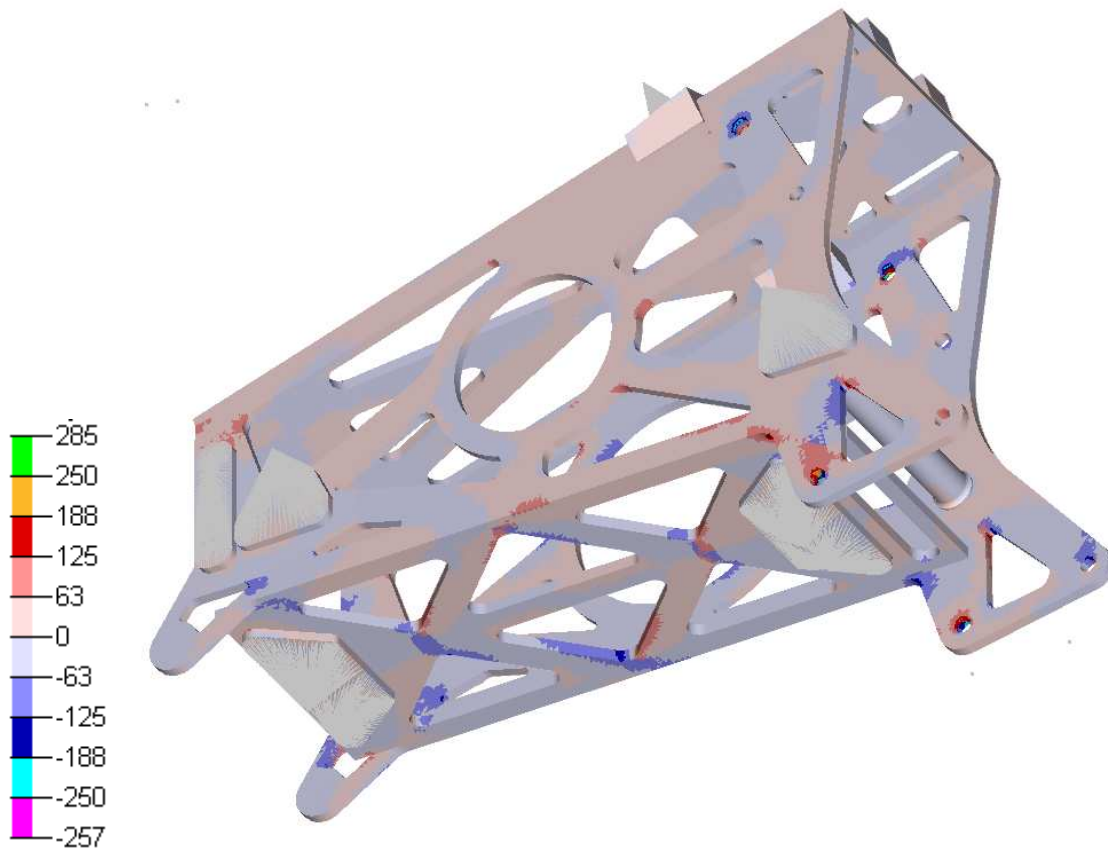


per compensare l'aumento di peso si realizzano gli scavi triangolari leggermente più grandi; è una scelta accettabile viste le tensioni particolarmente basse in questa parte dello scatolato.

Risultati della simulazione

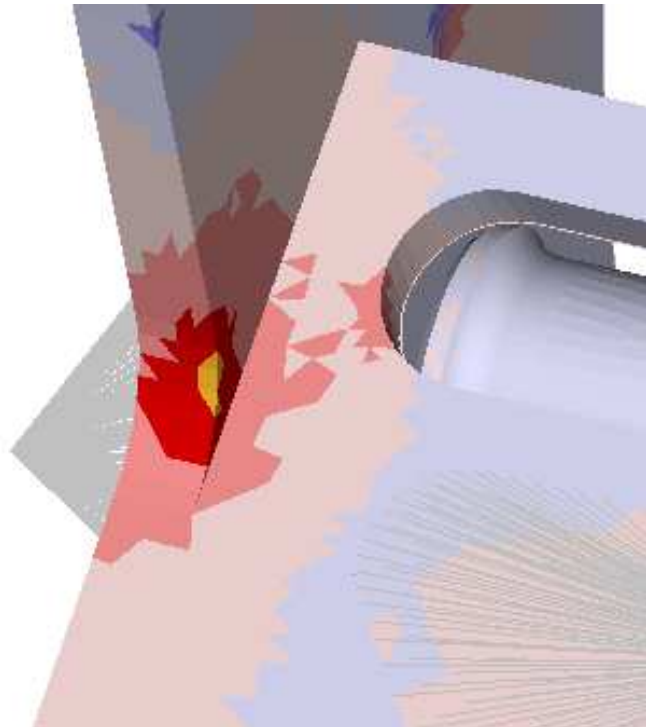
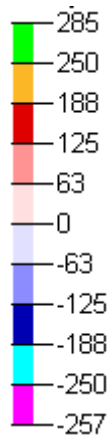


Vista di tre quarti con legenda delle tensioni (MPa)



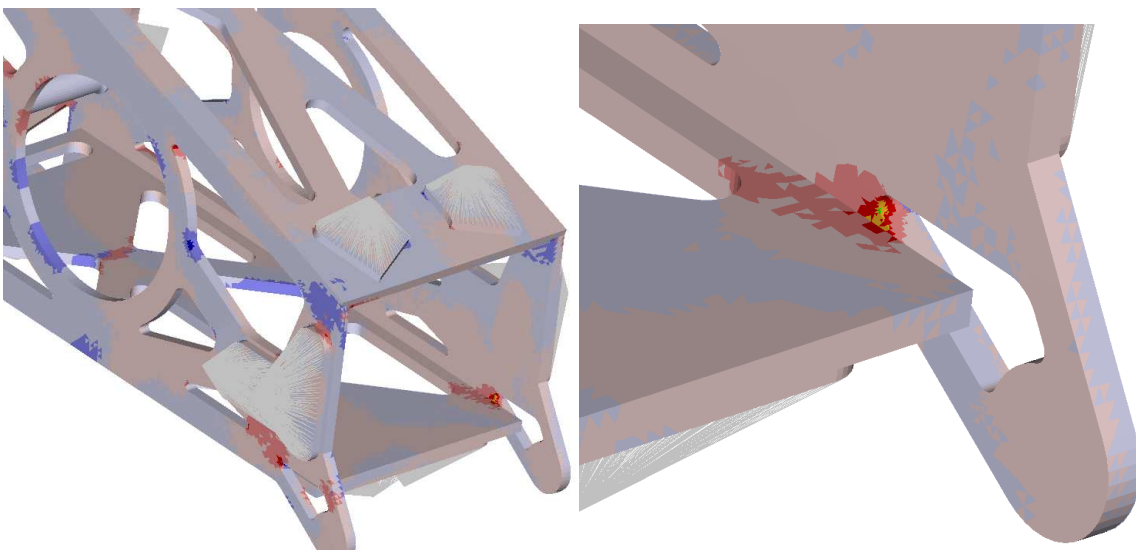
Vista di tre quarti con legenda delle tensioni (MPa)

Le tensioni raggiungono valori significativi, benché ancora al di sotto del limite di snervamento; lo spessore di 8mm è quindi una buona soluzione.



Concentrazione di tensioni, in arancione, che però non supera il limite di snervamento

Il problema di concentrazione di tensioni evidenziato nella terza simulazione è ora risolto: si ha un inevitabile aumento del valore ma non si raggiunge lo snervamento del materiale.



In arancione e verde, punto di eccessiva intensificazione degli sforzi

Si evidenzia un nuovo problema di sovratensione in corrispondenza di questo raggio di raccordo (vedi figura).

La rigidità torsionale cala leggermente: 7830Nm/°. La riduzione di spessore non ha penalizzato molto questo valore, il che è un ottimo risultato.

La rigidità complessiva del telaio è:

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_s}} = 2168 \frac{Nm}{\circ}$$

Il peso di questa versione dello scatolato è: 6,7Kg.

Il rapporto tra rigidità torsionale e peso è: 1175Nm/°Kg

Il rapporto tra la rigidità complessiva del telaio ed il peso è: 325Nm/°Kg

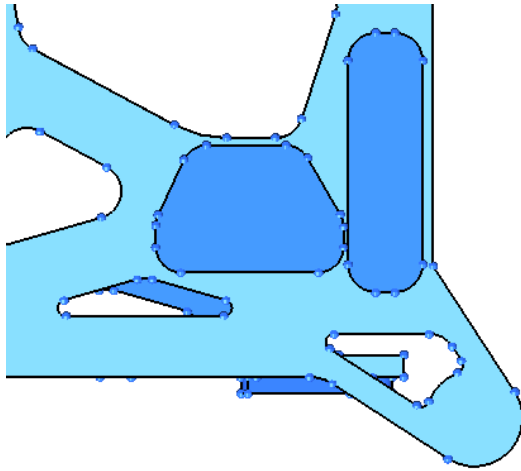
Simulazione 5

Come visto nel caso precedente, lo spessore pari ad 8mm dà dei buoni risultati; si decide di non provare a diminuirlo ulteriormente per motivi di tipo tecnologico e funzionale.

