

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Riprogettazione dei componenti di un motociclo
tramite tecnologia additiva e materiali compositi:
piastre di sterzo, supporto ammortizzatore e forcellone



Relatori

Prof. Giorgio Chiandussi

Dott. Andrea Tridello

Candidato

Stefano Chiavarino

Dicembre 2018

Ringraziamenti

La stesura di questo elaborato costituisce la fase finale di un lungo percorso di formazione sia professionale che personale. Per questo motivo sento il dovere e desiderio di ringraziare tutti coloro che hanno contribuito al raggiungimento di questo traguardo.

Ringrazio il Prof. Giorgio Chiandussi e il Dott. Andrea Tridello, i quali hanno mi hanno seguito durante tutto questo percorso di tesi, fornendomi suggerimenti e valide indicazioni.

Ringrazio inoltre le aziende *Carboni e Metalli*, *BeamIT* e *Bercella*, in particolare nelle figure di Michele Antolotti e Massimo Bercella, i quali hanno sempre mostrato un marcato interesse nei confronti della mia attività di tesi, riservandomi tutte le risorse necessarie e il loro *know-how* per rendere questa esperienza la più formativa possibile.

Ringrazio inoltre la software house *Altair*, che oltre rendermi disponibili i suoi programmi, mi ha consentito di partecipare ai loro corsi di formazione.

Ringrazio anche l'azienda *Pz5 Cobra* che ha mostrato un marcato interesse nel progetto, dandomi supporto e assistenza durante tutta la fase di progettazione.

Inoltre, un ringraziamento deve essere dedicato al *Politecnico di Torino* che, oltre avermi fornito le licenze, ha permesso non soltanto una mia crescita dal punto di vista professionale in tutti e cinque gli anni, ma mi ha offerto la possibilità di creare dei legami affettivi che mi auguro possano perdurare nel tempo.

Un grande ringraziamento anche ai miei più stretti amici che hanno avuto un ruolo determinante per permettermi il raggiungimento di questo traguardo, condividendo, sempre al mio fianco, sia le gioie che gli insuccessi.

Un "grazie" all'amico, compagno e collega Andrea con il quale ho avuto il piacere e la fortuna di condividere questa esperienza di tesi.

Ed infine ringrazio la mia famiglia e la mia ragazza Sara, che hanno sempre creduto nelle mie capacità, spronandomi a non cedere alle difficoltà, divenendo un solido punto di riferimento.

Tuttavia un ringraziamento speciale deve essere riservato ai miei genitori che mi hanno sempre sostenuto, sia economicamente che emotivamente, durante tutto il mio percorso di studi. Per questo motivo dedico a loro questa tesi, sperando possano ritenersi soddisfatti di quello che ho prodotto e in particolare di ciò che sono diventato, frutto dei loro sforzi e sacrifici.

Abstract

La tesi riportata di seguito è stata svolta all'interno di un progetto che ha coinvolto il *Politecnico di Torino* e le aziende *BeamIT*, leader nella produzione di componenti tramite fabbricazione additiva (Additive Manufacturing, AM), *Bercella S.R.L.*, affermata realtà nella produzione di componenti in materiale composito e *Altair*, azienda sviluppatrice di software per la simulazione e l'ottimizzazione strutturale. L'obiettivo del progetto prevede la riprogettazione di una moto *KTM GS80 250cc* del 1979 al fine di renderla idonea per le competizioni di Flat Track. In particolare, tramite l'utilizzo di tecnologie additive e materiali compositi in fibra di carbonio, i componenti originali saranno riprogettati. L'obiettivo finale non è solo quello di ottenere un veicolo funzionante e dalle ottime prestazioni, ma che sia allo stesso tempo caratterizzato da una massa minore e da un design accattivante.

Nella prima parte della tesi sono state modellate le geometrie originali della moto utilizzando principalmente tecniche di *reverse engineering*. In seguito, sono stati ricavati i carichi applicati al motociclo ed utilizzati per la riprogettazione dei seguenti componenti: piastre di sterzo, staffa supporto ammortizzatore e forcellone. La riprogettazione dei primi due è avvenuta principalmente mediante ottimizzazione topologica, in modo tale da massimizzare le performance del componente e ridurre al tempo stesso la massa. Nella scelta della geometria finale si sono considerate anche possibili soluzioni alternative, realizzabili mediante tecniche di produzione tradizionale (per esempio piegatura di lamiera), tenendo in considerazione non solo la massima riduzione di massa ottenibile, ma anche aspetti produttivi ed eventuali problemi di accoppiamento con parti già esistenti. È stata inoltre eseguita la progettazione del nuovo forcellone, costituito da un corpo centrale in fibra di carbonio e da porzioni metalliche: sia la parte in materiale composito sia quella metallica sono state sottoposte ad ottimizzazione, tramite una procedura proposta e validata nella tesi.

Infine, nell'ultima parte, per le piastre sterzo è stata analizzata la messa in macchina per la produzione mediante Additive Manufacturing. Sono state inoltre definite le operazioni di finitura superficiale, tramite lavorazioni meccaniche per asportazione di truciolo, al fine di garantire i corretti livelli di tolleranza per le zone di accoppiamento.

Complessivamente le geometrie ottenute presentano le caratteristiche tipiche del *Lightweight design*, dove la riduzione di peso non ha causato un'altrettanta riduzione prestazionale.

INDICE

1	Introduzione	7
1.1	Il Flat Track	8
1.2	L'Additive Manufacturing.....	10
1.3	I materiali compositi.....	12
1.4	Giunzioni tra l'AM e il CF	14
1.5	Ottimizzazione strutturale.....	14
1.5.1	Ottimizzazione topologica.....	16
1.5.2	Ottimizzazione sui materiali compositi.....	17
1.6	Le proposte del mercato	18
2	Analisi dei dati preliminari per la progettazione	22
2.1	Valutazione caratteristiche fisiche e geometriche della moto originale	22
2.2	Rimodellazione del telaio e <i>reverse engineering</i>	25
2.3	Ipotesi preliminari.....	35
2.4	Carichi agenti sul motociclo	36
2.5	Studio del nuovo assetto e della componentistica del motociclo da Flat Track	44
2.5.1	Culla del motore	45
2.5.2	Ruota posteriore	45
2.5.3	Ammortizzatore posteriore.....	46
2.5.4	Forcelle.....	47
2.5.5	Sistema di trasmissione	48
2.5.6	Sistema frenante	50
2.5.7	Staffa supporto freno	53
2.5.8	Mozzo posteriore.....	53
2.5.9	Forcellone.....	54
2.5.10	Serie sterzo	55
2.5.11	Piastre di sterzo	58
2.5.12	Telaietto sella	61
2.6	Sollecitazioni sui nuovi componenti.....	61
2.6.1	Sistema frenante	61

2.6.2	Ruota posteriore	64
2.6.3	Forcellone.....	66
2.6.4	Avantreno	67
2.6.5	Telaietto sella	68
3	Ottimizzazioni dei nuovi componenti	69
3.1	Piastre di sterzo.....	69
3.1.1	Modello per l'analisi preliminare	69
3.1.2	Analisi preliminare	76
3.1.3	<i>Defeature</i> della geometria	83
3.1.4	Modello per l'ottimizzazione topologica	87
3.1.5	Risultati dell'ottimizzazione topologica.....	90
3.1.6	<i>OSSmooth</i> dell'ottimizzato.....	97
3.1.7	Rimodellazione delle geometrie.....	100
3.1.8	Analisi conclusiva	102
3.2	Staffa supporto ammortizzatore.....	109
3.2.1	<i>Defeature</i> della geometria	109
3.2.2	Modello per l'ottimizzazione topologica	111
3.2.3	Risultati dell'ottimizzazione topologica.....	113
3.2.4	Rimodellazione delle geometrie.....	114
3.2.5	Modello della nuova geometria.....	119
3.2.6	Analisi della nuova geometria.....	123
3.3	Forcellone	126
3.3.1	Modello per l'analisi preliminare	127
3.3.2	Analisi preliminare	132
3.3.3	<i>Defeature</i> della geometria	134
3.3.4	Modello per le ottimizzazioni	137
3.3.5	Ottimizzazione topologica mono-materiale	141
3.3.6	Ottimizzazione topologica multi-materiale.....	145
3.3.7	Rimodellazione della porzione in materiale composito	150
3.3.8	Ottimizzazione topologica della zona metallica.....	152
3.3.9	Rimodellazione del materiale metallico	157
3.3.10	Ottimizzazione del laminato in materiale composito.....	159

4	Produzione dei componenti.....	174
4.1	Prototipi concettuali.....	174
4.2	Sovrametalli.....	176
4.2.1	Piastra inferiore	176
4.2.1	Piastra superiore	177
4.3	Lavorazioni per asportazione di truciolo su componenti realizzati in AM	177
4.3.1	Piastra inferiore	178
4.3.2	Piastra superiore	179
4.4	Lavorazioni convenzionali	180
4.5	Messa in macchina per la produzione additiva.....	182
5	Conclusioni.....	188
	Bibliografia.....	190

1 Introduzione

La tesi proposta tratta la riprogettazione di una motocicletta da cross, *KTM GS80 250cc* del 1979 (Figura 1.1), in una moto da Flat Track. Il lavoro è svolto in collaborazione con *Carboni e Metalli*, startup nata dall'unione di *BeamIT* e *Bercella S.R.L.*, e la software house *Altair*, multinazionale americana, con sedi dislocate in tutto il mondo, che sviluppa software CAE, operanti in diversi campi della fisica.

Durante la fase di progettazione sono stati sfruttati quattro dei suoi programmi quali: *Inspire*, *HyperMesh*, *HyperView* ed *Evolve*. I primi due per la fase di analisi e ottimizzazione dei modelli mentre i restanti per la valutazione dei risultati e la rimodellazione dei volumi.



Figura 1.1 KTM GS80 250cc

Le tecnologie utilizzate, per la produzione dei componenti riprogettati, si rifanno al principale ambito di lavoro delle due aziende, dalla cui collaborazione nasce *Carboni e Metalli*, ovvero: l'Additive Manufacturing metallico e i materiali composti.

La riprogettazione è finalizzata all'utilizzo di due delle tecniche produttive più sofisticate presenti oggi sul mercato, che condividono i loro principali settori applicativi, come l'Aerospace e il Motorsport.

Questa è avvenuta in ottica di migliorare le caratteristiche del motociclo originale, permettendo di adattare il mezzo storico alla pratica del Flat Track, e seguendo i dettami del *Lightweight design*, al fine di massimizzare le performance e minimizzare la massa di ogni componente esaminato. Ciò è stato possibile grazie all'utilizzo dell'analisi strutturale mediante Elementi Finiti e della tecnica dell'Ottimizzazione Topologica.

I componenti sottoposti al processo di riprogettazione sono il forcellone e il telaietto sella. Questi verranno realizzati con le due tecnologie produttive, integrando sezioni realizzate tramite AM metallico e con altre mediante la laminazione di fibra di carbonio. Inoltre, verranno anche sviluppate: la pinza freno posteriore, la staffa che la supporta e le piastre di sterzo, per le

quali si è preferito, a causa della dimensione ridotta e delle caratteristiche di funzionamento dei componenti, utilizzare unicamente la tecnologia additiva per la loro produzione.

Il prodotto finale sarà quindi l'unione di componenti legati al passato, come il motore 250cc 2T e il telaio principale (culla motore), e di parti molto innovative il cui scopo è sia funzionale che estetico, richiamando le strutture ramificate, tipico risultato delle Ottimizzazioni Topologiche e riscontrabili anche in molte strutture naturali.

La scelta di realizzare un mezzo da Flat Track deriva dalla maggior affidabilità di un dimensionamento statico dei componenti, dovuto alla tipologia di tracciati su cui questi mezzi corrono. Ciò permette di avere una moto più sicura senza una lunga e impegnativa campagna di test del mezzo prodotto, considerando anche le ridotte velocità raggiungibili nei tracciati attualmente presenti in Italia. Inoltre, questa disciplina, negli ultimi anni sta riscuotendo un interesse crescente da parte del pubblico, giustificando questa tipologia di motociclo anche dal punto di vista commerciale.

1.1 Il Flat Track

Il Flat Track è una disciplina motociclistica appartenente al "Dirt Track" che consiste nel correre in senso antiorario su circuiti ovali, la cui lunghezza può variare dai 400 m (Short-Track) ai 1600 m (Mile) [1]. Il circuito di terra battuta deve presentare una superficie dura e regolare in ogni punto, priva di buche, asperità, pietre o vegetazione. I mezzi che possono partecipare alle competizioni devono possedere il solo freno posteriore. I cerchi solitamente utilizzati sono da 19 pollici con coperture che non possono presentare una tassellatura con altezza superiore a 6 mm. Altri vincoli legati al mezzo sono il fatto che l'altezza minima da terra deve essere di 200 mm, con esclusione del condotto di scarico, e che il mezzo deve presentare sospensioni sia sulla ruota anteriore che posteriore, con escursione minima rispettivamente di 80 mm e 50 mm [2].

Le moto utilizzate in queste competizioni non presentano particolari complessità, con geometrie della sospensione posteriore molto semplici, come ad esempio sistemi a cantilever, nel caso di monoammortizzatori, o forcellone oscillante classico, nel caso di doppio ammortizzatore (Figura 1.2).

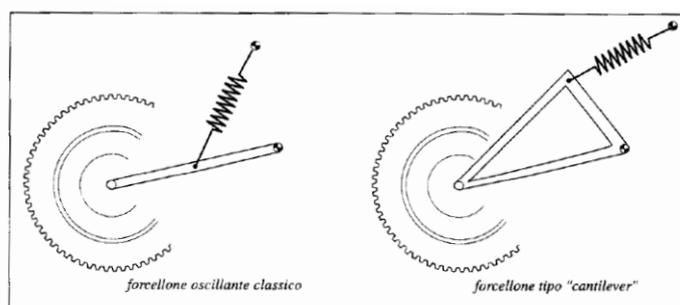


Figura 1.2 Schema funzionale della sospensione posteriore [3]

1.1 - Il Flat Track

Le limitazioni, per quanto riguarda le motorizzazioni, possono variare a seconda del campionato a cui si fa riferimento, con un range di cilindrata che va da 200cc a 1200cc [2]. Solitamente si utilizzano motori a 4 tempi, ma sono utilizzati anche motori a 2 tempi, soprattutto per quanto riguarda i mezzi utilizzati a scopo amatoriale.

A causa dell'assenza del freno anteriore la tecnica di guida prevede che, in fase di inserimento e percorrenza di curva, al fine di decelerare, la moto venga portata in derapata controllata (Figura 1.3) e il pilota, aiutandosi con la gamba interna, la ripartizione dei carichi tra anteriore e posteriore e il comando impartito all'acceleratore, concluda la sua traiettoria mantenendo la condizione di scivolamento della ruota posteriore [4].



Figura 1.3 Tecnica di guida Flat Track [5]

A livello storico le competizioni di Flat Track sono nate in nord America agli inizi del '900 raggiungendo un picco di popolarità intorno agli anni '20. Tuttavia, a causa della grande crisi economica e successivamente della Seconda Guerra Mondiale, in cui i produttori di moto, come *Harley-Davidson*, hanno dovuto migrare la loro capacità produttiva, questa disciplina ha riscontrato un periodo buio fino alla metà degli anni '50. Da quel momento le competizioni di Flat Track hanno assunto la forma che è in vigore tutt'ora, anche grazie all'introduzione, da parte dell'AMA (*American Motorcyclist Association*), del primo campionato americano, per questa categoria. Un successivo crollo di seguito è avvenuto intorno al 1985 a causa dell'avvento del Motocross e del motociclismo su pista, che hanno riscontrato un miglior successo fra gli appassionati. Oggi questa disciplina riscuote nuovamente un grande interesse, da parte del pubblico, sia in America che in Europa dove stanno nascendo nuovi campionati [6].