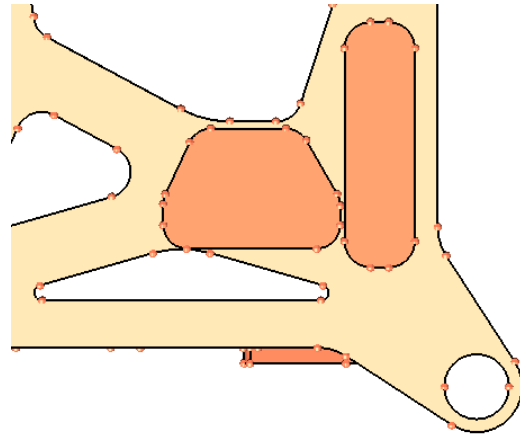
Uno spessore minore non permetterebbe di eseguire le saldature di qualità che il componente richiede, e non fornirebbe materiale sufficiente per il montaggio di parti quali gli attacchi sospensioni e gli eccentrici di sostegno del differenziale.

In questa simulazione si fanno alcune piccole modifiche per affinare il progetto:

- Si elimina lo scavo che nella quarta simulazione aveva evidenziato problemi di concentrazione delle tensioni; al suo posto viene aumentato lo scavo triangolare rappresentato in figura:



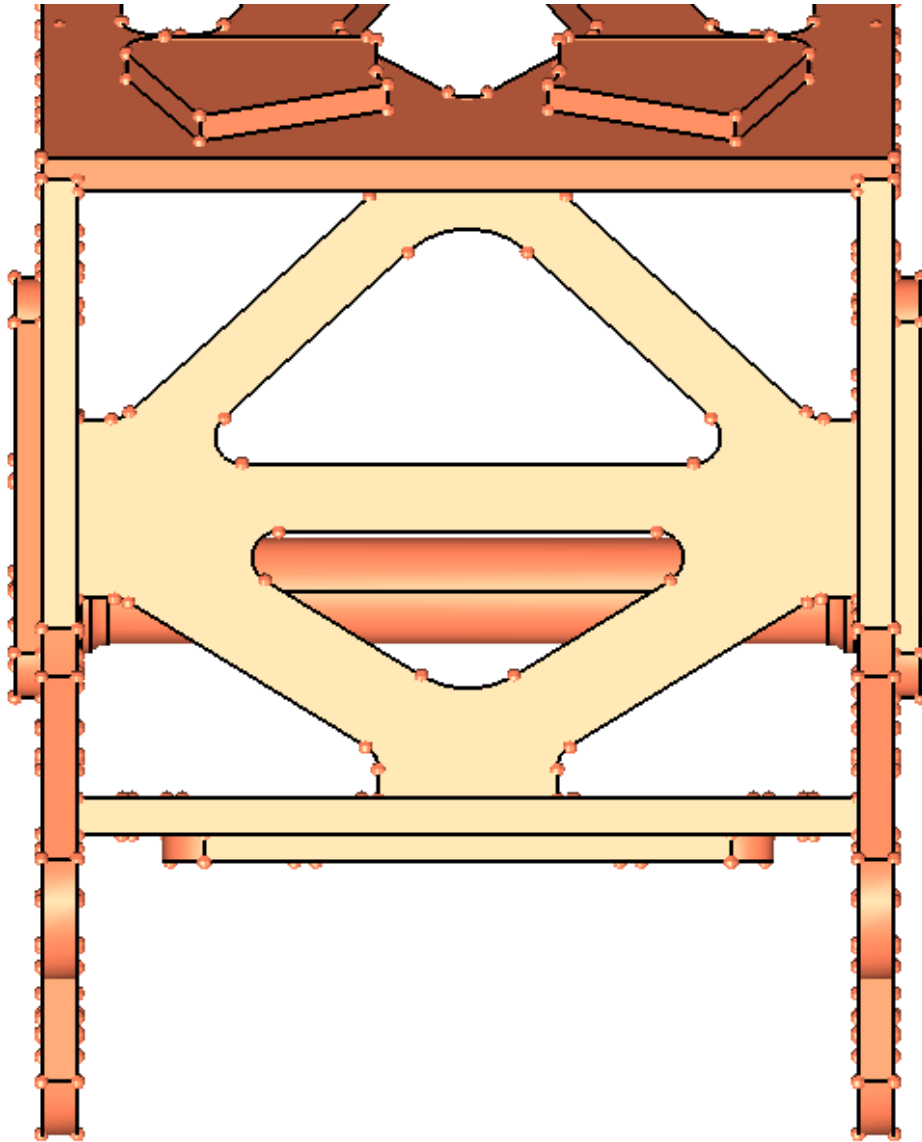
Sinistra: versione precedente



Destra: versione attuale

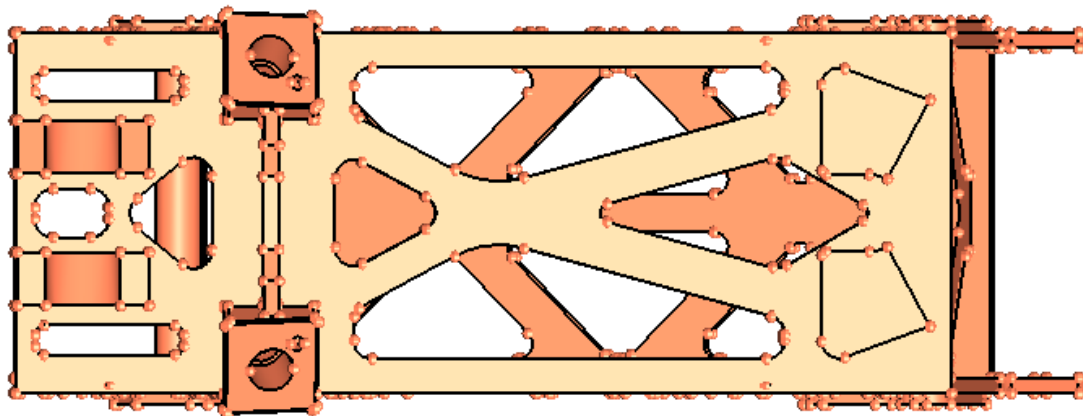
- Si aggiunge una nuova piastra posteriore, molto più esile ma meglio realizzata; essa infatti ricollega le quattro piastre in corrispondenza dei punti dove si trovano gli attacchi di braccetti, convergenza e teste degli ammortizzatori. I segmenti di sezione maggiore sono in corrispondenza degli attacchi su cui si scaricano le forze più intense.

Ci si aspetta un miglioramento della rigidità e uno sgravio di tensione dalle piastre nella zona dei suddetti attacchi, in particolar modo le laterali.



Piastra di rinforzo posteriore

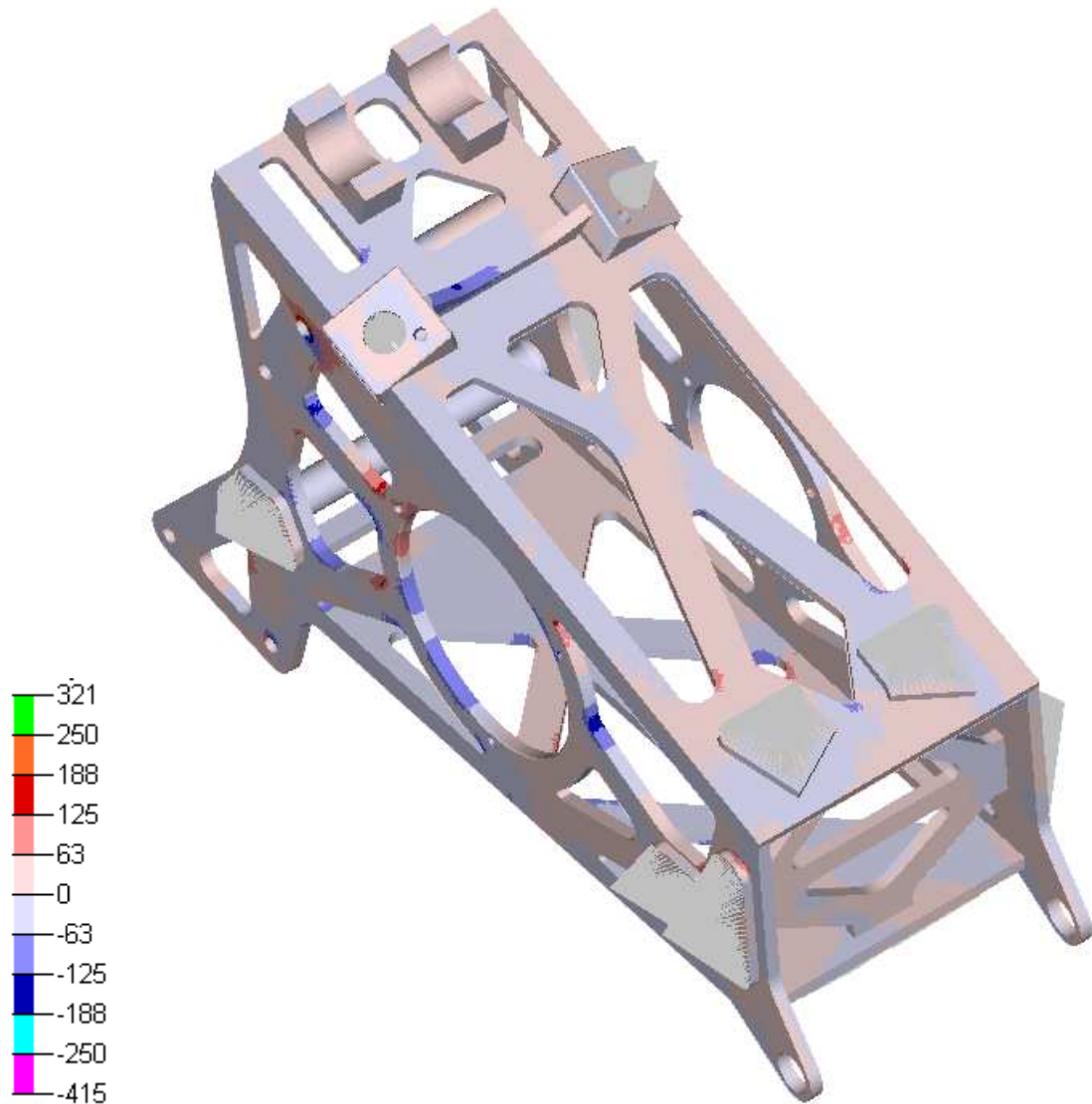
- Nella piastra superiore si aumentano alcuni raccordi della figura ad X e si semplificano le forme degli scavi attorno alla barra anti rollio, la cui precedente complessità non appare giustificata; lo scavo triangolare in prossimità dell'attacco delle teste degli ammortizzatori assume ora forma quadrangolare