1.2 L'Additive Manufacturing

L'Additive Manufacturing (AM) è una tecnica produttiva che permette la realizzazione di manufatti tramite la sovrapposizione successiva di strati di materiale. Nata nella seconda metà degli anni '80 come tecnica di prototipazione rapida, si è progressivamente evoluta fino ad arrivare alla realizzazione di componenti finiti sia in materiale polimerico, con materiali termoplastici che in materiale metallico.

Per quanto riguarda le tecniche polimeriche, quelle che permettono di ottenere un componente definitivo in materiale termoplastico sono:

- FDM (*Fused Deposition Modelling*): opera tramite l'estrusione di un filamento plastico, ottenendo la realizzazione di strati successivi;
- SLS (*Selective Laser Sintering*): consiste nella fusione di un letto di polvere polimerica mediante l'utilizzo di un fascio laser focalizzato sulla superficie.

Per la realizzazione di prodotti in metallo destinati alla commercializzazione, le tecniche ad oggi più diffuse sono quelle basate sul letto di polvere (*powder bed*). La fonte di energia che permette di portare a fusione il metallo può essere o un fascio laser (*Selective Laser Melting*, SLM) (Figura 1.4), oppure un fascio di elettroni (*Electron Beam Melting*, EBM).

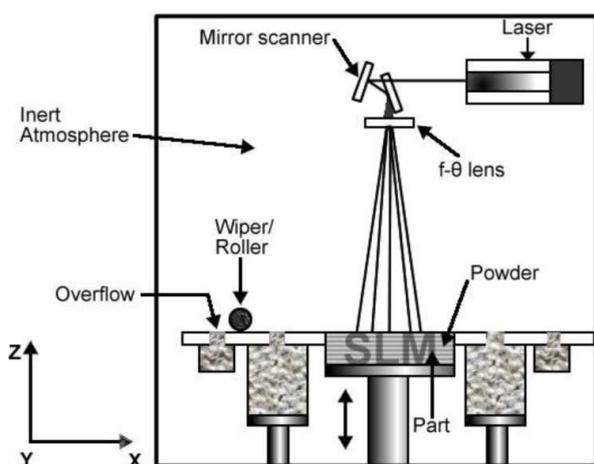


Figura 1.4 Schema macchina a letto di polvere laser [7]

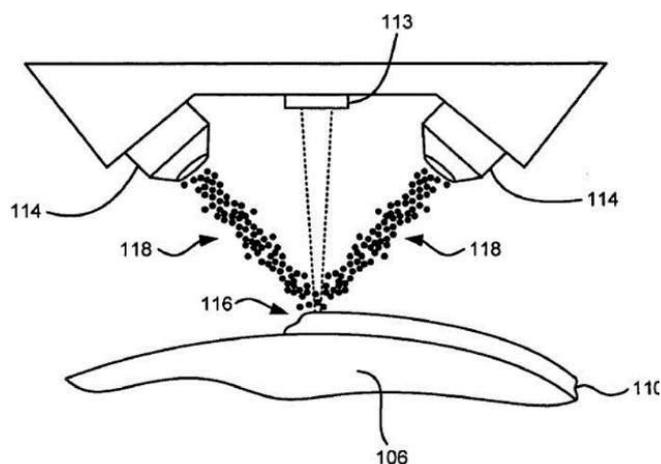


Figura 1.5 Schema macchina a deposizione di polvere [7]

Esistono anche tecniche basate sulla deposizione diretta di polvere (Figura 1.5); queste permettono maggior libertà sulle dimensioni dei manufatti creati, non essendo vincolate al volume di polvere che è possibile movimentare sul piatto di lavoro.

I principali vantaggi della produzione mediante AM consistono nella possibilità di avere un numero minore di vincoli tecnologici rispetto alle tecniche di produzione tradizionali, rendendo possibile la creazione di geometrie molto complesse (per esempio: presenza di canali interni conformali e pareti a sezione variabile). La produzione additiva permette inoltre di integrare in

un unico componente parti che prima erano assemblate in un secondo momento. Da un punto di vista economico l'incidenza della complessità sui costi produttivi non è elevata, poiché essi sono influenzati principalmente dalla dimensione del componente da creare e solo in minima parte da quest'ultima (Figura 1.6). Questo aspetto permette di progettare il componente tenendo conto, in primo luogo, della sua funzionalità e solo in minima parte dei vincoli legati alla produzione, massimizzandone le performance e permettendo di ridurne significativamente la massa.

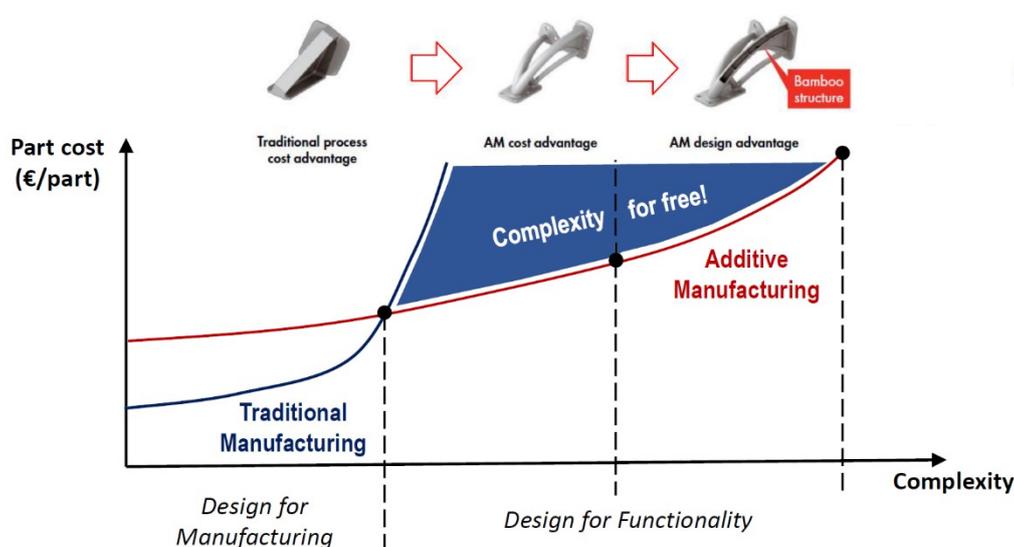


Figura 1.6 Costo unitario AM all'aumentare della complessità [8]

Ulteriori vantaggi offerti dalla Fabbricazione Additiva consistono nella possibilità di produrre differenti componenti utilizzando una sola macchina, senza la necessità di stampi o attrezzature ausiliarie. Questo permette di poter avviare la produzione più velocemente, abbattendo il *Time to Market*. Inoltre, ciò consente un elevato livello di personalizzazione già durante la fase di realizzazione in macchina senza l'ausilio di costose lavorazioni successive, abbattendo così i costi su piccole produzioni e offrendo al cliente la massima flessibilità.

Tuttavia, questa tecnologia presenta alcuni svantaggi, in special modo per quanto riguarda le tecniche a letto di polvere metallico (*powder bed*). Infatti, le dimensioni delle parti producibili sono legate ai volumi di lavoro delle macchine, attualmente inferiori al mezzo metro cubo. Anche la produttività risulta inferiore rispetto alle tecniche tradizionali: questo è principalmente dovuto all'utilizzo della tecnologia additiva per la prototipazione, principale campo di impiego nel recente passato, la quale non richiedeva elevati ritmi produttivi. Dato l'impiego sempre crescente anche in campo produttivo, lo sviluppo da parte dei costruttori sta portando ad avere macchine in grado di processare volumi sempre maggiori e in minor tempo, grazie anche all'adozione di sorgenti multiple di energia oppure a stazioni di setacciamento automatizzate della polvere.

Ulteriori svantaggi sono legati alla scarsa finitura superficiale del componente e all'accuratezza dimensionale e geometrica, le quali risultano influenzate da numerosi fattori (per esempio l'orientamento del componente in macchina). Sono inoltre necessarie delle strutture di supporto, in special modo per le tecniche metalliche a letto di polvere, al fine di evitare deformazioni del pezzo, causate dalle tensioni residue, e anche per migliorare lo scambio termico fra lo strato in lavorazione e la piattaforma di costruzione (Figura 1.7). I supporti impongono quindi una successiva fase di rimozione che talvolta può essere ostica, in special modo nel caso di cavità interne supportate.



Figura 1.7 Strutture di supporto di un componente [9]

Infine, i materiali attualmente disponibili in commercio sono limitati e il loro costo risulta essere superiore rispetto agli analoghi utilizzati con tecniche di produzione tradizionali [7].

Gli aspetti precedentemente esposti sono in continua evoluzione a causa dell'incessante lavoro di ricerca sia interno alle aziende sia a livello universitario, che apporta in periodi molto brevi migliorie e cambiamenti, rendendo questa tecnologia e i vincoli ad essa collegati sempre in rapido cambiamento.

1.3 I materiali compositi

I materiali compositi sono materiali che combinano due o più elementi, al fine di ottenere un prodotto con elevate proprietà meccaniche. Questo concetto era noto fin dall'antichità: nel dodicesimo secolo A.C. i guerrieri mongoli costruirono archi, unendo, con resina di pino, bambù, seta, corna e tendini di bovino. Un impulso significativo allo sviluppo di materiali compositi si ebbe nel 1900, quando la scoperta di nuove resine plastiche ne permise la diffusione. I compositi continuarono ad essere sempre più utilizzati, divenendo elementi chiave

nel settore navale, automobilistico, aerospaziale, grazie alla loro leggerezza, unita ad un'elevata durezza, resistenza meccanica e a corrosione [10].

Questi tuttora si differenziano in tre macro-categorie quali:

- **Compositi a matrice polimerica**: sono i più diffusi e sono costituiti da una matrice polimerica e da una varietà di rinforzanti, quali, tra le più diffuse, fibre di carbonio, di vetro e kevlar.
- **Compositi a matrice metallica**: si sta solo recentemente diffondendo nell'industria automobilistica ed è costituita da una matrice metallica rinforzata con fibre o polveri ceramiche. Un esempio è costituito da matrice di Alluminio con Carburo di Silicio.
- **Compositi a matrice ceramica**: trovano maggiore impiego nelle applicazioni ad alte temperature in quanto sono costituiti da una matrice ceramica e rinforzati con fibre corte o whiskers, come Carburo di Silicio e Nitruro di Boro [11].

Di seguito verranno analizzati i compositi polimerici a fibra lunga in carbonio (CF), in quanto utilizzati per la realizzazione della moto da Flat Track. Le fibre possono essere ordinate lungo una sola direzione (Figura 1.8) o formare delle tessiture (Figura 1.9), in funzione del tipo di applicazione: se nel primo caso si ottiene una elevata resistenza meccanica unidirezionale, la seconda disposizione porta a proprietà maggiormente isotrope.

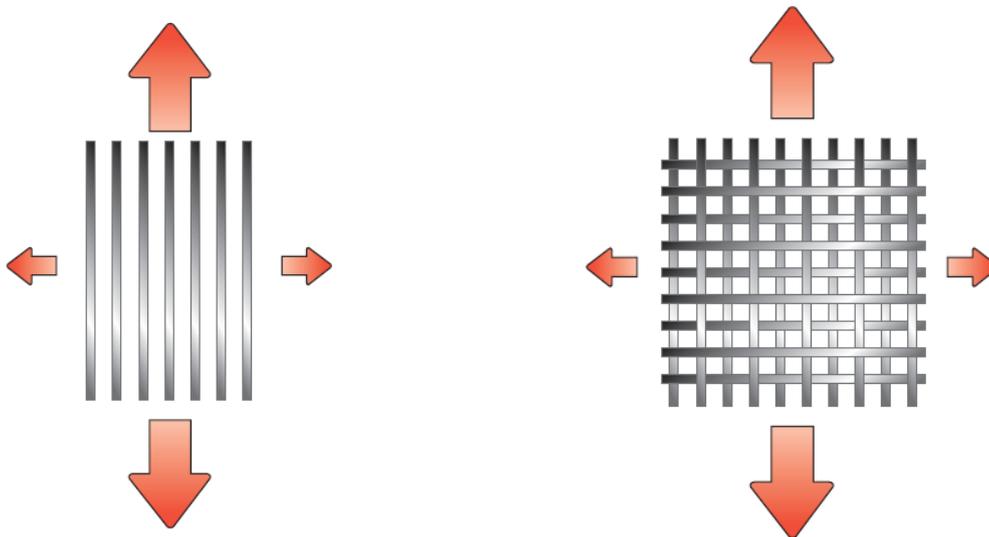


Figura 1.8 Orientamento fibre unidirezionale [11]

Figura 1.9 Orientamento fibre bidirezionale [11]

Nonostante le svariate tecniche produttive disponibili, per quanto concerne la realizzazione delle parti in fibra di carbonio inerenti al progetto trattato, si è deciso di utilizzare la principale tecnologia adottata in *Bercella S.R.L.* Pertanto, i componenti in composito saranno realizzati a partire da fogli pre-impregnati che, dopo essere stati laminati, vengono introdotti in un sacco a

vuoto e successivamente posti in autoclave. Qui le alte temperature, associate ad elevate pressioni, permettono la cura della resina, di natura epossidica, unendo i vari strati in modo solido e riempiendo eventuali porosità.

1.4 Giunzioni tra l'AM e il CF

La realizzazione di strutture in cui il metallo e la fibra di carbonio si interfacciano fra di loro comporta un'ulteriore difficoltà, in quanto diventa necessario prevedere un sistema con il quale i due materiali possano essere collegati fra di loro.

Una prima soluzione a tale problema potrebbe essere quella di prevedere dei meccanismi di bloccaggio rimovibili, come bulloni o rivetti, che tuttavia causerebbero un aumento di peso, senza benefici dal punto di vista strutturale, e renderebbero meno gradevole il design della moto.

Questo giustifica la scelta dell'utilizzo di adesivi strutturali, con i quali si prevede di unire parti provenienti da diverse tecnologie.

L'utilizzo di adesivi strutturali per congiungere componenti metallici, realizzati con tecnologie tradizionali, a parti in fibra di carbonio, è ormai un processo consolidato: nel caso specifico di *Bercella S.R.L.*, l'azienda ha maturato il *know-how* necessario per interfacciarsi con i fornitori di collanti e concordare, in funzione dell'applicazione richiesta, il tipo di prodotto ottimale.

Tuttavia, non si ha la stessa conoscenza quando l'elemento metallico viene realizzato tramite tecnologia di Additive Manufacturing.

Nonostante si possa pensare che le differenze d'incollaggio di componenti metallici prodotti con tecniche convenzionali e quelli realizzati tramite Fabbricazione Additiva siano minime, si è ugualmente deciso di effettuare dei test sperimentali.

La motivazione nasce dall'idea che le superfici, ottenute tramite Additive Manufacturing, presentino delle rugosità differenti e customizzabili rispetto a quelle delle tecniche convenzionali. Questo aspetto, influenzando positivamente l'adesione del collante, se conosciuto, potrebbe essere sfruttato a vantaggio del progettista.

Per questo motivo sarà necessario testare colle differenti, tramite prove di *lap shear*, su provini di Titanio e Alluminio, con orientazioni di crescita, durante la fase di realizzazione, variabili.

I risultati ottenuti costituiranno un elemento chiave per la scelta del migliore collante in funzione dei materiali che si andranno a utilizzare.

1.5 Ottimizzazione strutturale

Tutta la fase di riprogettazione della moto ha come filo conduttore la riduzione di peso e la massimizzazione delle performance. Questo è reso possibile tramite la sinergia tra ottimizzazione topologica e Additive Manufacturing metallico, accoppiato ai materiali compositi in fibra di carbonio.

L'ottimizzazione topologica è una tecnica nota già dallo scorso secolo, ma poco diffusa per la realizzazione di manufatti a causa dei vincoli tecnologici. Solo recentemente, grazie alla rapida e continua diffusione della Fabbricazione Additiva, associata alle prestazioni offerte dai moderni calcolatori, è tornata ad essere un elemento chiave per la progettazione di strutture complesse.

L'ottimizzazione topologica è una tecnica numerica che si basa sulla minimizzazione di una funzione obiettivo, assoggettata ad alcuni vincoli. Un esempio può essere la minimizzazione della cedevolezza a fronte di una riduzione di volume imposta oppure la minimizzazione della massa limitando le tensioni massime raggiungibili.

Questa tecnologia permette di capire, durante la fase di progettazione di un componente, dove inserire il materiale, in modo tale da rispettare i vincoli progettuali, e dove invece è superfluo (causando un aumento di peso), consentendone così il massimo sfruttamento.

Non bisogna pensare che questa sia l'unica metodologia di ottimizzazione esistente. Infatti il panorama è molto più vasto, suddividendo le diverse ottimizzazioni in due grandi famiglie: *concept design* (di cui la topologica fa parte) e *fine tuning* (Figura 1.10). Si potrebbe infatti prevedere, in futuro, di modificare ulteriormente il nuovo design della moto riprogettata eseguendo delle ottimizzazioni di fine tuning.

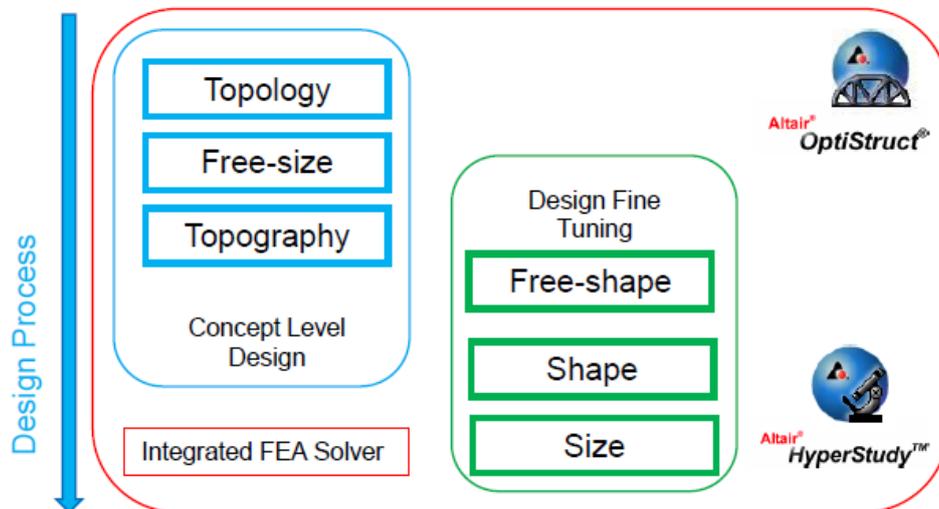


Figura 1.10 Tipologie di ottimizzazioni [12]

Le prime applicazioni delle metodologie di ottimizzazione sono da imputare al settore aerospaziale ed aeronautico dove l'esigenza di ridurre al minimo il peso dei componenti strutturali risulta superiore a qualsiasi vincolo di costo. Solo successivamente queste metodologie si sono diffuse anche verso altri settori quali quello meccanico, civile, automobilistico [13].

La suite di *Altair* è stata dunque un elemento chiave per eseguire le necessarie ottimizzazioni topologiche durante la fase di riprogettazione.

I programmi forniti dalla software-house sono in grado, una volta realizzato un modello che presenti i carichi e i vincoli a cui è soggetto il componente, di indicare dove l'inserimento di materiale è necessario o trascurabile.

1.5.1 Ottimizzazione topologica

Dal punto di vista operativo la fase di ottimizzazione topologica viene eseguita dal solutore *OptiStruct*, ma affinché i risultati siano soddisfacenti diventa necessario realizzare dei modelli corretti. Le fasi antecedenti all'ottimizzazione sono (Figura 1.11):

- realizzazione delle geometrie CAD,
- suddivisione tra area di *Design* e di *Non Design*,
- inserimento di carichi e vincoli.

Per quanto riguarda il primo aspetto è necessario utilizzare un approccio molto diverso rispetto a quello convenzionale. Il solutore, in funzione alle sollecitazioni a cui il componente è soggetto, valuterà dove è necessario posizionare materiale e dove invece è possibile rimuoverlo. Pertanto, al fine di dargli maggiore libertà, è indispensabile realizzare dei modelli, definiti *defeature* del componente, in cui sono state rimosse tutte le tracce delle lavorazioni convenzionali, quali ad esempio svuotamenti, smussi e raccordi. In questo modo il programma avrà una maggiore libertà e il risultato sarà migliore.



Figura 1.11 Step necessari per l'ottimizzazione topologica [14]

Tuttavia, nel fare questa operazione di *defeaturing*, è importante considerare gli ingombri e i cinematismi dei vari componenti, in modo da prevedere eventuali e futuri problemi di funzionamento.

Il passo successivo consiste nella suddivisione tra area di *Design* e *Non Design*, ossia nella ripartizione del volume, precedentemente realizzato, in zone dove, rispettivamente, si consente o nega al software la rimozione di materiale. Vincolarne infatti l'operato diventa necessario, per esempio, in aree di accoppiamento con altri componenti poiché sarebbe inaccettabile perderne le superfici.

Infine, non si deve pensare all'ottimizzatore come uno strumento in grado di realizzare geometrie definitive autonomamente, ma è solo un ausilio del progettista, al quale sarà dato il compito di valutare l'effettiva fattibilità delle forme ottenute ed interpretarne i risultati.

1.5.2 Ottimizzazione sui materiali compositi

La suite *Altair* è stata utilizzata anche per realizzare e analizzare le strutture in fibra di carbonio. Proprio come per la parte metallica si è deciso di eseguire l'ottimizzazione, che, tuttavia, non è stata solo di natura topologica, ma sono stati compiuti i seguenti step:

- **Ottimizzazione di *Free-Size***

Permette di definire la forma di ogni layer in funzione dei carichi applicati. Per layer, detto anche *ply*, si indica virtualmente un singolo foglio di pre-impregnato che diverrà parte del pezzo in composito (Figura 1.12).

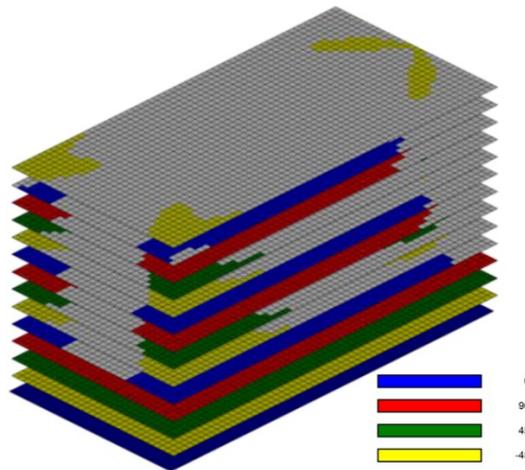


Figura 1.12 Risultato ottimizzazione di *Free-Size* [15]

- **Ottimizzazione *Size***

È classificata come di fine tuning e il suo scopo è la definizione dello spessore di ogni *ply* (Figura 1.13).

- **Ottimizzazione *Shuffling***

A partire dai risultati delle precedenti ottimizzazioni, permette di definire quale dovrà essere la sequenza di impilamento dei vari *ply* (Figura 1.13).

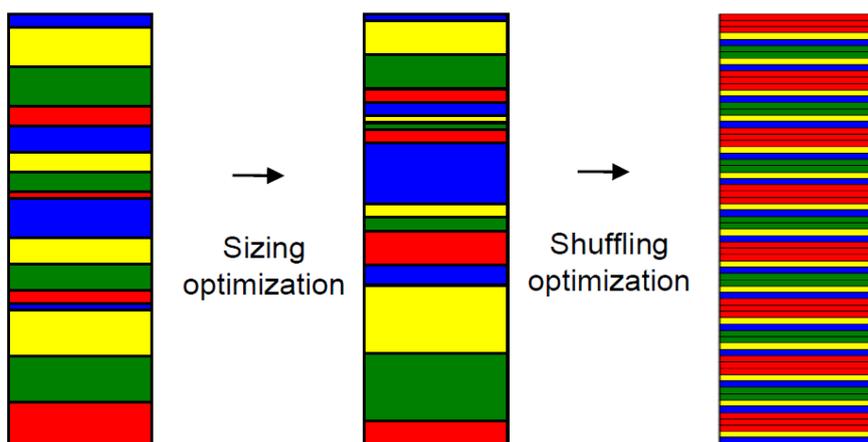


Figura 1.13 Ottimizzazioni di Size e di Shuffling [15]

1.6 Le proposte del mercato

Attualmente le moto da Flat Track possono essere realizzate partendo o da veicoli da Cross che, attraverso modifiche dell'assetto e della gommatura, vengono adattate a questa disciplina (Figura 1.14), oppure sono frutto di progetti dedicati basati su modelli classici (Figura 1.15), più legati alla tradizione americana della categoria [16]. L'intento del progetto è realizzare un veicolo appartenente alla seconda categoria.



Figura 1.14 Flat Track derivazione Cross



Figura 1.15 Flat Track "custom"

In entrambe le tipologie, tuttavia, non è ancora riscontrabile sul mercato la presenza di parti telaistiche o funzionali realizzate in materiale composito o Additive Manufacturing metallico. Inoltre, anche per le altre tipologie di motociclo, non sono ancora presenti soluzioni che integrino le due tecnologie, mentre sono presenti mezzi con elementi strutturali realizzati mediante una delle due tecniche.

Per quanto riguarda i materiali compositi, la fibra di carbonio è sicuramente il materiale più usato e che è presente in grandi quantità soprattutto sui mezzi da competizione su pista. Tuttavia nell'uso fuoristrada non è molto sfruttato, a causa della sua elevata rigidità e della fragilità

intrinseca del materiale, che potrebbero comportare problemi di guidabilità del mezzo e rotture improvvise [17].

Esistono comunque applicazioni isolate nel motocross di componenti in carbonio come il telaio mostrato in Figura 1.16, oppure il forcellone mostrato in Figura 1.17 che è frutto di una reingegnerizzazione del componente originale mediante la simulazione CAE e l'utilizzo di pre-impregnati di fibra di carbonio a matrice epossidica [18].



Figura 1.16 Telaio motocross prodotto da CRM Compositi S.R.L.U. [17]



Figura 1.17 Forcellone di una Honda CRF450, riprogettato in fibra di carbonio [18]

Per quanto concerne il campo dell'Additive Manufacturing, questo è entrato a far parte di settori di nicchia sia per quanto riguarda quello automobilistico che motociclistico. La Formula 1 e la MotoGP ne sono esempi significativi. Tuttavia, il suo recente sviluppo, associato agli elevati costi produttivi e ai vincoli dimensionali, non hanno consentito ancora la realizzazione di veicoli progettati per essere realizzati interamente con questa tecnologia, per beni rivolti al grande pubblico.

Tutt'ora il mercato non offre esempi in cui la Fabbricazione Additiva sia stata adoperata per realizzare moto da Flat Track. Nonostante ciò, una sua innovativa applicazione è riscontrabile nella motocicletta realizzata da *APWorks* (Figura 1.18), in cui la progettazione tramite software di ottimizzazione topologica, unita alle potenzialità dell'Additive Manufacturing, ha permesso di realizzare un mezzo estremamente leggero e complesso.



Figura 1.18 Moto realizzata da APWorks [19]

Un'ulteriore testimonianza di come questa tecnologia sia in continua crescita viene fornita dal prodotto di casa *BMW* (Figura 1.19), che consiste nella realizzazione, tramite processi di Fabbricazione Additiva, del telaio di una moto, le cui geometrie, che conferiscono una significativa riduzione di peso, non sarebbero realizzabili, con tecniche convenzionali.



Figura 1.19 Moto in Additive Manufacturing di produzione BMW [20]

Queste testimonianze mostrano come l'utilizzo dell'Additive Manufacturing metallico sia sempre più marcato e il trend sia in continua crescita anche nel settore dei trasporti. Ciò sostiene ulteriormente la decisione di *Carboni e Metalli* nell'intraprendere questo nuovo progetto, in modo da non perdere le nuove opportunità che il mercato sta offrendo.

Nel campo del ciclismo, la tecnologia additiva e i compositi di fibra di carbonio, hanno già qualche applicazione commerciale, sia per quanto riguarda i mezzi per uso stradale, sia nel campo della mountain bike.



Figura 1.20 Bici prodotta da Bastion Cycles [21]

Figura 1.21 MTB prodotta da Robot Bike [22]

Gli esempi riportati nelle Figura 1.20 e Figura 1.21 mostrano un'impostazione progettuale simile, declinata nelle differenti nature di questi mezzi. Entrambi i produttori hanno optato per produrre le zone geometricamente più complesse, con condizioni di carico più articolate mediante la tecnologia additiva, unendole mediante strutture in fibra di carbonio [22]. Questo ha permesso di avere maggior rigidità nelle aree di maggior deflessione e una rigidità minore in grado di filtrare meglio le vibrazioni negli snodi [21].

2 Analisi dei dati preliminari per la progettazione

In questa sezione dell'elaborato verranno presentate tutte le ipotesi, i dati e i risultati ottenuti al fine di poter ricavare le sollecitazioni, agenti sui componenti analizzati. I carichi a cui è soggetto l'intero motociclo verranno valutati a partire dalle caratteristiche geometriche e dal peso della moto originale. La successiva scomposizione, a livello di singoli elementi, verrà effettuata basandosi sulle nuove geometrie che saranno analizzate successivamente.

2.1 Valutazione caratteristiche fisiche e geometriche della moto originale

Poiché il progetto prevede la riprogettazione tramite ottimizzazione topologica, diventa elemento essenziale la conoscenza di carichi e vincoli. Nonostante gli ultimi siano di più facile reperimento, poiché conseguenza dell'accoppiamento dei vari componenti, discorso completamente diverso risulta essere quello relativo alle forze applicate all'intero motociclo. Infatti, la letteratura offre poche informazioni a riguardo, sia perché ogni casa produttrice cerca di mantenere elevati livelli di riservatezza sui propri prodotti, sia perché ogni veicolo presenta caratteristiche differenti e di conseguenza distribuzioni di carico diverse. Pertanto, si è deciso di superare il problema, ricavandole tramite formulazioni analitiche, a partire dalla conoscenza delle informazioni geometriche della moto d'epoca e dalla valutazione della massa del motociclo.

Nonostante questi aspetti subiranno consistenti modifiche a seguito della riprogettazione, causando quindi una diversa distribuzione dei carichi, si è ugualmente stabilito che l'approccio seguito è tale da permettere la migliore stima possibile. Infatti, sia partendo da informazioni ricavate dalla letteratura, che da dati forniti dai produttori, si incapperebbe in un problema analogo, se non addirittura maggiore, poiché si perderebbero completamente i riferimenti della moto di partenza.

La prima fase, costituita dalla valutazione delle caratteristiche geometriche e successivamente dall'individuazione del baricentro, avviene considerando sempre il sistema costituito da moto più pilota.

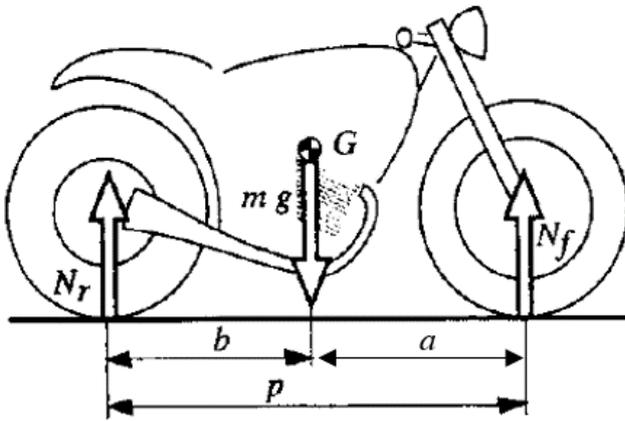


Figura 2.1 Pesata moto orizzontale [3]

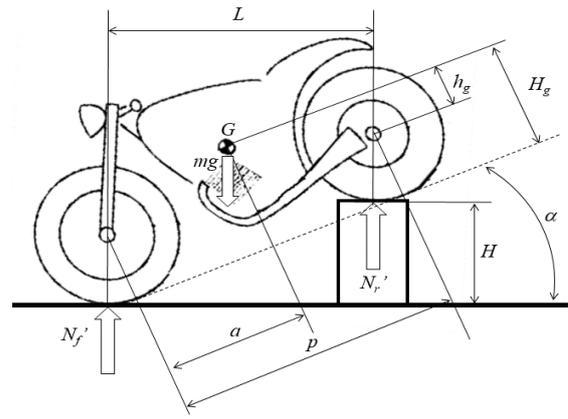


Figura 2.2 Pesata moto inclinata

Si è dapprima ricavato il passo p , misurando la proiezione a terra dei due centri ruota, dopo di che, tramite l'ausilio di due bilance, mantenendo il motociclo sul piano orizzontale, è stata calcolata la ripartizione dei carichi a terra tra ruota anteriore, N_F , e posteriore, N_R , e il peso dell'intero sistema, costituito da mezzo e guidatore (Figura 2.1). Tuttavia, a causa delle piccole oscillazioni durante la fase di misurazione, sono stati eseguiti cinque rilevamenti e poi mediati i valori riscontrati (Tabella 2.1).