Vista superiore, con le modifiche descritte

Risultati della simulazione

La concentrazione di tensioni evidenziata nella quarta simulazione è ora risolta, grazie alla modifica degli scavi ed al contributo della piastra posteriore che contribuisce a distribuire le tensioni.



Vista di tre quarti con legenda delle tensioni (MPa)

La nuova forma degli scavi in corrispondenza della barra antirollio non dà problemi di sovratensioni ed è quindi confermata.

La rigidezza torsionale è pari a: 8040Nm/°; il valore è leggermente superiore al caso precedente.

La rigidezza complessiva del telaio è:

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_s}} = 2184 \frac{Nm}{^\circ}$$

Il peso di questa versione dello scatolato è: 6,9Kg.

Il rapporto tra rigidità torsionale e peso è: 1165Nm/°Kg

Il rapporto tra la rigidità complessiva del telaio ed il peso è: 316Nm/°Kg

Considerazioni sulle simulazioni

	Spessore	Rigidità torsionale K	Rigidità complessiva telaio Ktot	Peso P	K/P	Ktot/P
Versione 1	12 mm	51000 Nm/°	2830 Nm/°	13.5 kg	3777 Nm/°kg	209 Nm/°kg
Versione 2	12 mm	15600 Nm/°	2516 Nm/°	9.8 kg	1591 Nm/°kg	256 Nm/°kg
Versione 3	10 mm	9880 Nm/°	2301 Nm/°	8 kg	1235 Nm/°kg	287 Nm/°kg
Versione 4	8 mm	7830 Nm/°	2168 Nm/°	6.7 kg	1175 Nm/°kg	325 Nm/°kg
Versione 5	8 mm	8040 Nm/°	2184 Nm/°	6.9 kg	1165 Nm/°kg	316 Nm/°kg

Osservazioni sui risultati:

- Dalla simulazione 1 alla simulazione 4 si osserva un progressivo calo della rigidità torsionale e del peso del componente; passando alla quinta si ha un aumento di peso (dovuto all'aggiunta della piastra posteriore) e un piccolo aumento di rigidità
- Il rapporto rigidità-peso cala costantemente dalla simulazione 1 alla simulazione 5
- Il rapporto tra la rigidità dell'intero telaio ed il peso del componente aumenta significativamente dalla simulazione 1 alla 4, e cala leggermente nella simulazione 5

Tenendo conto dei risultati sopra elencati e degli obiettivi che ci eravamo prefissi, si sceglie di realizzare la soluzione della simulazione 5.

La quinta versione del progetto supera senza problemi le verifiche a resistenza, senza presentare tensioni che superino il limite di snervamento del materiale.

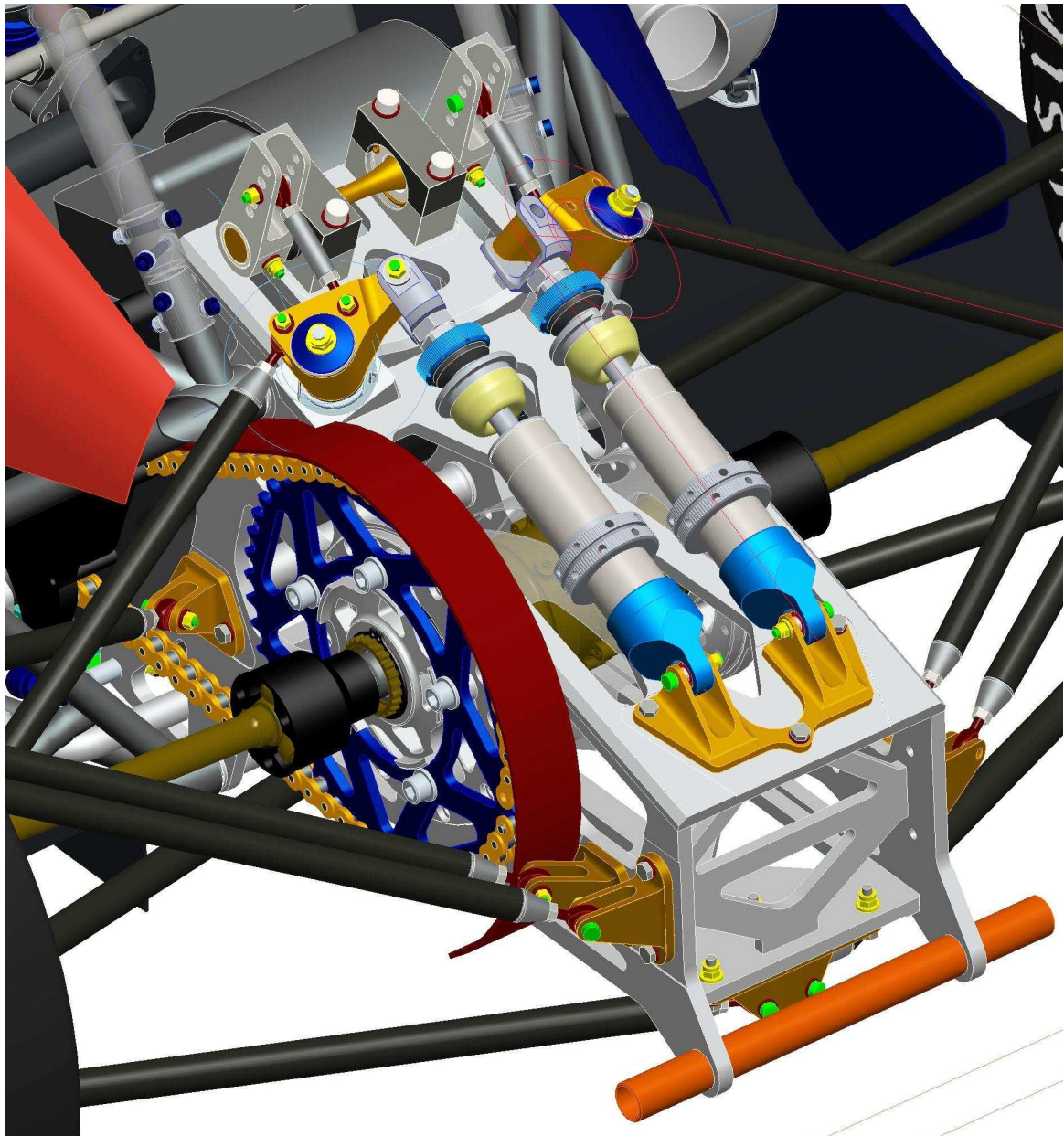
I valori di rigidità torsionale sono elevati, più di due volte quelli del traliccio di tubi, e implicano una penalizzazione modesta sulla rigidità dell'intero telaio.

Si è riusciti a ottenere una riduzione di peso notevole in confronto al prototipo iniziale (quasi dimezzato), pur soddisfacendo tutti i requisiti tecnici.

Si preferisce la quinta versione alla quarta, poiché la presenza della piastra posteriore, che implica un aggravio di peso non eccessivo ma nemmeno trascurabile, migliora decisamente la distribuzione di tensioni nella parte finale dello scatolato e risolve i problemi di concentrazioni evidenziati nella simulazione 4.

Progetto completo

Una volta definita la forma degli scavi, lo scatolato è definito in tutte le sue caratteristiche. La progettazione può quindi considerarsi completa ed il componente è pronto per essere messo in produzione.



Vista del progetto nella sua forma definitiva

Capitolo 7

Fabbricazione e montaggio dello scatolato

“If automobiles had followed the same development cycle as the computer, a Rolls-Royce would today cost \$100, get a million miles per gallon, and explode once a year, killing everyone inside”

Robert X. Cringely

Problemi sulla fabbricazione dello scatolato

Come già anticipato, per la realizzare il componente, avevamo previsto di lavorare le varie parti con macchine a controllo numerico e poi saldarle assieme.

Questo metodo è molto semplice e lineare, ma presenta un inconveniente: le deformazioni indotte dal processo di saldatura.