<i>Pesata</i>	m_f [kg]	m_r [kg]	m [kg]
1	75,5	119,0	194,5
2	74,1	119,0	193,1
3	74,8	119,0	193,8
4	74,8	119,0	193,8
5	74,8	119,0	193,8
Media	74,8	119,0	193,8

Tabella 2.1 Pesate in configurazione orizzontale

Ciò ha consentito, tramite l'equazione 2.2 e 2.3, di ricavare la lunghezza del semi-passo anteriore, a , e posteriore, b .

La fase successiva consiste nell'individuazione dell'altezza baricentrica da terra, H_g . Si è così reso necessario il posizionamento inclinato, dell'intero sistema moto-pilota, e le misurazioni, tramite due bilance, dei pesi scaricati dalla ruota anteriore N'_F e posteriore N'_R (Figura 2.2). La strategia di rilevazione dei carichi è stata la stessa adottata nel caso precedente. Tuttavia, ad ulteriore conferma dei risultati ottenuti, si è deciso di ricavare il valore N'_R , nonostante non sia strettamente necessario per il calcolo di H_g (Tabella 2.2). In questo modo è stato possibile controllare eventuali errori di misurazione tramite la valutazione del peso complessivo del motociclo più guidatore.

2 - Analisi dei dati preliminari per la progettazione

<i>Pesata</i>	m_f' [kg]	m_r' [kg]	m [kg]
1	97,9	95,9	193,8
2	98	95,8	193,8
3	98,1	95,7	193,8
4	97	96,8	193,8
5	98,3	95,6	193,8
Media	97	96,8	193,8

Tabella 2.2 Pesate in configurazione inclinata

Definito inoltre, tramite informazioni geometriche (equazione 2.1), il valore dell'angolo α , è stato possibile calcolare l'altezza del baricentro h_g rispetto all'asse ruota (equazione 2.2 e 2.3).

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{H}{L} \quad 2.1$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_F + N_R = m \cdot g \\ N_F \cdot p = m \cdot g \cdot b \\ N_F' \cdot p \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot b + m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot h_g = 0 \end{array} \right. \quad 2.2$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a + b = p \\ m = \frac{N_F + N_R}{g} = m_F + m_R \\ b = \frac{N_F \cdot p}{m \cdot g} = \frac{N_F \cdot p}{N_F + N_R} = \frac{m_F \cdot p}{m_F + m_R} \\ h_g = \frac{-N_F' \cdot p \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot b}{m \cdot g \cdot \sin \alpha} = \frac{-m_F' \cdot p \cdot \cos \alpha + m \cdot \cos \alpha \cdot b}{m \cdot \sin \alpha} \\ a = p - b \end{array} \right. \quad 2.3$$

Tuttavia, per ottenere l'altezza baricentrica rispetto al suolo H_g , è necessario sommare al valore precedentemente ottenuto h_g , la distanza dei centri ruota da terra. Poiché il motociclo analizzato non presenta ruote con lo stesso diametro tra anteriore e posteriore, si è ritenuto accettabile approssimarne la distanza con la media dei loro raggi R_f e R_r (equazione 2.4) [3].

$$H_g = h_g + \frac{R_f + R_r}{2} \quad 2.4$$

Si riportano di seguito le misure delle grandezze precedentemente descritte (Tabella 2.3 e Tabella 2.4).

<i>Dati</i>		
R_f	330	mm
R_r	300	mm
H	510	mm
L	1355	mm
α	20,6	°

Tabella 2.3 Dati geometrici

<i>Risultati</i>		
p	1475	mm
a	906	mm
b	569	mm
h_g	466	mm
H_g	781	mm

Tabella 2.4 Caratteristiche geometriche sistema moto-pilota

2.2 Rimodellazione del telaio e reverse engineering

Al fine di ottenere un modello CAD dettagliato della moto di partenza è stato necessario effettuare un'operazione di *reverse engineering*. Questa fase riveste una marcata importanza in quanto influenzerà tutti gli step della riprogettazione.

Per riprodurre, nel modo più fedele possibile, le geometrie originali, ci si è serviti dell'ausilio di strumenti di scansione laser ed ottici. In particolar modo sono stati utilizzati il Faro Edge (presente in *BeamIT*) (Figura 2.51) e il Gom Atos Compact Scan (presente in *Bercella S.R.L.*) (Figura 2.4). Questi strumenti sono in grado di scansionare i componenti desiderati, realizzando una nuvola di punti dalla quale è possibile effettuare una operazione di ricostruzione delle superfici.

Nonostante il fine di utilizzo sia lo stesso, il meccanismo di scansione risulta differente:

- ✓ il primo è costituito da una sorgente laser, montata su un braccio snodato, a sua volta fissato ad una piattaforma fissa, che ne limita il volume massimo di lavoro;
- ✓ il secondo si compone di due ottiche, fissate su una struttura in grado di essere movimentata facilmente. La rilevazione avviene tramite lo spostamento del dispositivo attorno al componente da analizzare, riducendo sensibilmente i vincoli dimensionali presenti con lo strumento precedente, a discapito però di una minore precisione di rilevazione.



Figura 2.3 Faro Edge [23]



Figura 2.4 Gom Atos Compact Scan [24]

Nonostante i file di output possano essere di diverso formato, in funzione del produttore della macchina e del tipo di software utilizzato, si è deciso di lavorare in entrambi i casi con file *.stl*, ossia triangolazioni che approssimano le superfici, poiché estensioni interpretabili dai programmi di CAD e CAE utilizzati, quali *SolidWorks* e *HyperMesh*. Questi ultimi rivestono una grande importanza in quanto indispensabili per la realizzazione di geometrie matematiche. Non è infatti possibile, tramite i due strumenti di rilevazione citati, ottenere automaticamente un modello matematico dell'oggetto scansionato ma è necessaria la rimodellazione manuale di tutte le superfici.

Indirizzando l'analisi verso i singoli componenti, il primo ad essere rimodellato è stata la culla del motore (Figura 2.5).



Figura 2.5 Telaio originale culla motore

A causa del suo elevato ingombro per la scansione si è utilizzato lo strumento Gom Atos Compact Scan, con il quale è stato possibile ricavare una triangolazione di tutte le superfici (Figura 2.6).

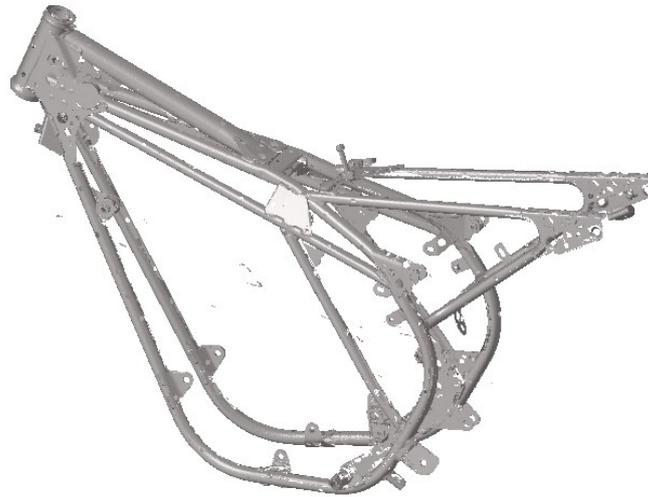


Figura 2.6 Stl telaio culla motore

Il passo successivo consiste nella modellazione parametrica tramite software *SolidWorks*. Tuttavia, a causa della loro complessità, è necessario utilizzare, insieme al programma di CAD, la suite di *HyperMesh*. Infatti, dal punto di vista operativo, la principale difficoltà riscontrata consiste nell'individuazione dei piani, su cui realizzare gli schizzi, e degli assi, lungo i quali far crescere gli elementi tubolari.

Per ovviare a questo problema è stata dapprima importata la triangolazione sul programma di *Altair*, con il quale sono stati realizzati dei piani di riferimento, selezionandone tre nodi, appartenenti a una superficie piana. Le geometrie così create sono state successivamente caricate su *SolidWorks*, con il quale si sono realizzate le diverse forme, guidandole tramite l'ausilio dell'.*stl*, inserito nello spazio di modellazione e ricavando le misure con metro e calibro. Tuttavia, a causa della struttura tubolare del telaio, non è stato sufficiente limitarsi alla generazione di piani: in una fase successiva, tramite il medesimo procedimento, adottato precedentemente su *HyperMesh*, sono stati creati gli assi con i quali è stato possibile realizzare, per mezzo di *SolidWorks*, i vari componenti tubolari nel modo più realistico possibile (Figura 2.7).

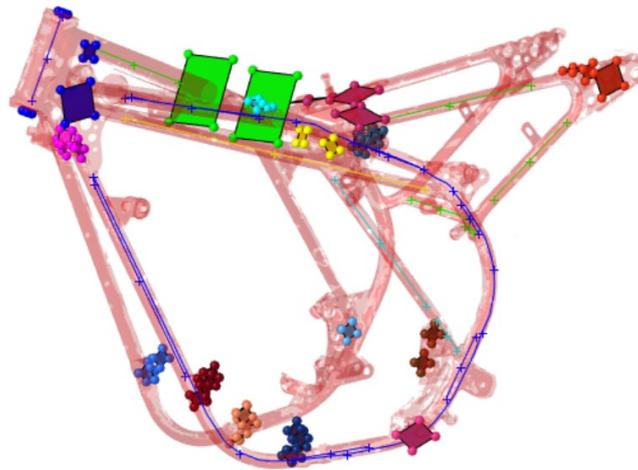


Figura 2.7 Geometrie di riferimento realizzate su HyperMesh

Tuttavia, poiché il telaio deve interfacciarsi in modo corretto con i nuovi componenti, realizzati con tecniche additive, si è posta particolare attenzione alla modellazione di questi punti di connessione. Inoltre, si è cercato di riprodurre con cura la geometria del canotto sterzo, in quanto risulta essere l'area avente la migliore qualità di scansione, al fine di posizionare i riferimenti necessari per orientare correttamente nello spazio l'intero telaio (Figura 2.8). In particolar modo, durante la fase di riprogettazione, si sfrutterà l'asse del canotto sterzo per poter variare l'angolo di sterzo e quindi modificare l'orientamento spaziale di tutto il motociclo.

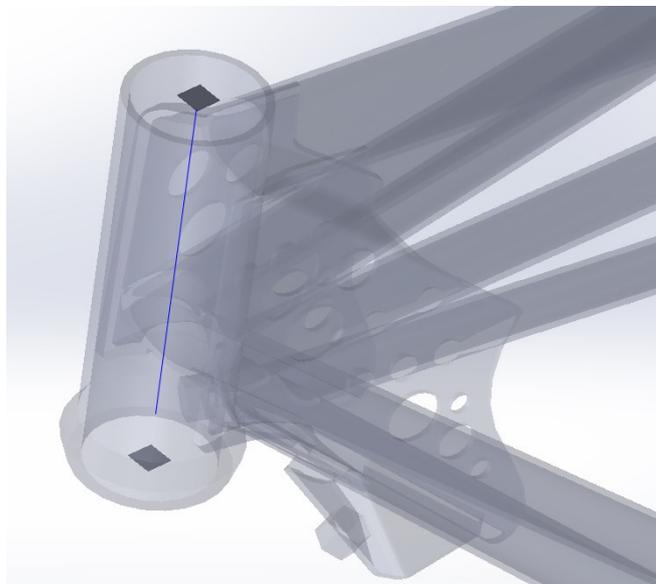


Figura 2.8 Dettaglio: asse del canotto di sterzo

Poiché la struttura tubolare della culla telaio risulta essere simmetrica, è stata modellata solo la metà che presentava la miglior qualità di scansione e successivamente specchiata rispetto al piano di simmetria generato mediante i riferimenti realizzati su *HyperMesh*. Per verificare la

bontà della rimodellazione è stato eseguito un confronto tra il modello *.stl* e quello matematico (Figura 2.9).

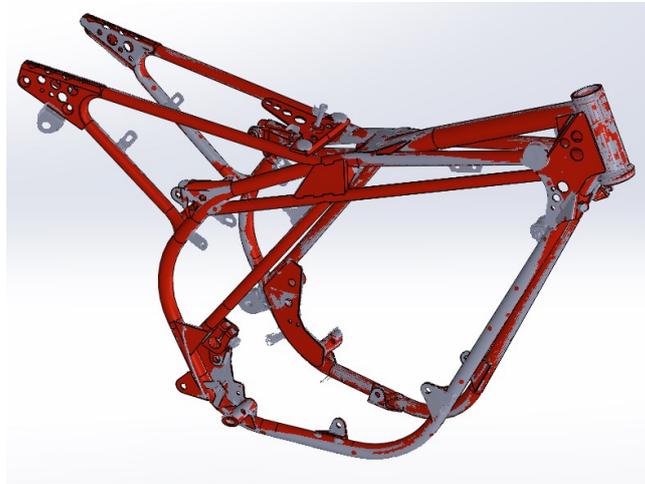


Figura 2.9 Confronto modello CAD telaio (rosso) e stl (grigio)

È stato così ottenuto il modello finale della culla motore presente in Figura 2.10.

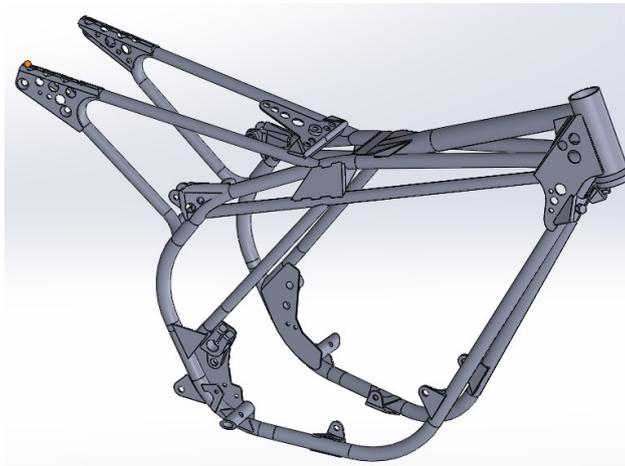


Figura 2.10 Modello CAD finale del telaio

Lo stesso procedimento è stato adottato anche per quanto riguarda il forcellone originale, mostrato in Figura 2.11.



Figura 2.11 Forcellone originale

Anche in questo caso si è partiti dal modello *.stl*, ricavato tuttavia tramite il Faro (Figura 2.12). Il suo utilizzo è stato possibile a causa delle modeste dimensioni del componente trattato.

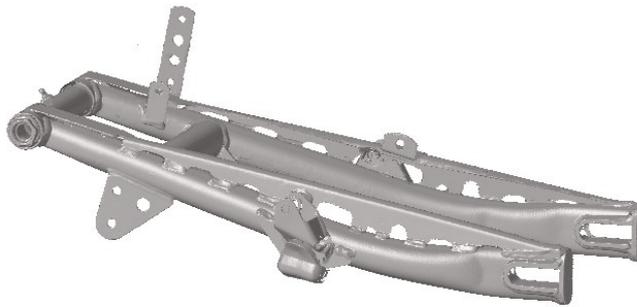


Figura 2.12 Stl forcellone originale

Il componente così ottenuto (Figura 2.13) è stato successivamente utilizzato per posizionare correttamente l'asse-ruota posteriore. Inoltre, si è rivelato particolarmente utile per verificare, tramite analisi strutturali, la bontà dei carichi stimati che saranno successivamente utilizzati nelle ottimizzazioni.