Nel corso dell'operazione di saldatura il materiale viene sottoposto ad un ciclo termico estremamente severo, nel quale passa dalla temperatura iniziale alla temperatura di fusione e di nuovo alla temperatura ambiente, in un tempo relativamente breve. Durante il processo, il materiale intorno alla zona fusa aumenta di volume e cambia forma; quando la temperatura diminuisce, il materiale non è più libero di riassumere la forma iniziale, in quanto vincolato all' altra parte con cui è stato saldato e ad eventuali vincoli esterni imposti alla struttura da saldare. Durante il raffreddamento il cordone di saldatura, mentre solidifica, "tira" il materiale circostante e deforma il componente.

Le saldature eseguite sullo scatolato possono generare delle deformazioni ignote a priori. Non può quindi essere garantito il rigore di posizionamento degli attacchi delle sospensioni, che abbiamo visto essere fondamentale per il loro corretto funzionamento.

Una parziale soluzione sarebbe quella di vincolare rigidamente le varie parti nelle loro esatte posizioni reciproche prima di saldarle; così facendo, durante il raffreddamento, le tensioni generate dalla saldatura non riuscirebbero a deformare di molto il materiale, che quindi manterrebbe una forma accettabile. Lo scotto da pagare sarebbe, però, di avere, all'interno del materiale, delle tensioni residue anche quando lo scatolato non è caricato o vincolato dall'esterno. Questo campo di tensioni ignote , sommato alle normali tensioni di esercizio, potrebbe provocare cricche o cedimenti a causa di sovraccarichi imprevedibili.

Sia le deformazioni che le tensioni residue, sono ovviamente inaccettabili per la nostra applicazione.

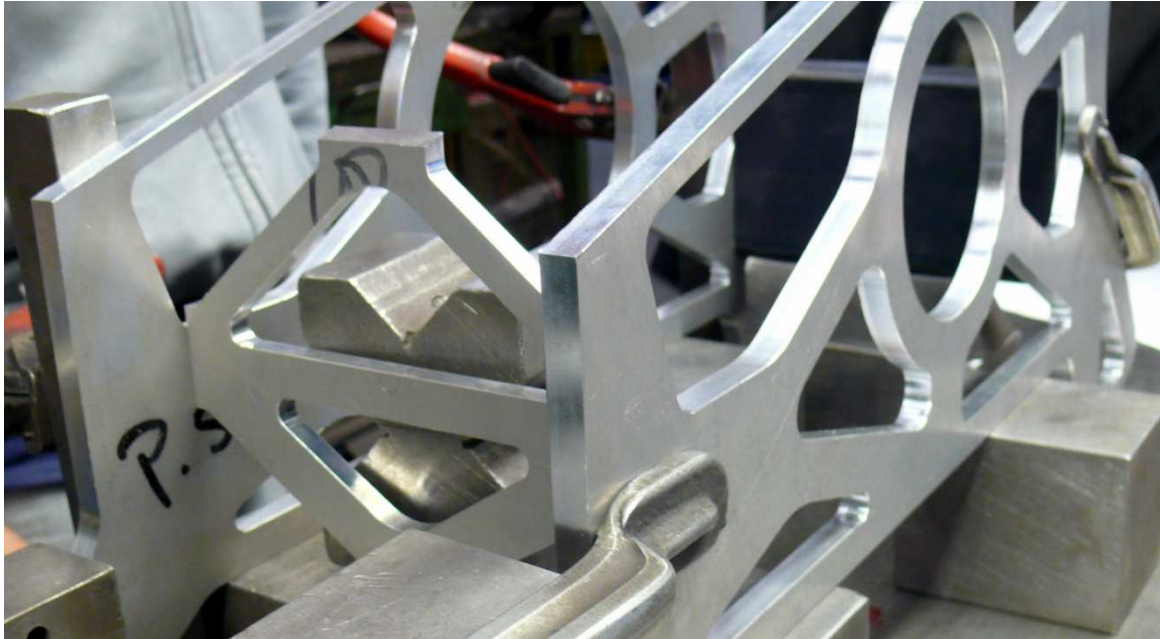
Fasi di fabbricazione dello scatolato

Abbiamo deciso di applicare la seguente strategia:

- **Prima fase:** realizzare i profili esterni delle piastre e gli scavi con macchine a controllo numerico. Tramite l'interazione diretta tra il software di modellazione 3D e la macchina utensile che realizza le parti (CAD/CAM), l'esecuzione dei profili complessi delle piastre non presenta difficoltà particolari. Le lavorazioni sono state eseguite da ASPA Spa



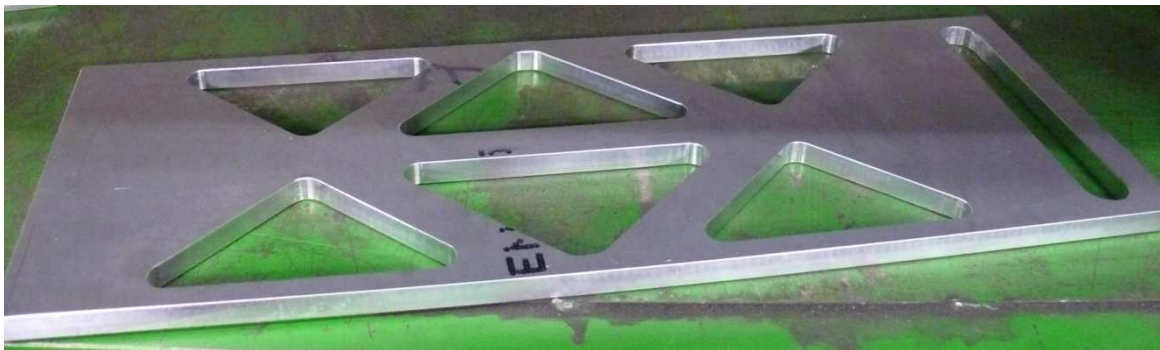
Piastre laterali; si nota la presenza degli scavi ma non delle lavorazioni per gli attacchi



Vista della piastra posteriore



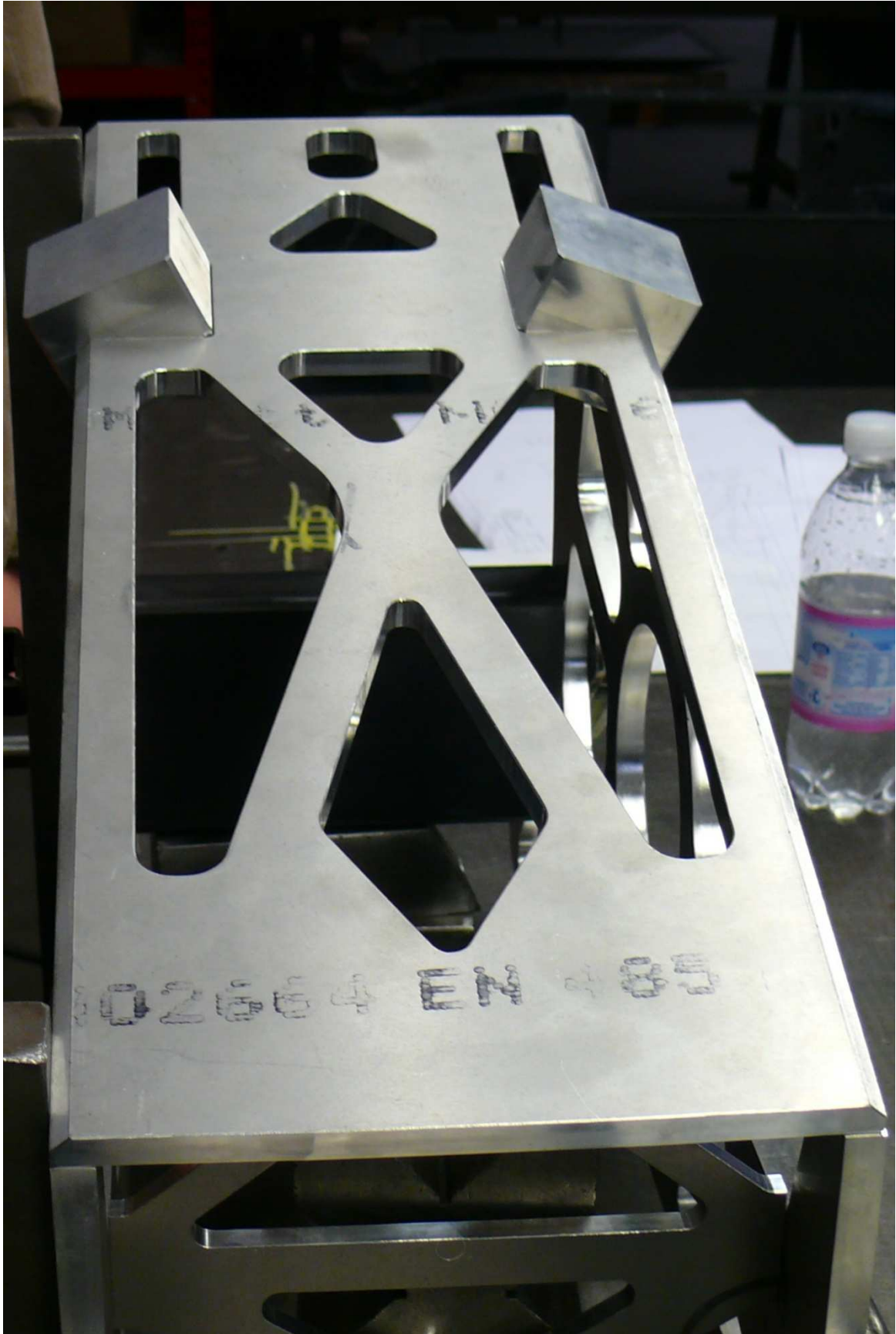
Vista della piastra superiore



Vista della piastra inferiore

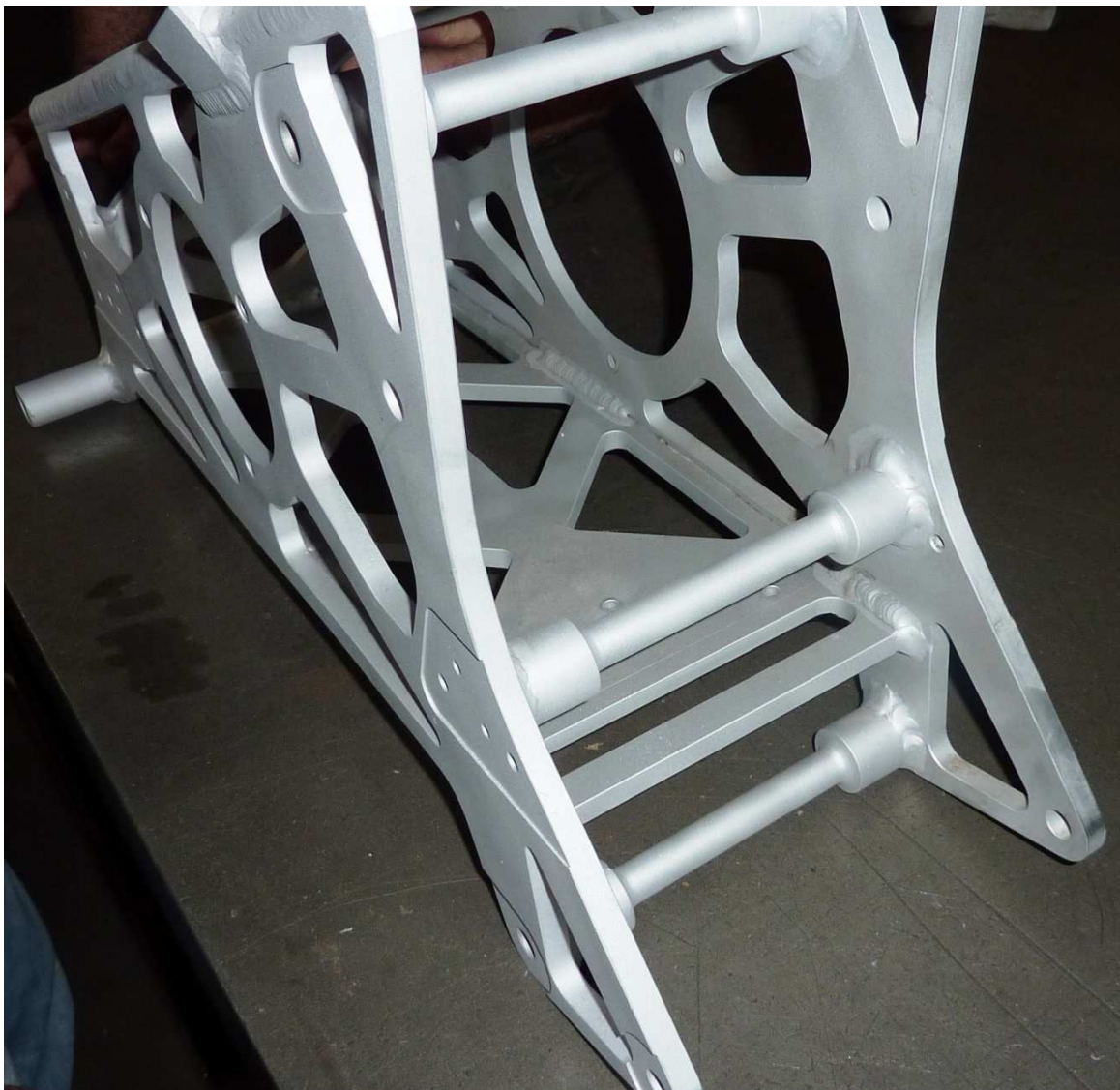


Posizionamento dei supporti per perni rocker, ancora da lavorare



Assieme pronto per le operazioni di saldatura

- **Seconda fase:** saldare assieme tutte le parti che compongono lo scatolato, accettando le inevitabili deformazioni. Le saldature sono state eseguite con tecnica MIG: a confronto con la saldatura a TIG (l'altra tecnica di saldatura tipica per l'alluminio), si hanno cordoni esteticamente peggiori ma il processo è più veloce. E' quindi preferibile poiché determina transizioni termiche di minore entità, e quindi deformazioni minori. Le operazioni di saldatura sono state eseguite da Marchesi & c.

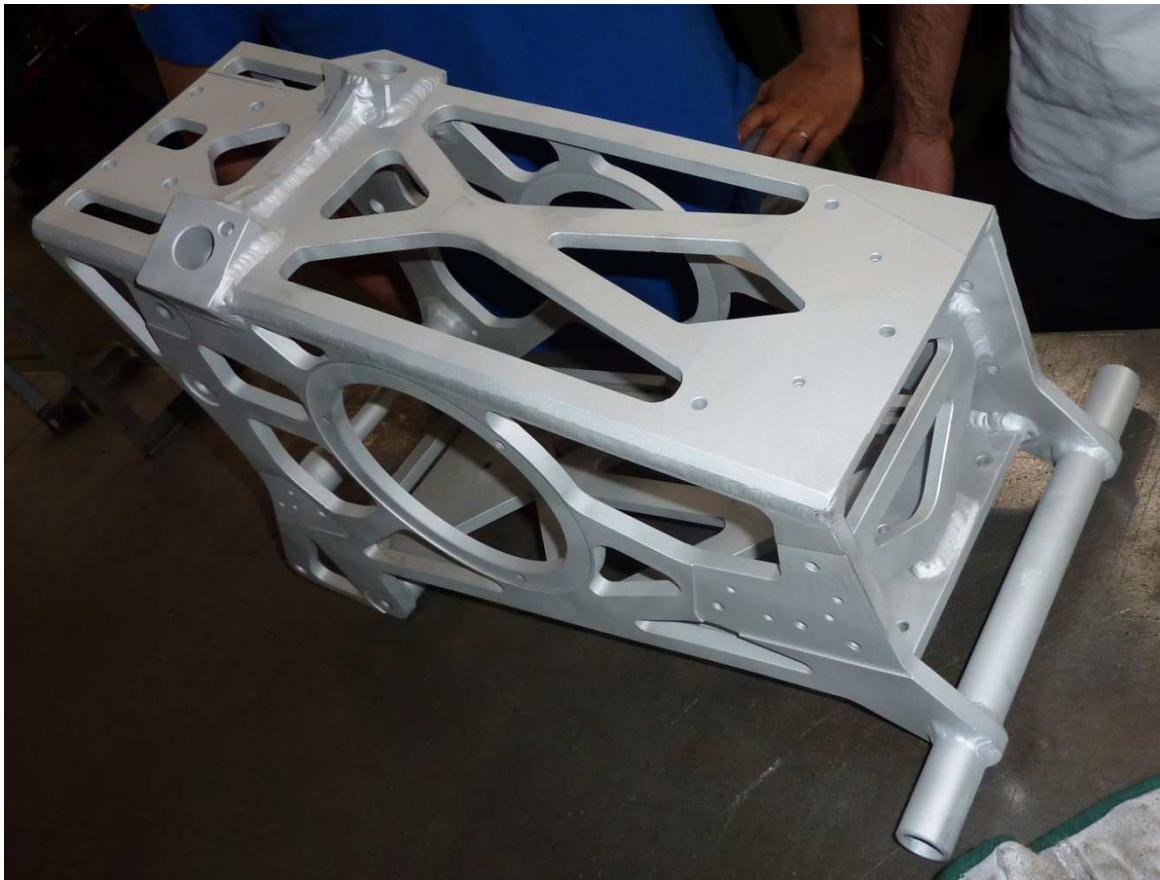


Scatolato saldato; si notano i due irrigidimenti in corrispondenza degli attacchi telaio ed il terzo che ricollega gli attacchi anteriori dei triangoli superiori delle sospensioni

- **Terza fase:** lavorare nuovamente il componente per asportazione di truciolo alla macchina CNC, realizzando tutte le quote funzionali in tolleranza. La

macchina, sufficientemente grande da accogliere l'intero scatolato all'interno, realizza i fori, le superfici di appoggio degli attacchi e le sedi delle spine di precisione; utilizzando gli opportuni riferimenti, sempre tramite CAD/CAM, la posizione reciproca di tutte le lavorazioni in tolleranza è assicurata dall'elevatissima precisione di macchina, indipendentemente dalle deformazioni subite nella precedente saldatura.

Anche queste lavorazioni sono state eseguite da ASPA Spa.