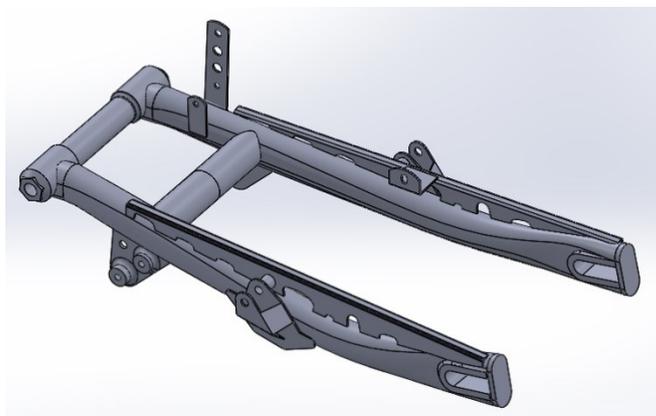


Figura 2.13 Modello CAD finale del forcellone originale

Parallelamente all'attività di *reverse engineering*, si è avviata la collaborazione con l'azienda biellese *Pz5 Cobra*, la quale ha fornito un mozzo anteriore *aftermarket* dedicato al Flat Track, quindi privo della flangia porta disco (Figura 2.14).



Figura 2.14 Mozzo anteriore Flat Track, prodotto da PZ5 Cobra

Poiché inizialmente il progetto prevedeva anche la realizzazione di canali ruota tubeless in fibra di carbonio, si era presentata l'esigenza di conoscere e modellare nel dettaglio l'angolazione della raggiatura, in modo da poter posizionare e allineare correttamente i fori, sedi dei raggi, evitando perdite di pressione e malfunzionamenti. Tuttavia, si è successivamente deciso di accantonare questo progetto favorendo, in prima istanza, la realizzazione degli altri componenti strutturali del motociclo, reperendo i canali dall'azienda *Pz5 Cobra*. Il mozzo modellato è stato dunque sfruttato per la valutazione dei distanziali, necessari per il corretto accoppiamento con i piedini delle forcelle. Inoltre, si prevede che, a progetto concluso, possa diventare un elemento di marketing, consentendo la realizzazione di un rendering accurato dell'intero mezzo.

Poiché il CAD è stato realizzato con l'intento di ottenere la corretta inclinazione della raggiatura, si è rivolta particolare attenzione nel riprodurre, in modo dettagliato, le sedi dei raggi. Operativamente, tramite il risultato della scansione in background su *SolidWorks* e le misurazioni tramite calibro del mozzo originale, si è realizzato il corpo del componente. Successivamente, utilizzando *HyperMesh* sono stati create le superfici dei vari alloggiamenti (Figura 2.15).

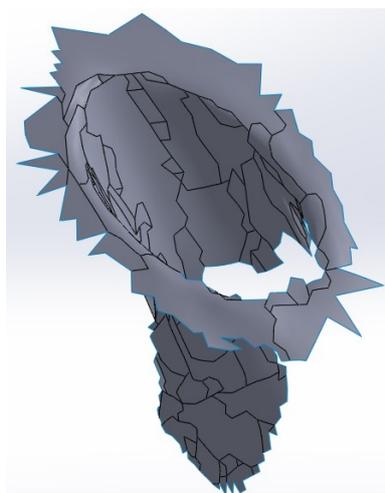


Figura 2.15 Superficie foro raggio, ricostruita tramite HyperMesh

Queste, importate sul software di CAD, hanno costituito il riferimento per la realizzazione delle cavità (Figura 2.16).

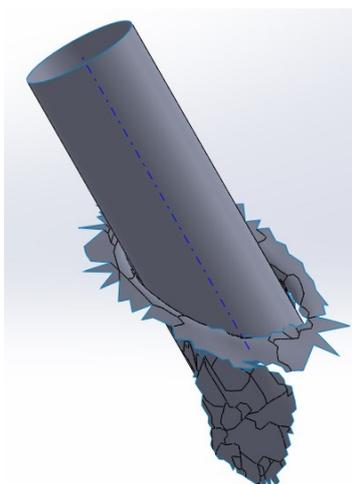


Figura 2.16 Asse foro raggio, ricavato su SolidWorks

Il componente realizzato (Figura 2.17) è stato l'ultimo rimodellato durante la fase preliminare alla progettazione del motociclo.

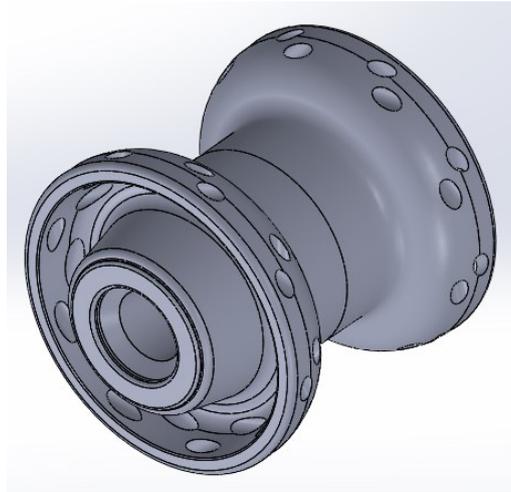


Figura 2.17 Modello CAD mozzo anteriore Flat Track PZ5 Cobra

Tuttavia, nella creazione dei modelli utilizzati per effettuare le ottimizzazioni topologiche, ci si è imbattuti in problemi di ingombro causati dalla nuova dimensione degli pneumatici. In particolar modo il nuovo copertone posteriore risulta essere significativamente più grosso rispetto all'originale, in accordo con le specifiche tecniche dei motocicli da Flat Track, non permettendo così il passaggio della catena.

Si è così reso indispensabile un successivo rilevamento, in questo caso del pignone, per poter conoscere in modo corretto la posizione della linea catena. Poiché la zona da scansionare è di dimensioni ridotte è stato possibile utilizzare il Faro. Tuttavia, per inserire le nuove geometrie sul modello del telaio, precedentemente realizzato, nella posizione corretta, è stato necessario allineare la nuova scansione con la precedente. Questo giustifica la scelta di rilevare, oltre al pignone, anche altre zone, prestando particolare attenzione al canotto sterzo (Figura 2.18). Quest'ultimo è stato utilizzato per facilitare l'allineamento della nuova triangolazione .stl con il modello CAD della culla del motore.

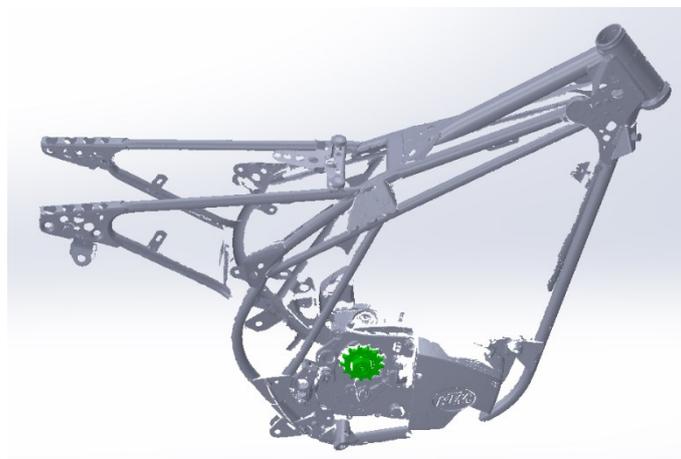


Figura 2.18 Stl pignone motore

Dopo di che, come in precedenza, sono stati disegnati i piani e gli assi, e successivamente estruse le geometrie, ottenendo il modello matematico mostrato in Figura 2.19.

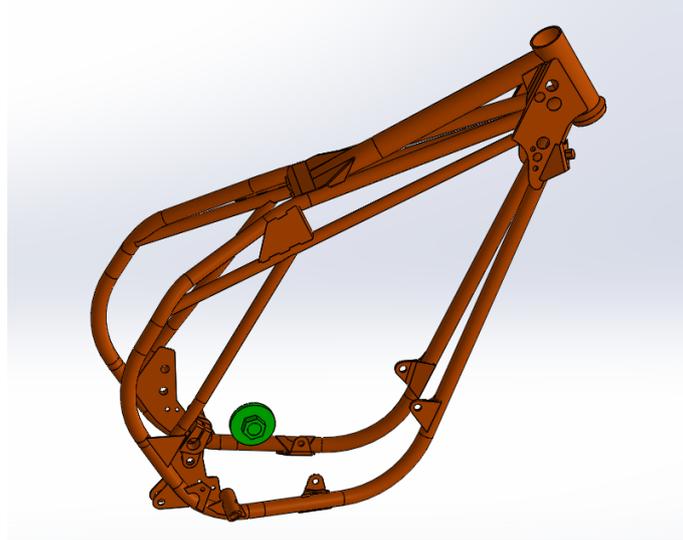


Figura 2.19 CAD culla motore con pignone motore

Di seguito, viene riportato un *flow chart*, che riporta schematicamente le fasi seguite durante la rimodellazione dei componenti tramite tecnologie di *reverse engineering* (Figura 2.20).

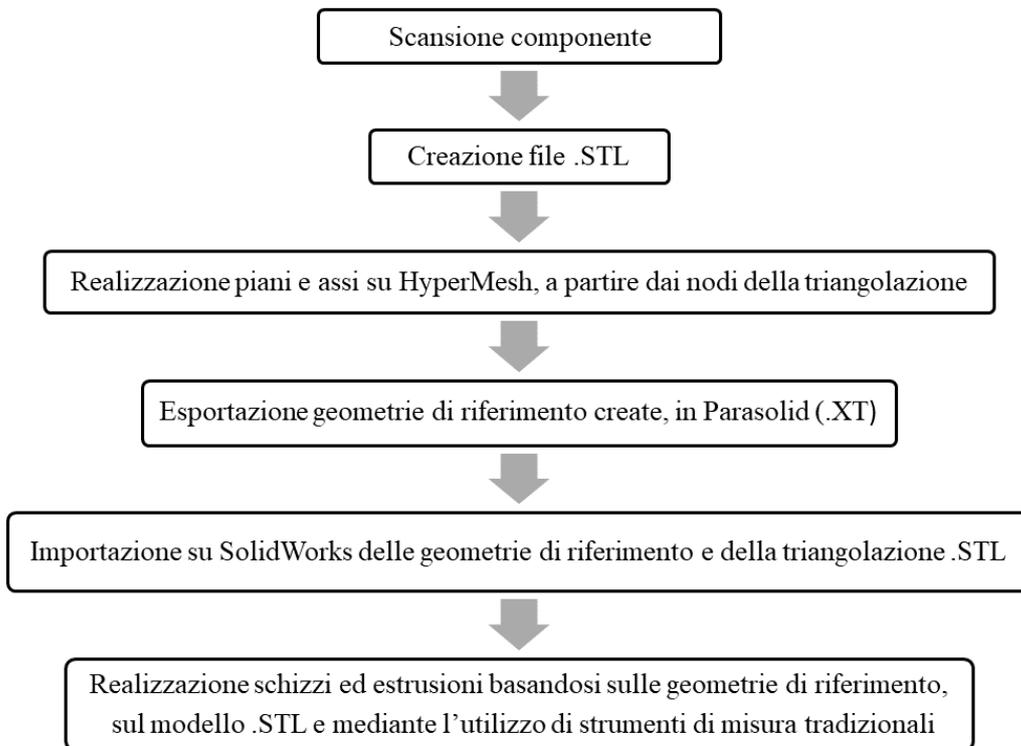


Figura 2.20 Flow chart rimodellazione geometrie originali

2.3 Ipotesi preliminari

Nella fase antecedente la realizzazione dei modelli e la riprogettazione, si è valutato quali componenti mantenere del motociclo di partenza. A seguito di considerazioni legate a tempistiche, complessità e costi di realizzazione, si è deciso di mantenere la culla del motore, del *KTM 250 GS80*, e il relativo motore. Questo è stato ulteriormente giustificato da aspetti di marketing: infatti si è constatato che l'accostamento tra componenti appartenenti al secolo scorso con altri realizzati tramite due delle tecnologie più recenti presenti tutt'ora sul mercato, costituisca un elemento strategico nella promozione del nuovo prodotto. Pertanto, l'intero progetto prevede la realizzazione tramite Additive Manufacturing di:

- Pinza freno
- Supporto pinza freno
- Piastre di sterzo
- Staffa di collegamento tra ammortizzatore posteriore e telaio motore
- Pedane

I compositi in fibra di carbonio saranno invece adottati per la creazione del telaietto sella e applicati, insieme alle tecnologie additive, per la struttura del forcellone.

Per poter procedere alla realizzazione dei modelli, relativi ai componenti trattati, è necessario stimarne i carichi. Questi verranno ricavati a partire dal motociclo di partenza, ma non senza comportare delle criticità, poiché, variando la geometria, il nuovo mezzo presenterà caratteristiche sensibilmente diverse. Per cercare di sopperire a questa problematica, sono state considerate conservativamente le configurazioni più critiche. In tal modo si è riusciti a reperire gli sforzi agenti sui diversi componenti, senza sottostimarli. Inoltre, per ulteriore cautela, si è considerato un Coefficiente di Sicurezza (CS) ≥ 2 per tutti i componenti.

Lo svantaggio di questo approccio è una possibile sovrastima del materiale richiesto per ciascuna parte. Pertanto potrebbe essere vantaggioso prevedere una nuova versione del motociclo in cui la stima dei carichi, necessari per eseguire le ottimizzazioni, verrà effettuata su un primo prototipo del mezzo riprogettato.

Poiché tutti i carichi sono stati ricavati a partire dalla conoscenza delle accelerazioni e delle decelerazioni del veicolo, le ipotesi e i modelli adottati rivestono una grande importanza.

Si sono impiegate le seguenti semplificazioni:

- ✓ La prima scelta progettuale effettuata è stata quella di stimare la decelerazione massima ipotizzando la presenza di un freno agente anche sulla ruota anteriore. Ciò ha influenzato sia i trasferimenti di carico sia il dimensionamento del freno stesso. È stato infatti progettato al fine di garantire le prestazioni necessarie per un montaggio anche all'avantreno. La scelta, oltre ad aumentare la sicurezza del mezzo, è stata effettuata in

ottica futura, in modo da avere componenti in grado di sopportare i carichi derivanti da un freno anteriore, nell'ipotesi di una sua successiva implementazione.

- ✓ Il coefficiente di attrito ruota-terreno è stato stimato come se lo pneumatico interagisse con l'asfalto asciutto e non, come succede nelle competizioni di Flat Track, con una superficie di terra battuta. Il valore così ottenuto risulta essere pari a $\mu = 0,97$ [25].
- ✓ Un'altra rilevante ipotesi adottata riguarda il modello del motociclo in curva. Quello che è stato utilizzato prevede che il veicolo non presenti alcun moto di rollio, durante la conduzione delle curve. Questa scelta, seppur lontana dal comportamento reale del mezzo, risulta particolarmente cautelativa durante il dimensionamento, soprattutto per quanto riguarda le piastre di sterzo e il forcellone. In questo caso, tutta la reazione laterale dello pneumatico con il terreno viene trasmessa alle parti strutturali della moto puramente come forza trasversale, senza la componente che giace sul piano di simmetria del veicolo, che andrebbe a produrre solo una compressione delle sospensioni. Quest'ultimo contributo verrà tenuto in conto, al fine del dimensionamento, mediante la massima forza che sia le forcelle, sia il mono-ammortizzatore riescono a generare come reazione al loro affondamento.
- ✓ Un'altra significativa ipotesi è stata effettuata durante l'analisi dei diagrammi di corpo libero delle parti soggette a riprogettazione. Infatti, si è trascurata la reazione di inerzia della loro massa, soggetta al campo di accelerazione. Questa scelta è stata dettata dal fatto che la sua influenza andrebbe a ridurre l'intensità delle reazioni vincolari e di conseguenza a produrre una sollecitazione inferiore sul componente.
- ✓ Un'ulteriore scelta consiste nell'aver trascurato, ai fini del calcolo della massima accelerazione del veicolo, sia le forze resistenti, aerodinamica e di rotolamento, sia la quota parte rotazionale dell'inerzia presente sul veicolo. Così facendo l'accelerazione del veicolo, che sarà descritta nel paragrafo successivo, risulterà superiore, comportando una reazione ruota-terreno in accelerazione maggiore.