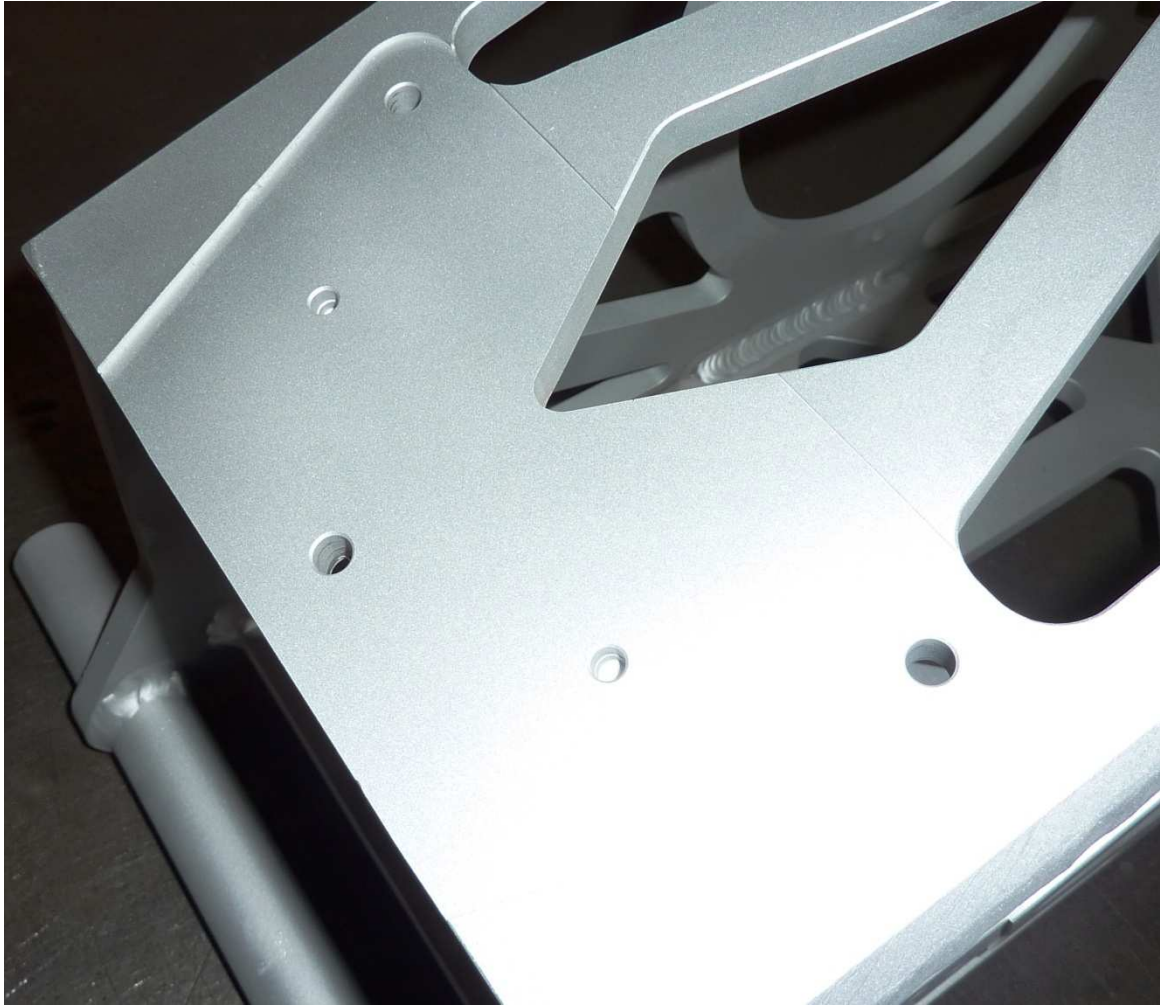
Vista superiore delle lavorazioni



Vista inferiore con le lavorazioni degli attacchi inferiori delle sospensioni in primo piano

In questo modo parrebbe che l'unico svantaggio sia di non poter effettuare tutte le lavorazioni CNC in un'unica volta, con un relativo aggravio di costi. Tuttavia c'è anche un altro problema da considerare: le spianate che costituiscono le superfici (in tolleranza) di appoggio degli attacchi possono essere realizzate solo asportando materiale e non aggiungendolo. Non conoscendo a priori la direzione della deformazione indotta dalle saldature, è necessario prevedere del sovrmetallico; in questo modo, quale che sia la direzione della deformazione, il materiale sarà comunque in eccesso e potrà essere scavato fino ad ottenere la quota desiderata.

Purtroppo il prezzo di questa soluzione è l'utilizzo di piastre di spessore maggiore rispetto a quello simulato, con conseguente aggravio di peso. Questa condizione è tuttavia preferibile sia ad avere degli attacchi sospensioni con un posizionamento non sufficientemente preciso, sia ad avere tensioni residue nello scatolato che potrebbero minarne seriamente l'affidabilità.



Vista in dettaglio di una lavorazione di spianatura; da notare come il bordo non abbia altezza costante lungo il perimetro, segno che la superficie grezza non era più parallela a quella teorica dopo le deformazioni subite durante le saldature

Abbiamo deciso quindi di utilizzare almeno 1mm di sovrametallo (arrivando così a 9mm di spessore totale), per avere la certezza di poter compensare le deformazioni causate dalla saldatura. Dovendo però, per motivi economici, scegliere il grezzo di partenza (le piastre da lavorare) da catalogo, si ricorre al primo spessore disponibile maggiore di 9mm, ovvero 10mm.



Vista in dettaglio dell'attacco superiore al telaio; si nota come la spianata presenti un invito per inserire più facilmente lo scatolato tra gli attacchi traliccio. Si intravede la filettatura Helicoil all'interno del foro

Il peso della versione finale dello scatolato è 7,5kg, contro i 6,9kg calcolati nella simulazione. L'aggravio di peso è non desiderabile, tuttavia l'abbiamo accettato per scongiurare le problematiche analizzate in precedenza.

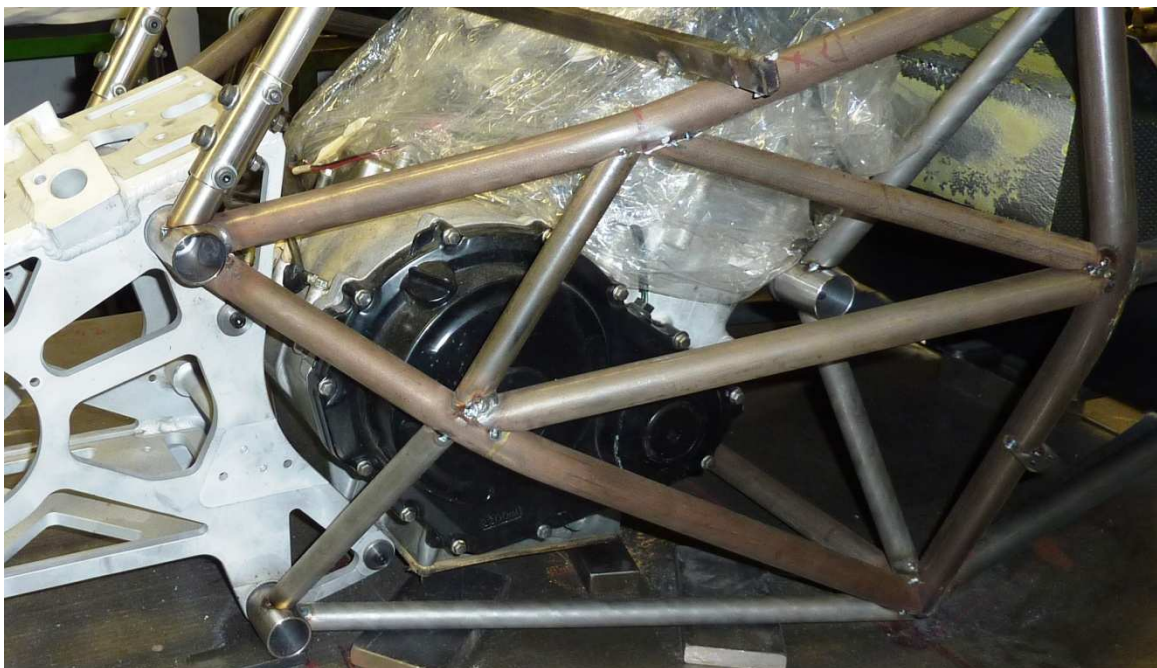
Assemblaggio dello scatolato al traliccio

Le due parti principali dell'autotelaio sono collegate tramite quattro viti calibrate, tutte e quattro inserite in fori con tolleranza dimensionale. Non essendoci giochi significativi sui diametri, per poter inserire le quattro viti è necessario avere un allineamento dei fori tra scatolato e traliccio quasi perfetto.

Realizzando i due componenti separatamente, l'allineamento atteso richiederebbe una precisione nelle lavorazioni (in particolare del traliccio, che

non è realizzato a controllo numerico) estremamente difficile, se non impossibile, da ottenere.

Si è optato quindi per utilizzare lo scatolato come parte della maschera di saldatura del telaio a traliccio. Posizionato con riferimenti precisi, si assemblano allo scatolato i tubi con gli attacchi al traliccio tramite le viti calibrate, e solo dopo si procede a saldare i suddetti tubi al resto della struttura tubolare. In questo modo si garantisce la perfetta corrispondenza dei fori per le viti calibrate nei due componenti del telaio.



Realizzazione della parte posteriore del traliccio partendo dagli attacchi allo scatolato; i tubi sono soltanto "puntati" in posizione, in attesa di essere saldati. Si nota la presenza del propulsore, per realizzare in opera gli attacchi anteriori dello stesso

In realtà l'allineamento non sarà proprio perfetto, in quanto, sempre a causa delle saldature, il traliccio subisce delle lievi deformazioni che disallineano leggermente i fori. Questo non è necessariamente un male: infatti deformando leggermente i tubi si riesce comunque ad eseguire il montaggio correttamente, e la piccola deformazione imposta genera un precarico negli attacchi che

rinsalda il collegamento e previene nel tempo la formazione di eventuali piccoli giochi.

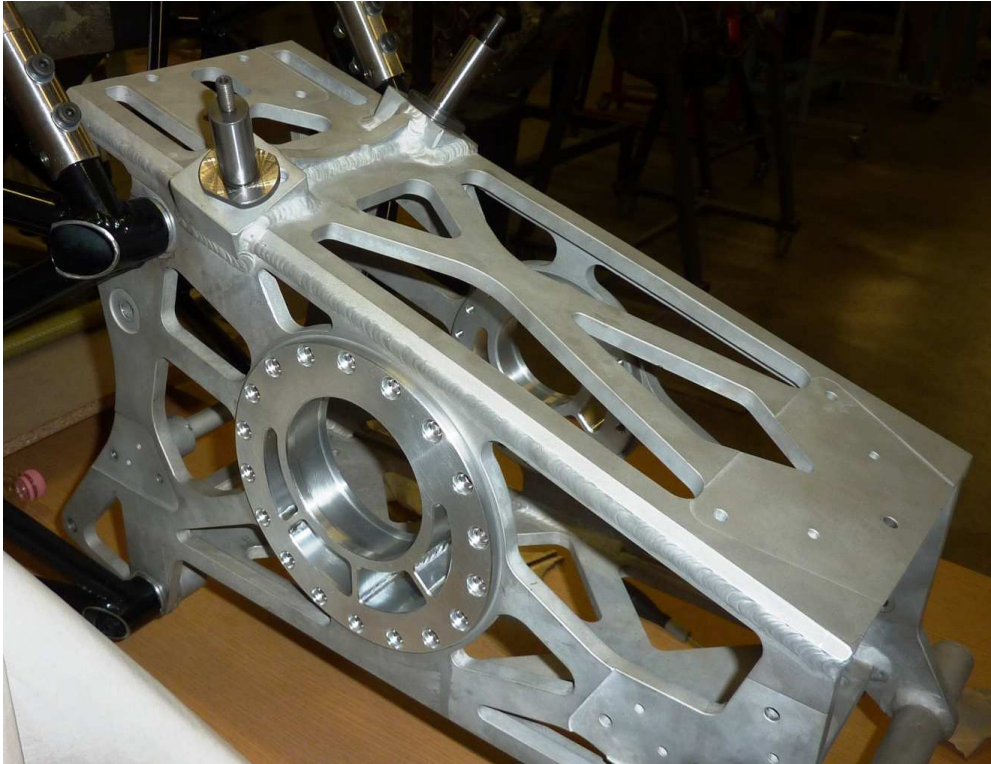
Il motore, in quanto componente che ricollega scatolato e traliccio, è anch'esso assemblato con lo stesso principio. Preventivamente assemblato allo scatolato, si sono realizzati i supporti degli attacchi anteriori montandoli prima sul motore e poi saldando i corrispettivi tubi al resto della struttura. In questo caso l'operazione non ha presentato complicazioni poiché gli attacchi non sono in tolleranza.

Montaggio completo in vettura

Una volta fabbricati tutti i componenti della vettura, si è proceduto ad assemblarli. Nel caso dello scatolato, quasi tutte le parti della vettura con cui si interfaccia sono state progettate accuratamente ed è stato possibile montarle senza alcuna complicazione.



Complesso del gruppo differenziale (differenziale, corona, cuscinetti di banco, eccentrici, housing dei giunti tripodi) pronto per essere inserito nello scatolato.

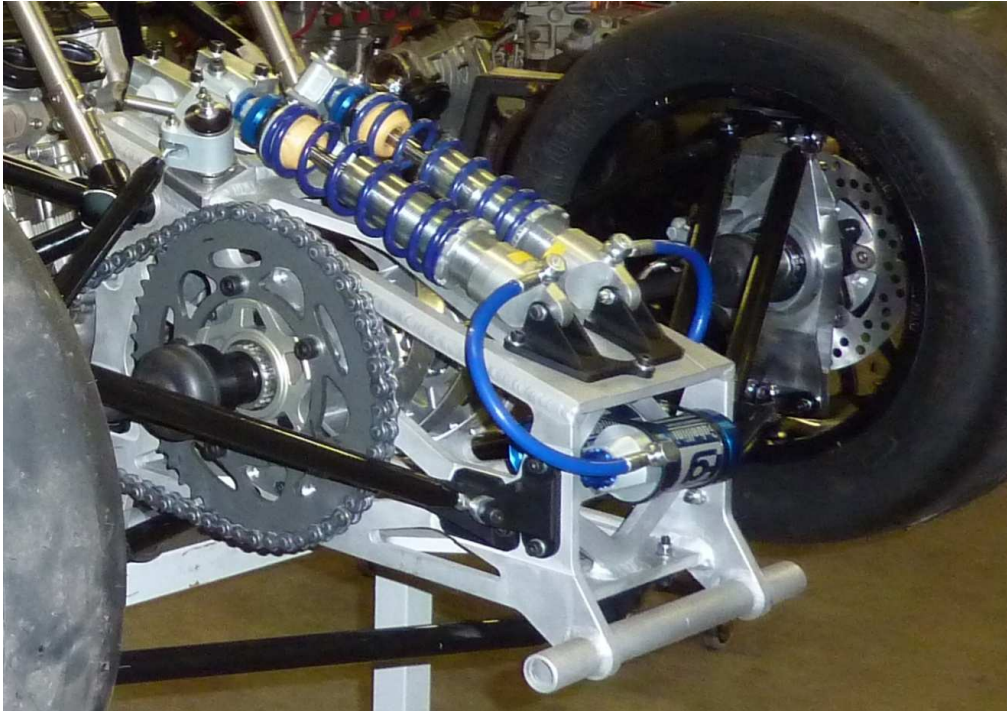


Scatolato con assemblati perni rocker e eccentrici di regolazione tiro catena

Il montaggio di alcuni componenti invece non è stato previsto “a progetto”, ed è stato necessario realizzarlo “in opera”.

Serbatoi di azoto

Gli ammortizzatori della nostra vettura (FG Special Parts) sono componenti di derivazione motociclistica (viste le masse simili in gioco) concepiti per l'uso in pista. Come molti ammortizzatori di questo tipo, presentano un serbatoio esterno che contiene azoto pressurizzato; il gas presente nel serbatoio mantiene l'olio in pressione (evitando problemi di cavitazione) e funge da vaso di espansione per lo stesso. Sulla testa di ogni serbatoio è presente una ghiera che permette di regolare la frenatura in compressione degli smorzatori.

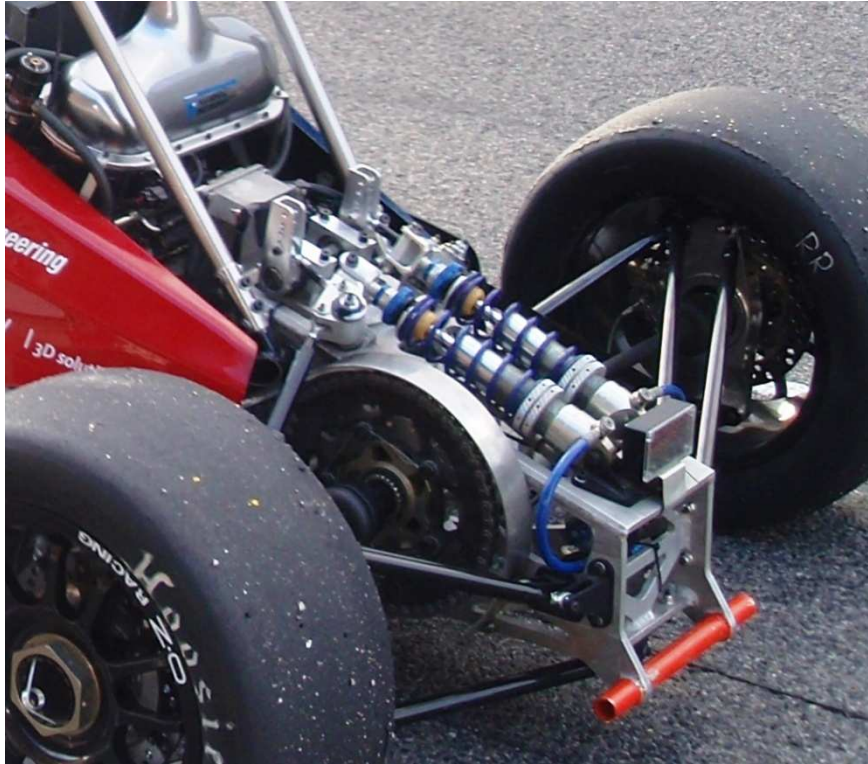


Assieme completo del retrotreno; si notano i serbatoi degli ammortizzatori fissati alla piastra posteriore.

Come si vede in figura, i serbatoi sono stati fissati tramite fascette alla piastra posteriore dello scatolato; questo tipo di soluzione non presenta inconvenienti, non richiede tubi di collegamento tra ammortizzatori e serbatoi molto lunghi e permette di raggiungere facilmente le ghiera di regolazione della frenatura.