2.4 Carichi agenti sul motociclo

La stima dei carichi agenti sul motociclo è una conseguenza delle accelerazioni longitudinali a cui il veicolo è soggetto. Queste sono state ricavate mediante formule analitiche, presenti in letteratura, nelle condizioni limite di aderenza e limite di impennamento.

Trattando il caso del veicolo in accelerazione, come rappresentato nel diagramma di corpo libero dell'intero mezzo (Figura 2.21), le forze che entrano in gioco sono la forza peso e la reazione inerziale del sistema moto-pilota, applicata nel loro baricentro. Inoltre, vi è la spinta

longitudinale della ruota posteriore (ruota di trazione) con il terreno e le reazioni vincolari ruota terreno, in direzione Z.

Come indicato in precedenza, per tutta la trattazione saranno trascurati il carico aerodinamico e la resistenza al rotolamento dello pneumatico.

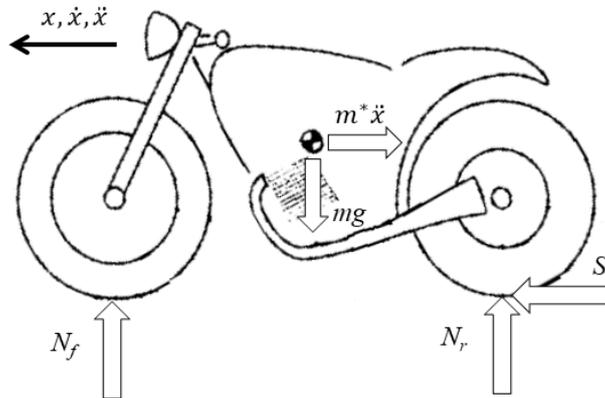


Figura 2.21 D.C.L. sistema moto-pilota in accelerazione

Scrivendo l'equilibrio del sistema mostrato (Figura 2.21) si ottengono le seguenti equazioni (equazione 2.5):

$$\begin{cases} N_f + N_r - mg = 0 \\ S_r - m^* \ddot{x} = 0 \\ N_r \cdot p - mg \cdot (p - b) - m^* \ddot{x} \cdot H_g = 0 \end{cases} \quad 2.5$$

Nell'equilibrio alla traslazione orizzontale appare il termine m^* che rappresenta la massa ridotta del sistema in esame. Questa è la massa del sistema fittizio (equazione 2.7), traslante con la stessa legge di moto del veicolo reale, tale che la sua energia cinetica sia pari all'energia cinetica complessiva del sistema reale (equazione 2.6), la quale comprende i contributi dovuti alle masse traslanti e a quelle rotanti (Figura 2.22) [3].

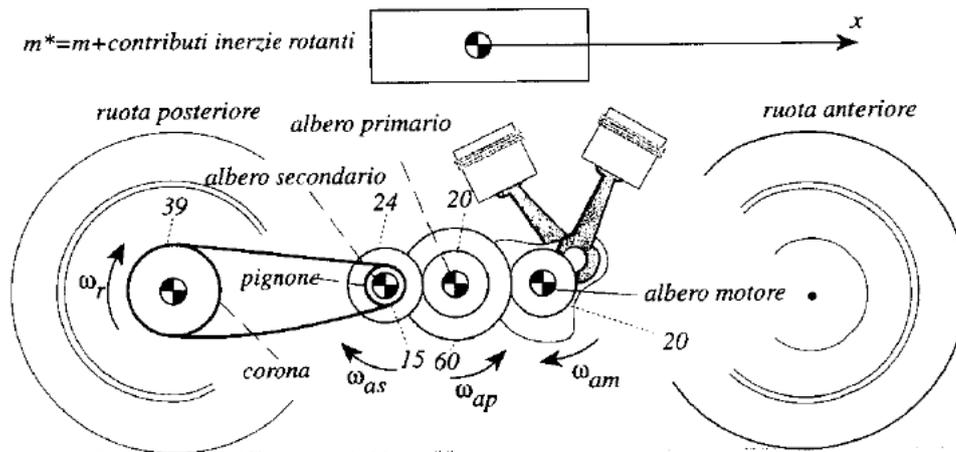


Figura 2.22 Masse rotanti del motociclo [3]

$$\frac{1}{2} \cdot m^* \cdot \dot{x}^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \cdot I\omega_r \cdot \omega_r^2 + \frac{1}{2} \cdot I\omega_f \cdot \omega_f^2 + \frac{1}{2} \cdot I\omega_m \cdot \omega_m^2 + \frac{1}{2} \cdot I\omega_{ap} \cdot \omega_{ap}^2 + \frac{1}{2} \cdot I\omega_{as} \cdot \omega_{as}^2 \quad 2.6$$

$$m^* = m + I\omega_r \cdot \tau_r^2 + I\omega_f \cdot \tau_f^2 + I\omega_m \cdot \tau_m^2 + I\omega_{ap} \cdot \tau_{ap}^2 + I\omega_{as} \cdot \tau_{as}^2 \quad 2.7$$

In cui:

- m Massa del motociclo
- $I\omega_r$ Inerzia della ruota posteriore
- $I\omega_f$ Inerzia della ruota anteriore
- $I\omega_m$ Inerzia del motore
- $I\omega_{ap}$ Inerzia dell'albero primario
- $I\omega_{as}$ Inerzia dell'albero secondario
- τ_ω Rapporto di velocità tra la velocità angolare ω e la velocità lineare \dot{x}

Considerando il caso di accelerazione in condizioni limite di aderenza, al fine di evitare lo slittamento della ruota posteriore, noto il coefficiente di attrito pneumatico-asfalto μ , si ottiene la relazione in equazione 2.8:

$$S_{r \max} = \mu \cdot N_r \quad 2.8$$

Unendo le equazioni 2.5 e 2.8 si ottiene la massima accelerazione del sistema moto-pilota in condizioni limite di aderenza (equazione 2.9):

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot \mu \cdot \left(\frac{p-b}{p}\right) \cdot \frac{m}{m^*}}{1 - \frac{\mu \cdot H_g}{p}} \quad 2.9$$

A causa dell'elevata difficoltà nella valutazione dei contributi rotazionali della massa ridotta, m^* si è deciso di considerare conservativamente soltanto i termini inerziali legati alla traslazione, ottenendo di conseguenza la relazione in equazione 2.10.

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot \mu \cdot \left(\frac{p-b}{p}\right)}{1 - \frac{\mu \cdot H_g}{p}} \quad 2.10$$

Considerando, invece, il caso di accelerazione in condizione limite di impennamento, si ha che il valore massimo è quello che produce un carico verticale nullo sulla ruota anteriore (equazione 2.11). Questa condizione segna l'inizio del fenomeno di impennamento del motociclo.

$$N_f = 0 \quad 2.11$$

Analizzando il sistema 2.5 e la relazione 2.11 si ottiene la massima accelerazione in condizioni di incipiente impennamento (equazione 2.12):

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot b}{H_g} \cdot \frac{m}{m^*} \quad 2.12$$

Trascurando i termini legati all'inerzia rotazionale si ottiene la relazione seguente (equazione 2.13):

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot b}{H_g} \cdot \quad 2.13$$

I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 2.5. Poiché la condizione che sancisce la massima accelerazione a cui può arrivare il sistema moto-pilota risulta essere quella che si verifica per prima, il limite di impennamento identifica l'accelerazione massima ottenibile.

<i>Accelerazioni analitiche</i>		
	<i>Limite di aderenza</i>	<i>Limite di impennamento</i>
$\ddot{x}_{max} \left[\frac{m}{s^2} \right]$	12,0	7,1

Tabella 2.5 Accelerazioni analitiche

Trattando il caso del motociclo in decelerazione (Figura 2.23), come nel caso precedente, le forze che entrano in gioco sono la forza peso e la reazione inerziale del sistema moto-pilota. Inoltre, oltre alle reazioni vincolari verticali ruota-terreno, compaiono le due reazioni longitudinali, dovute alla frenata, sulla ruota anteriore e su quella posteriore.

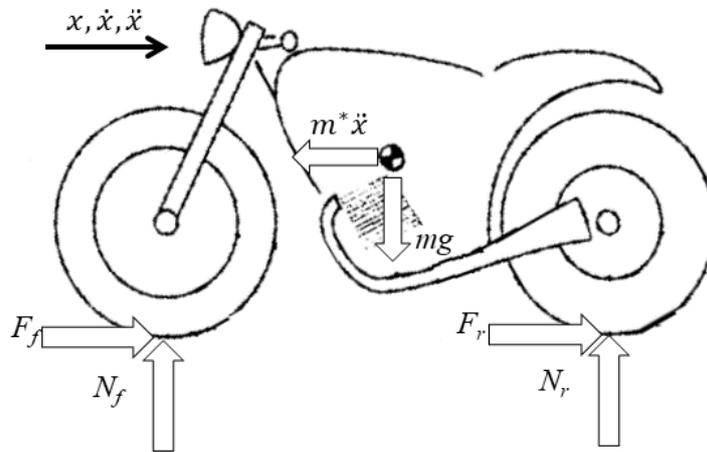


Figura 2.23 D.C.L. sistema moto-pilota in decelerazione

Scrivendo l'equilibrio del sistema mostrato (Figura 2.23) si ottengono le seguenti equazioni (equazione 2.14):

$$\begin{cases} N_f + N_r - mg = 0 \\ F_f + F_r - m^* \ddot{x} = 0 \\ N_r \cdot p - mg \cdot (p - b) + m^* \ddot{x} \cdot H_g = 0 \end{cases} \quad 2.14$$

Considerando la condizione di frenata al limite di aderenza, con il solo freno all'anteriore, si ottengono le relazioni in equazione 2.15:

$$\begin{aligned} F_{f \max} &= \mu \cdot N_f \\ F_{r \max} &= 0 \end{aligned} \quad 2.15$$

Inserendole nel sistema 2.14 si ottiene la decelerazione massima (equazione 2.16):

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot \mu \cdot \frac{b}{p} \cdot \frac{m}{m^*}}{1 - \frac{\mu \cdot H_g}{p}} \quad 2.16$$

Trascurando le inerzie rotazionali del sistema la relazione diviene quella in 2.17:

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot \mu \cdot \frac{b}{p}}{1 - \frac{\mu \cdot H_g}{p}} \quad 2.17$$

Per quanto riguarda la condizione di frenata al limite di aderenza, con la presenza del solo freno posteriore, come avviene nelle competizioni di Flat Track, si verificano le seguenti relazioni (equazione 2.18):

$$\begin{aligned} F_{f \max} &= 0 \\ F_{r \max} &= \mu \cdot N_r \end{aligned} \quad 2.18$$

Tenendo conto delle relazioni 2.18 e del sistema 2.14, trascurando le inerzie rotazionali, si ottiene la massima decelerazione in equazione 2.19.

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot \mu \cdot \left(\frac{p-b}{p}\right)}{1 + \frac{\mu \cdot H_g}{p}} \quad 2.19$$

Considerando la condizione ideale di frenata, in cui entrambe le ruote arrivano al bloccaggio nello stesso istante, ossia una situazione di limite di aderenza con i freni montati sia sulla ruota anteriore che su quella posteriore, si otterrebbero le seguenti relazioni (equazione 2.20):

$$\begin{aligned} F_{f \max} &= \mu \cdot N_f \\ F_{r \max} &= \mu \cdot N_r \end{aligned} \quad 2.20$$

Tenendo conto della seconda equazione del sistema 2.14 e le equazioni 2.20, trascurando come nei casi precedenti tutti i contributi legati alle inerzie rotazionali, si ottiene la massima decelerazione che il motociclo è in grado di compiere (equazione 2.21).

$$\ddot{x}_{max} = g \cdot \mu \quad 2.21$$

Infine, è stata calcolata la decelerazione che provocherebbe la condizione limite di ribaltamento, tale per cui il carico verticale sulla ruota posteriore si annulli. Questo caso conduce alla scrittura della relazione seguente (equazione 2.22):

$$\begin{aligned} N_r &= 0 \\ F_r &= 0 \end{aligned} \quad 2.22$$

Inserendo le equazioni appena ottenute (equazione 2.22) nel sistema dell'equilibrio del motociclo in frenata (equazione 2.14) si ottiene la decelerazione che sancisce l'inizio del fenomeno del ribaltamento (equazione 2.23).

$$\ddot{x}_{max} = \frac{g \cdot (p - b)}{H_g} \quad 2.23$$

I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 2.6. Come si può notare, la condizione limite di ribaltamento è quella che presenta la decelerazione maggiore, indicando che il fenomeno che avviene prima è la perdita di aderenza degli pneumatici con il terreno. Questa peculiarità è dovuta al fatto che le operazioni di pesatura, eseguite per la valutazione del baricentro, sono state effettuate con il pilota in posizione seduta sulla sella. Ciò provoca un arretramento del centro di massa, andando a ostacolare il fenomeno del ribaltamento. Risultati differenti si sarebbero presumibilmente ottenuti con il pilota in piedi sulle pedane, tipica posizione di guida fuori strada.

<i>Decelerazioni analitiche</i>				
	<i>Limite di aderenza anteriore</i>	<i>Limite di aderenza posteriore</i>	<i>Frenata ideale</i>	<i>Limite di ribaltamento</i>
$\ddot{x}_{max} \left[\frac{m}{s^2} \right]$	7,6	3,9	9,5	11,4

Tabella 2.6 Decelerazioni analitiche

Al fine del dimensionamento dei componenti, la decelerazione massima che si è adottata per la riprogettazione della pinza freno risulta essere quella ottenuta in condizioni limite di aderenza con il solo freno all'anteriore. Questo risultato infatti garantisce una maggior sicurezza in fase progettuale, nonostante la realtà del mezzo da Flat Track preveda un unico freno al posteriore. Per il dimensionamento delle piastre di sterzo, invece, si è adottata la decelerazione ottenuta in condizioni di frenata ideale, in modo da avere maggiori margini di sicurezza su un componente così critico.

Ottenute le accelerazioni e le decelerazioni massime è stato possibile ricavare le reazioni longitudinali e laterali scaturite dal contatto ruota-terreno. Poiché i valori di interesse sono i massimi ottenibili, le forze laterali sono state ricavate all'anteriore nella condizione di maggior decelerazione e al posteriore nel caso di massima accelerazione (Figura 2.24). Infatti, esse sono state calcolate come la massima forza che lo pneumatico è in grado di trasmettere al suolo, conseguenza del trasferimento di carico ottenuto in accelerazione dalla condizione limite di impennamento e in decelerazione dalla condizione limite di aderenza con il solo freno anteriore e di frenata ideale.