Schermo catena (scatter shield)

Il regolamento richiede che la catena di trasmissione venga schermata all'esterno per motivi di sicurezza, in caso di rottura della stessa. La protezione deve essere realizzata in acciaio di spessore minimo 2,66mm, e una larghezza minima pari a tre volte la larghezza della catena.



Vista della protezione catena (scatter shield) installata in vettura

Realizzato secondo le specifiche, è stato assemblato solidamente allo scatolato tramite viti mordenti. La parte interna è stata rivestita con un notevole spessore di teflon per evitare che urti accidentali della catena potessero creare problemi di affidabilità della stessa.

Luce stop

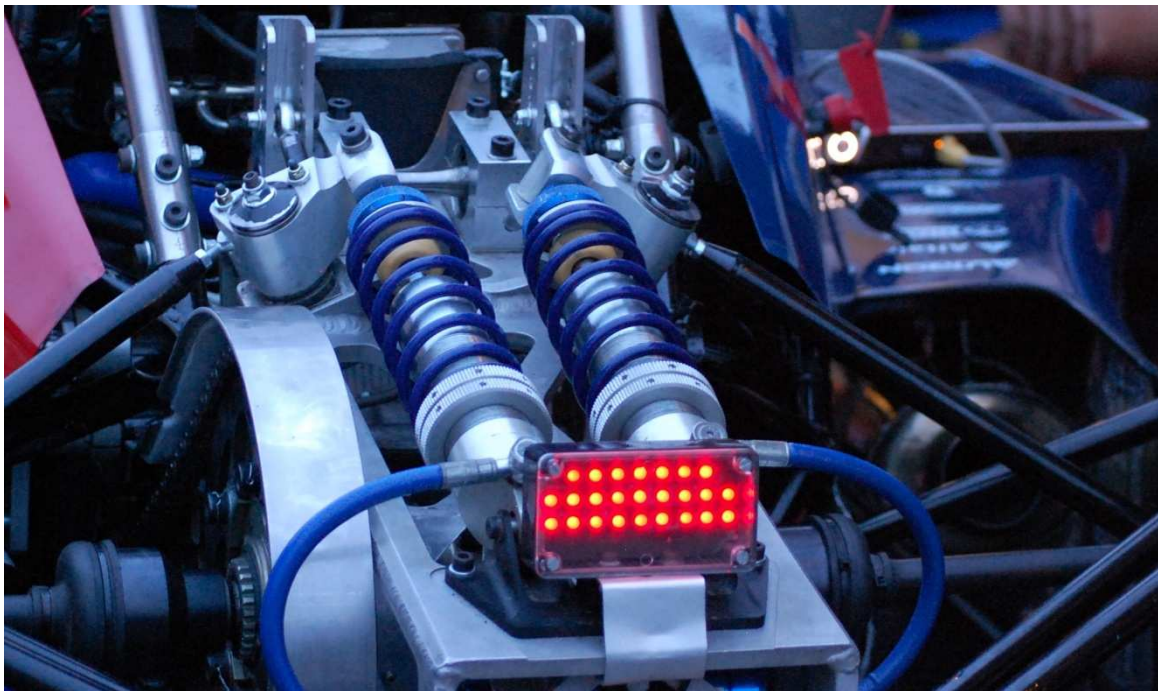
Sempre da regolamento, è necessaria l'istallazione di una luce stop; è richiesto che sia di colore rosso e facilmente visibile anche in una giornata molto luminosa. Posizionamento:

- posizione verticale: deve trovarsi tra l'altezza dell'asse posteriore e l'altezza delle spalle del pilota
- posizione orizzontale: approssimativamente al centro del veicolo

E' evidente che, con i suddetti requisiti di posizionamento, anche la luce freno dovrà essere montata sullo scatolato.

Abbiamo deciso di utilizzare un fanale a LED: questo tipo di tecnologia permette, a parità di luminosità totale, di avere un fanale più compatto, leggero e che necessita di meno energia elettrica. La luce stop è stata realizzata dal team utilizzando componenti elettrici generici.

Essendo molto leggera, non necessita di un sostegno particolarmente rigido o resistente; si è utilizzata una semplice e leggera lamiera di alluminio piegata, fissata alla faccia inferiore della piastra superiore utilizzando una delle tre viti dell'attacco delle teste degli ammortizzatori.



Primo piano della luce stop

Capitolo 8

Prove in pista e competizioni

“Auto racing began 5 minutes after the second car was built”

Henry Ford

Le fasi di test e messa a punto vettura hanno confermato le caratteristiche di funzionalità e affidabilità dello scatolato, validando in pieno il lavoro di progettazione eseguito.

Formula SAE Italy 2010 – F ATA – Varano de' Melegari

Il team UniBo Motorsport ha fatto il suo esordio in questa competizione. L'evento, organizzato dall'Associazione Tecnica dell'Automobile (ATA), si è svolto nell'autodromo Riccardo Paletti, a Varano de' Melegari (provincia di Parma). Si tratta di una delle tre principali competizioni europee e vi partecipano team provenienti da tutto il mondo.

Durante il design event, in cui esperti dell'automobilismo di fama internazionale giudicano la qualità del progetto, la vettura ha ottenuto punteggi di tutto rispetto.

In questa competizione la vettura ha dimostrato buone doti prestazionali e un'ottima affidabilità. E' infatti inusuale che un team esordiente metta in pista una monoposto che riesce a completare la competizione senza guasti meccanici, problemi di elettronica o rotture di altro tipo; perfino i team più affermati a livello mondiale incorrono spesso in problemi di affidabilità che pregiudicano l'esito delle competizioni.



La vettura durante la gara di endurance

Piazzamenti:

Sedicesimo posto assoluto

Quindicesimo posto nel Cost event

Diciannovesimo posto nel Presentation event

Diciannovesimo posto nel Design event

Ventiquattresimo posto Acceleration

Diciannovesimo posto Skidpad

Ventesimo posto Autocross

Diciannovesimo posto Endurance e Fuel Economy

Formula SAE Spain 2010 – FSS – Montmelò

Il secondo evento della stagione 2010 a cui il team UniBo Motorsport ha partecipato si è svolto al Circuit de Catalunya (Montmelò, presso Barcellona), organizzata dalla Sociedad de Técnicos de Automoción (STA). Si tratta di un evento minore confrontato a quello italiano, e l'edizione 2010 è la prima in assoluto.

Il team, grazie all'esperienza maturata nella sua prima competizione in Italia, si è dimostrato molto più competitivo, e ha ottenuto ottimi risultati: la vettura ha presentato prestazioni molto buone, ha confermato l'ottima affidabilità già mostrata in Italia, e ha ricevuto giudizi molto positivi.

In particolare spicca il secondo posto assoluto, la vittoria nell'Endurance e la vittoria nel Design event, con i complimenti dei giudici che hanno valutato molto positivamente le scelte tecniche effettuate dal team.

Una delle caratteristiche più apprezzate è stato appunto lo scatolato posteriore, per la qualità della progettazione, per la possibilità di variare facilmente i punti di attacco sospensioni e per l'ottima serviceability di tutto il retrotreno.



Team al completo sul podio



Secondo premio

Piazzamenti:

Secondo posto assoluto

Terzo posto nel Cost event

Primo posto nel Presentation event

Primo posto nel Design event

Secondo posto Acceleration

Terzo posto Skidpad

Ottavo posto Autocross

Primo posto Endurance

Secondo posto Fuel Economy

Resoconto della stagione 2010

Il team chiude quindi la stagione con due soli eventi all'attivo, ma con un notevole esordio ed un ottimo secondo posto assoluto. L'ateneo di Bologna si inserisce al sessantasettesimo posto nella classifica mondiale, come seconda università italiana.

Riferimenti Bibliografici

2010 Formula SAE® Rules – SAE International

Formula Student Germany Rules 2010 – Formula Student Germany

Race Car Vehicle Dynamics – W. F. Milliken e D. L. Milliken

Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis – W. B. Riley
and A. R. George

Racing and Sports Car Chassis Design – M. Costin e D. Phipps

Chassis Engineering – H. Adams

Inside Racing Technology – P. Haney e J. Braun

Race Car Engineering and Mechanics – P. van Valkenberg

Engineer to Win – C. Smith

Prepare to Win – C. Smith

Race to Win – C. Smith

Tune to Win – C. Smith

The Automotive Chassis: Engineering Principles – J. Reimpell, H. Stoll e J.
W. Betzler

Handbook of Vehicle Design Analysis – J. Fenton

The Effect of Chassis Stiffness on Race Car Handling Balance – A. Deakin,
D. Crolla, J. P. Ramirez e R. Hanley

Tyres, Suspension and Handling – J. C. Dixon

Introduction to Formula SAE® Suspension and Frame Design – E. F.
Gaffney III e A. R. Salinas

The Anatomy and Development of the Sports Prototype Racing Car – I.
Bamsey

How To Make Your Car Handle – F. Puhn

Vehicle Dynamics – J. R. Ellis

**Aspetti Generali della Progettazione delle Vetture ad Elevate Prestazioni
ed un Caso Specifico – G. Franceschini**

**Design and Optimization of a Formula SAE® Frame – B. Auer, J. McCombs
e E. Odom**

Dinamica del Veicolo – M. Guiggiani

Technical introduction to FSAE for new teams – P. Clark

Contatto pneumatico–strada – F. Braghin

Tyre models for vehicle dynamics analysis – H. B. Pacejka