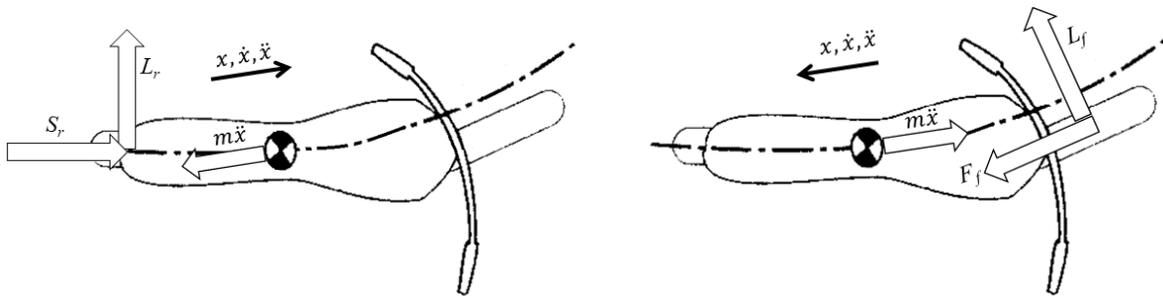


Figura 2.24 Massime forze laterali scaricabili a terra [3]

Considerando, dunque, il caso del motociclo in fase di accelerazione si otterranno a partire dall'equazione 2.5, sempre trascurando le inerzie rotazionali, le seguenti relazioni (equazione 2.24).

$$\begin{cases} S_{r \max} = m\ddot{x}_{\max} \\ N_{r \max} = m \cdot \left[g \cdot \frac{(p-b)}{p} + \ddot{x}_{\max} \cdot \frac{H_g}{p} \right] \end{cases} \quad 2.24$$

Da cui ne consegue la massima forza laterale sulla ruota posteriore (equazione 2.25):

$$L_{r \max} = \mu \cdot N_{r \max} \quad 2.25$$

I massimi carichi a cui è soggetto lo pneumatico posteriore sono riportati in Tabella 2.7:

Massimi carichi ruota posteriore in condizione limite di impennamento	
$S_{r \max}$ [N]	1386
$N_{r \max}$ [N]	1902
$L_{r \max}$ [N]	1845

Tabella 2.7 Massimi carichi ruota posteriore

Valutando, invece, il caso del veicolo in fase di decelerazione si otterranno a partire dall'equazione 2.14 le seguenti relazioni (equazione 2.26).

$$\begin{cases} F_{f \max} = m\ddot{x}_{\max} \\ N_{f \max} = m \cdot \left[g \cdot \frac{b}{p} + \ddot{x}_{\max} \cdot \frac{H_g}{p} \right] \end{cases} \quad 2.26$$

La massima forza laterale, agente sulla ruota anteriore, vale dunque (equazione 2.27):

$$L_{f \max} = \mu \cdot N_{f \max} \quad 2.27$$

I massimi carichi agenti sullo pneumatico anteriore, in condizioni limite di aderenza, con il solo freno anteriore, sono riportati in Tabella 2.8.

Massimi carichi ruota anteriore in condizione limite di aderenza	
$F_{f \max}$ [N]	1464
$N_{f \max}$ [N]	1509
$L_{f \max}$ [N]	1464

Tabella 2.8 Massimi carichi ruota anteriore, limite di aderenza

Mentre, i carichi agenti in condizione di frenata ideale sono riportati in Tabella 2.9.

Massimi carichi ruota anteriore in condizione di frenata ideale	
$F_{f \max}$ [N]	1660
$N_{f \max}$ [N]	1711
$L_{f \max}$ [N]	1660

Tabella 2.9 Massimi carichi ruota anteriore, frenata ideale

2.5 Studio del nuovo assetto e della componentistica del motociclo da Flat Track

Una volta stimati i carichi agenti sul motociclo, sono state definite le nuove geometrie, in linea con i le caratteristiche tipiche del Flat Track.

2.5.1 Culla del motore

Le prime considerazioni effettuate sono state fatte sulla culla del motore (non soggetta a riprogettazione). Si è ridotto l'angolo di sterzo, sino a 25° , mantenendo un'altezza rispetto al suolo di 250 mm (Figura 2.25) [26].

Fissata nello spazio l'orientazione del telaio, è stata posizionata la ruota posteriore. Si è deciso di conservare la distanza originale tra il suo asse e il punto di fissaggio del forcellone con il telaio.

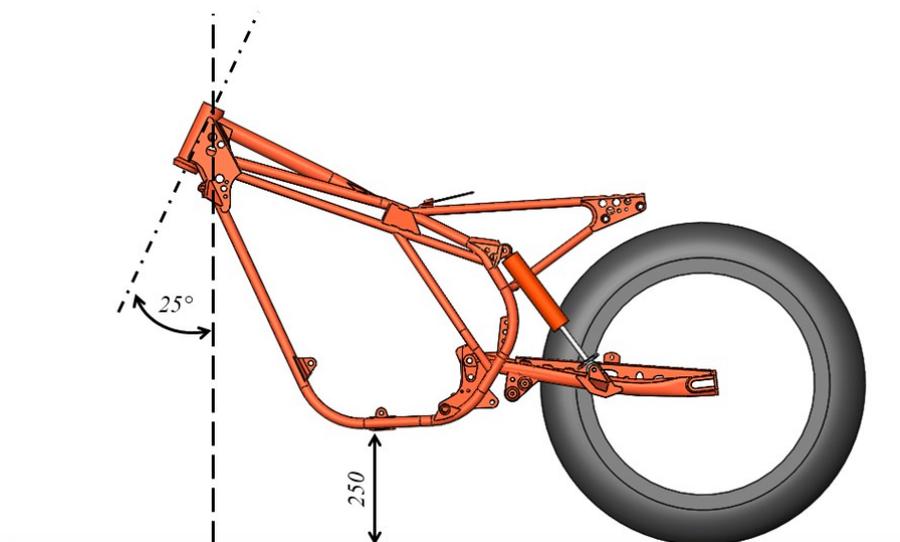


Figura 2.25 Posizionamento culla motore

2.5.2 Ruota posteriore

È seguita la scelta del cerchione. La disciplina del Flat Track prevede ruote da 19'' con dimensione del canale variabile da 2,15'' a 3''. Si è stipulato un accordo con l'azienda *Pz5 Cobra*, dal quale è stato reperito, per l'anteriore un cerchione con canale da 2,15'' e al posteriore da 2,5''.

A livello di coperture, i principali fornitori sono *Dunlop*, *Mitas* e *Maxxis*. *Dunlop* non è stata considerata, poiché garantisce prestazioni inferiori rispetto agli altri due [26]. Si è quindi deciso di procedere con il fornitore americano *Maxxis* (modello DTR-1, Tabella 2.10), poiché i prodotti offerti da *Mitas*, nonostante siano caratterizzati da un costo più contenuto, risultano più pesanti, larghi e di difficile reperimento. Inoltre, il prodotto *Maxxis* si adatterebbe perfettamente con le dimensioni del cerchio precedentemente trattato.

Dimensione massime pneumatico Maxxis DTR-1		
Diametro (D)	27,6 in	701 mm
Larghezza (W)	6 in	152,4 mm

Tabella 2.10 Dimensioni massime Maxxis DTR-1

2.5.3 Ammortizzatore posteriore

Noti gli ingombri della ruota posteriore si è potuto procedere con la definizione dell'ammortizzatore posteriore.

Il mezzo originale presentava due ammortizzatori laterali (Figura 2.25), sostituiti con un mono-ammortizzatore, sia per motivi estetici, sia per ridurre la massa non sospesa e facilitare le future operazioni di regolazione [3]. In particolar modo, il mercato offre due diversi sistemi di sospensione: con o senza leveraggio. Nel caso trattato ci si è concentrati sul secondo modello, in quanto la disciplina del Flat Track non prevede impatti con il suolo significativamente elevati da giustificare la presenza di un VLRS (*Variable Leverage Rear Suspension*) e quindi la necessità di un'elevata progressività dell'ammortizzatore.

Per poter definire corsa e interasse è stato necessario fissare alcuni parametri di progetto. Quindi, in seguito a consultazioni con esperti del settore, si è prevista una corsa alla ruota di 150 mm; successivamente, si sono definiti i punti di attacco dell'ammortizzatore con il telaio e il forcellone (Figura 2.26).

Mantenendo una distanza di 100 mm tra lo pneumatico e il punto di collegamento dell'ammortizzatore con il forcellone, si è individuata la sua posizione in modo univoco nello spazio, variando, tramite processo iterativo, l'interasse, la corsa e il punto di fissaggio dell'ammortizzatore con il telaio motore. Quest'ultimo punto notevole è stato localizzato prevedendone il futuro fissaggio a telaio, senza eccessive complicazioni.

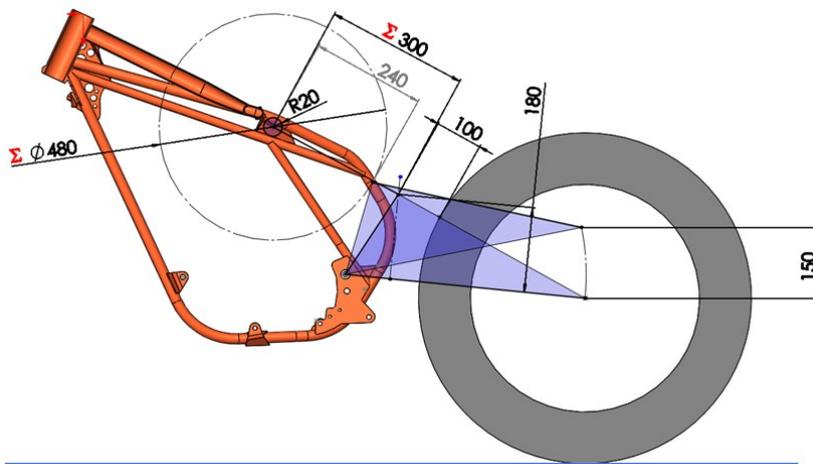


Figura 2.26 Schizzo per definizione cinematico sospensione posteriore

Nonostante la molteplicità delle combinazioni possibili tra interasse e corsa, che rispettano i requisiti imposti, si è resa indispensabile un'ulteriore valutazione, legata alla realizzabilità del prodotto. Pertanto, l'unica configurazione in grado di soddisfare tutti i vincoli progettuali del nuovo mezzo presenta un interasse di 300 mm e una corsa di 60 mm (Figura 2.27).

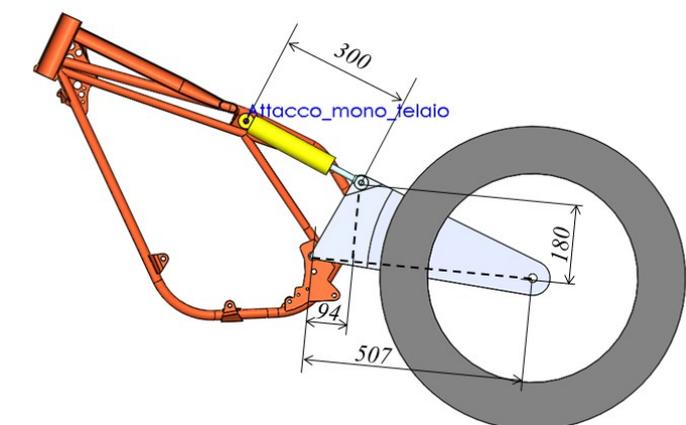


Figura 2.27 Geometria forcellone e mono-ammortizzatore

Il mono-ammortizzatore è stato ricercato tra i maggiori produttori del settore, per poi concludere l'acquisto, presso l'azienda *Andreani Group International*, di una sospensione su misura Öhlins, con interasse di 300 mm, corsa 60 mm, comprendente il tampone di fine corsa di 15 mm e molla avente rigidezza di 140 N/mm, modificabile eventualmente durante la finale fase di messa a punto (Figura 2.28).



Figura 2.28 Mono ammortizzatore Öhlins fornito da Andreani Group International

2.5.4 Forcelle

Essendo prevista anche la riprogettazione delle piastre sterzo e la sostituzione delle forcelle originali con un prodotto più recente, si è reso necessario il reperimento di un nuovo sistema sospensivo, in quanto vincolante per la stima dei carichi trasmessi dalla sospensione anteriore, al resto del telaio.

Tuttavia, al fine della scelta della forcella è necessario conoscere, oltre alla lunghezza, anche la massima escursione consentita. Queste grandezze sono conseguenza della posizione reciproca della ruota e delle piastre, le quali, a loro volta, saranno dimensionate in funzione dei carichi trasmessi dal sistema sospensivo. Si è pertanto reso necessario effettuare una prima valutazione di massima degli ingombri delle piastre sterzo, in modo da poter ricavare corsa e lunghezza da centro ruota alla sommità della piastra superiore.

Se ne è pertanto ipotizzato uno spessore iniziale di 40 mm per entrambe e, di conseguenza, ricavata una corsa massima ammissibile di circa 140 mm, con lunghezza di 750 mm (Figura 2.29).

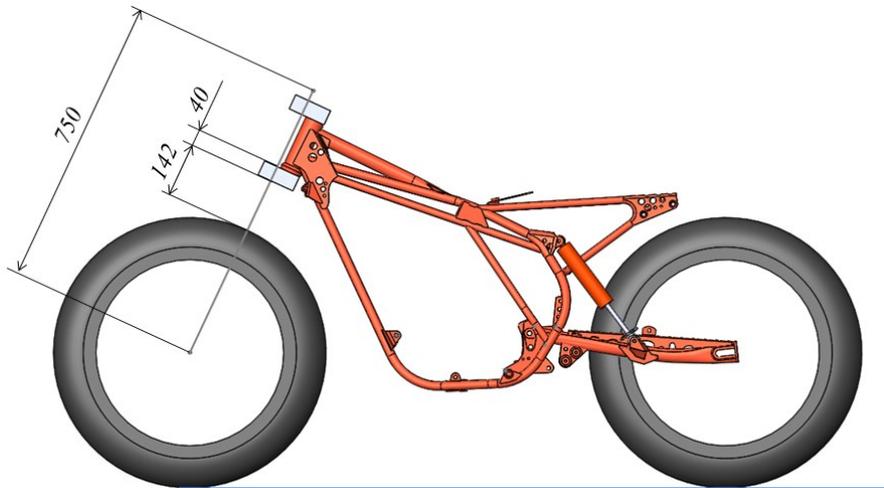


Figura 2.29 Bozza geometria forcella

Anche in questo caso ci si è rivolti all'azienda *Andreani Group International*, con il quale si è concordato il montaggio di una sospensione già utilizzata in questa disciplina e presente sul mercato, avente interasse di 800 mm e corsa di 120 mm (Figura 2.30). Nonostante la lunghezza risulti superiore rispetto a quella necessaria, ciò non costituisce un problema significativo, poiché si è prevista, a progettazione conclusa, la sua riduzione al fine di renderla più idonea. Discorso analogo si può effettuare per la corsa, che potrà essere adattata alle nuove geometrie prodotte.



Figura 2.30 Forcelle Öhlins FG434 fornite da Andreani Group International

2.5.5 Sistema di trasmissione

Una volta ottenute tutte le specifiche del sistema di sospensioni anteriori e posteriori, si è analizzata la trasmissione della potenza, erogata dal motore alle ruote. Il motociclo originale montava una catena 530, con passo di 15,88 mm, larghezza pari a 9,53 mm e diametro rullo di 10,16 mm, tuttavia sovradimensionata per il nuovo veicolo. Si è pertanto deciso di utilizzare il

modello 520, utilizzato maggiormente oggi, che prevede, in relazione alle precedenti dimensioni, valori rispettivamente di 15,88 mm, 6,35 mm e 10,16 mm.

Questo ridimensionamento non è stato tuttavia sufficiente per superare i problemi di ingombro causati dall'utilizzo di pneumatici dedicati al Flat Track. Infatti, ipotizzando di mantenere la posizione originaria del pignone e della corona, non è stato possibile consentire il corretto funzionamento della catena senza che questa vada a compenetrare il copertone.

Per poter superare questa criticità, si è deciso di spostare esternamente la linea catena. Questa operazione richiede la conoscenza della posizione precisa della corona e del pignone rispetto al telaio, in modo tale da evitarne il disassamento e consentendo un corretto funzionamento del sistema di trasmissione.

Se la prima grandezza è stata reperita con relativa semplicità, la seconda ha richiesto l'utilizzo di metodi di *reverse engineering*, descritti nel paragrafo 2.2.

Una volta nota la posizione della linea catena originaria, è stata spostata di 5 mm, evitando in questo modo il contatto tra catena e pneumatico e modifiche all'albero secondario del cambio. Se infatti la traslazione della corona non causa eccessive complicazioni, discorso diverso si ha per il pignone, in quanto un suo marcato spostamento porterebbe alla realizzazione di un nuovo albero secondario.

Attuando la modifica ipotizzata, ovvero la traslazione verso l'esterno di 5 mm della linea catena, è sufficiente soltanto l'inserimento di un distanziale e l'utilizzo di un dado più sottile.

Una volta confermata la nuova linea catena, è seguita la scelta di pignone e corona, entrambi da sostituire a causa della loro usura, della nuova larghezza della catena e del variato rapporto di trasmissione da adottare.

Se per il primo componente si è deciso di utilizzarne uno avente lo stesso numero di denti dell'originale, diversa strategia è stata seguita per la corona. Infatti, essendo un elemento personalizzabile, tutta la progettazione del forcellone è avvenuta nell'ipotesi di adottare una tra le corone più piccole in commercio, per le moto da cross.

Questa scelta è giustificata dal fatto che quest'ultima, in condizione di accelerazione, a parità di forza longitudinale scaricata a terra dalla ruota posteriore, massimizza il valore della forza di tiro catena. Ciò genera, a sua volta, oltre che una componente di compressione lungo la direzione longitudinale del forcellone, anche un momento imbardante, conseguenza diretta del non allineamento della catena con il piano di simmetria dell'intero mezzo.

Pertanto, qualunque altra corona, avente diametro superiore a quello ipotizzato durante la progettazione del motociclo, causerebbe sollecitazioni inferiori. In seguito a questa considerazione, la corona posteriore scelta presenta 44 denti e spessore 7,75 mm.

Tramite l'equazione 2.28, dove z costituisce il numero di denti e P il passo della corona, è stato possibile ricavare il diametro primitivo, pari a 222,6 mm [27].

$$D_p = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} \quad 2.28$$

2.5.6 Sistema frenante

Altro componente indispensabile, per poter procedere con la riprogettazione, è il disco freno posteriore. Se il motociclo originale presentava un freno a tamburo meccanico, il nuovo mezzo invece sarà dotato di un impianto frenante idraulico, tramite freni a disco. Tuttavia, ricordando che il progetto prevede la realizzazione, tramite ottimizzazione topologica, della pinza freno, si è deciso anche in questo caso di realizzare geometrie in grado consentire eventuali personalizzazioni da parte di potenziali utilizzatori del mezzo. Pertanto, tutta la successiva fase di stima dei carichi agenti sulla pinza freno e forcellone è avvenuta nell'ipotesi di montare un disco freno avente uno dei più piccoli diametri potenzialmente previsti per il mezzo, in modo tale da dimensionare i componenti per sopportare i massimi carichi ottenibili in seguito a una frenata.

Si è pertanto utilizzato un disco con spessore 4,3 mm e diametro di 225 mm. Lo spessore molto elevato, rispetto ai tradizionali dischi da Motocross è frutto della consulenza di esperti del settore, che hanno consigliato questa dimensione. Il freno posteriore nelle competizioni di Flat Track è infatti utilizzato attivamente in fase di guida per correggere la traiettoria del mezzo. Questo porta a grandi surriscaldamenti dello stesso, che in presenza di un ridotto spessore causerebbero la sua deformazione.

Sempre in relazione all'impianto frenante, è stata eseguita la riprogettazione della pinza freno. Il mercato presenta principalmente due tipologie, radiali e assiali. La scelta è ricaduta sulla prima casistica, in quanto conferisce maggiore rigidità alla struttura.

Inoltre, la collaborazione con *Pz5 Cobra* ha consentito il reperimento di un disegno CAD 2D (Figura 2.31a), dal quale è stato possibile realizzare una prima bozza della pinza di un freno presente in commercio. Solo successivamente il modello è stato affinato, procurandosi la versione realmente prodotta in metallo, per poter effettuare un confronto sulle geometrie (Figura 2.31b).

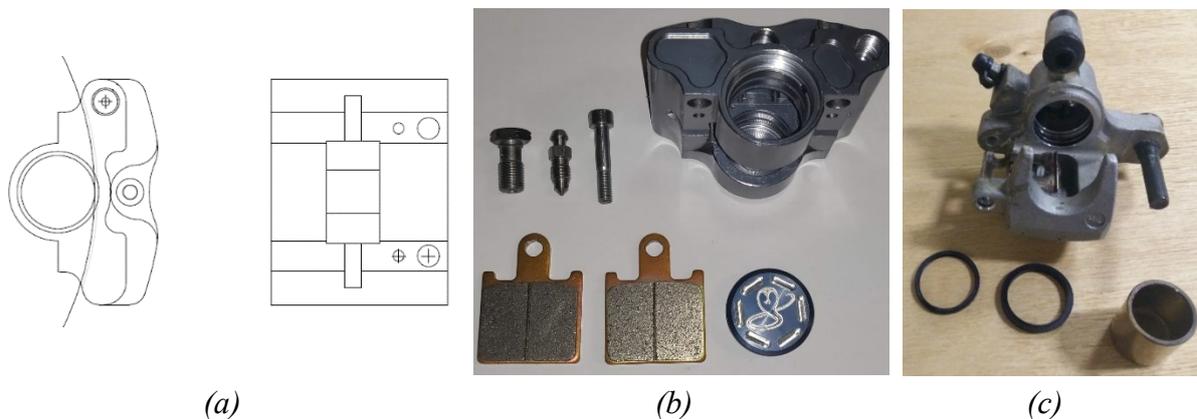


Figura 2.31 a) CAD 2D pinza radiale PZ5 Cobra; b) Pinza radiale PZ5 Cobra; c) Pinza assiale posteriore Suzuki RM 125

superfici frenanti entrino in contatto, sia di 1mm per lato. Questo permette di evitare attriti indesiderati, che produrrebbero solamente una dissipazione di energia del mezzo.

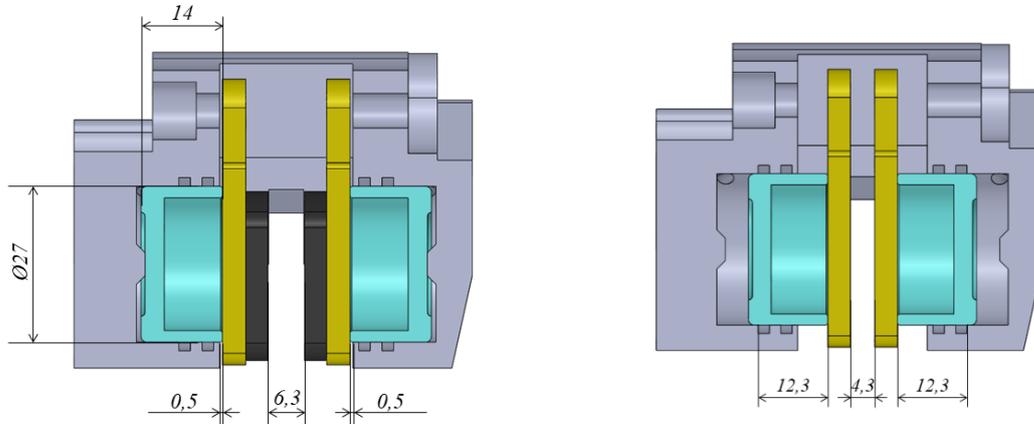


Figura 2.34 Dimensioni pinza freno: a sinistra in condizione di massima apertura con ferodi nuovi, a destra in condizione di massima chiusura con ferodi consumati

Poiché è prevista la realizzazione del nuovo componente tramite tecnologia additiva, si è deciso di creare canali conformali per il passaggio del fluido (Figura 2.35). Se questo consente una maggiore libertà di progettazione, al contempo ne limita la dimensione del diametro massimo, che in questo caso è stato posto pari a 3 mm. Così facendo le superfici curve risultano auto-supportanti e inoltre la dimensione è paragonabile ai modelli di pinza freno considerati nella fase iniziale di riprogettazione (Figura 2.31).

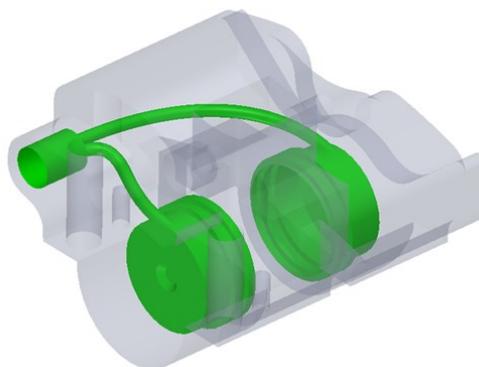


Figura 2.35 Canali conformali olio

La zona in cui si uniscono i condotti olio, ubicata sulla sommità delle sedi dei pistoncini, è stata progettata in modo tale da permetter lo spurgo dell'aria intrappolata nella pinza. La geometria finale di questo sottosistema sarà realizzata successivamente, in modo da armonizzarsi al meglio con il futuro componente ottimizzato.

Infine, si è previsto di realizzare il freno come una pinza monoblocco, in analogia al prodotto di *Pz5 Cobra*, ottenendo la geometria presentata in Figura 2.36. Sarà successivamente

necessario ricavare un tappo, su una delle due facce esterne dei cilindri, in modo da permettere le successive lavorazioni meccaniche dell'interno e per arrivare a rispettare le giuste tolleranze.

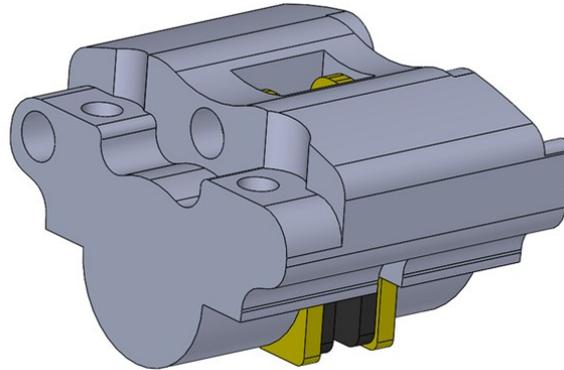


Figura 2.36 Modello CAD 3D pinza PZ5 Cobra adattato alle geometrie del progetto

2.5.7 Staffa supporto freno

È seguito lo studio della staffa di supporto pinza freno, elemento essenziale per permetterne il corretto posizionamento con un montaggio radiale (Figura 2.37). Poiché il mezzo originale presentava un freno a tamburo sulla ruota posteriore, è stato necessario progettare completamente il componente. Per farlo si è realizzato un modello *defeaturizzato*, sfruttando lo spazio disponibile tra forcellone e disco freno, per poi ottimizzarlo topologicamente.



Figura 2.37 Montaggio radiale pinza freno posteriore [28]

2.5.8 Mozzo posteriore

Questo non sarebbe stato possibile se non si fosse dimensionato precedentemente il mozzo posteriore, in quanto elemento indispensabile per la definizione degli ingombri. Prevedendone la realizzazione da parte dell'azienda *Pz5 Cobra*, tramite tecniche tradizionali, è stato concepito

al fine di rispettare due vincoli di progetto, quali il corretto posizionamento della corona e del disco freno.

Per quanto riguarda il primo aspetto, come trattato precedentemente, è stato necessario spostare la corona posteriore di 5 mm rispetto all'originale, vincolando la posizione della flangia su cui questa verrà fissata.

Valutando invece il disco freno, il suo collocamento è stato determinate per consentire il montaggio della pinza freno, senza interferenze con i raggi della ruota. Questo è infatti collegato alla seconda flangia del mozzo e, distanziandolo dal piano medio della moto, ha garantito un'inclinazione dei raggi sufficiente da evitarne il contatto con il corpo della pinza.

Il mozzo che si andrà a utilizzare sarà costituito da tre parti (Figura 2.38): due flange laterali e un distanziale centrale, realizzate su misura per potersi adattare ai nuovi componenti. La sua natura modulare ne permette la completa integrazione, senza creare ulteriori vincoli progettuali.

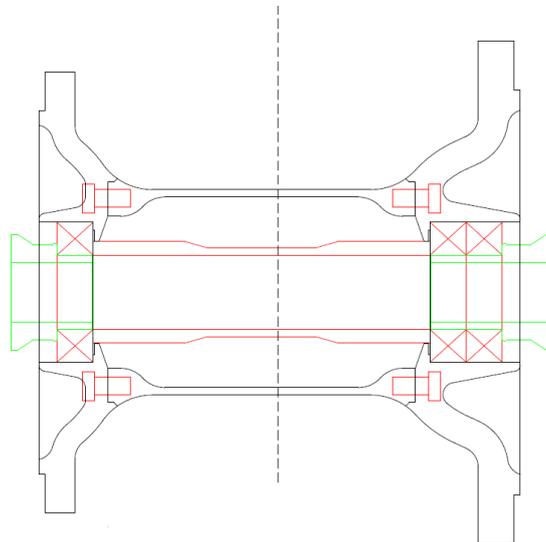


Figura 2.38 Geometria mozzo posteriore PZ5 Cobra

2.5.9 Forcellone

Una volta noti anche gli ingombri del supporto del freno e del mozzo posteriore, è stato possibile definire un modello di partenza per il forcellone, sul quale eseguire in seguito le ottimizzazioni. Si è prevista la coincidenza dei punti di attacco a telaio con quelli del forcellone originale ed il mantenimento della distanza tra questi e la posizione dell'asse ruota, consentendo però la regolazione, lungo la direzione longitudinale, di ± 25 mm.

Per quanto riguarda il collegamento con il mono-ammortizzatore, questo è stato definito precedentemente durante la fase di scelta del componente.

La battuta interna è invece stata vincolata dalla dimensione del mozzo e dalla larghezza del supporto pinza freno, che a sua volta svolge anche il ruolo di distanziale tra le due parti. Tuttavia, volendo realizzare un forcellone simmetrico per motivi estetici, si è reso necessario

l'inserimento di un secondo distanziale, posto dal lato della corona, il quale permette la coincidenza del piano di simmetria della ruota con quello del forcellone. Questo ha comportato una distanza tra le due battute interne pari a 260 mm (Figura 2.39). Infine, si è realizzata la geometria garantendo una distanza tra questa e lo pneumatico sempre superiore a 10 mm.

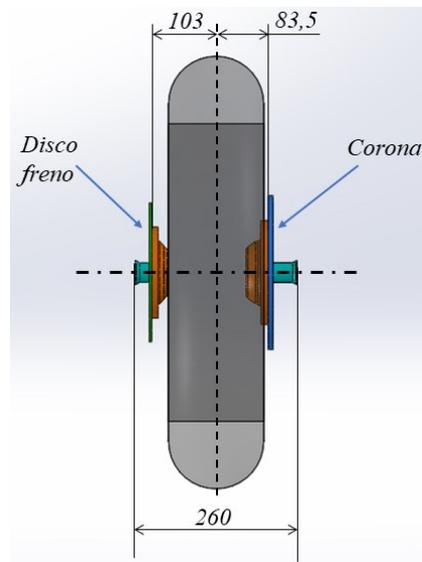


Figura 2.39 Dimensioni mozzo posteriore

2.5.10 Serie sterzo

Spostando l'analisi verso la zona anteriore del mezzo, si focalizza l'attenzione sul canotto sterzo.

Il meccanismo originale presentava una struttura cilindrica cava, con due battute, su cui andavano a poggiare le callotte dei cuscinetti a sfere libere (Figura 2.40).



Figura 2.40 Serie sterzo a sfere libere moto originale

Volendoli sostituire, come consueto oggi, con modelli a rulli conici, sono stati cercati in prima battuta dei cuscinetti il cui diametro esterno fosse compatibile con quello interno del canotto sterzo e aventi, contemporaneamente, diametro interno sufficientemente grande da permettere l'inserimento di un asse canotto sterzo. Non trovando in commercio cuscinetti sufficientemente piccoli da rimpiazzare quelli originali, è stata superata la criticità tramite l'inserimento di due boccole.

Si è pertanto stabilito il diametro dell'asse canotto sterzo, posto pari a 30 mm, in analogia con prodotti simili sul mercato (Figura 2.47). È seguita la ricerca di cuscinetti a rulli conici, compatibili con questa dimensione, selezionando i modelli che presentino il minimo ingombro esterno. Sono stati scelti (Figura 2.40) cuscinetti a rulli conici modello 32906, prevedendone un montaggio ad O, in quanto offre una maggiore rigidità rispetto a quello ad X.

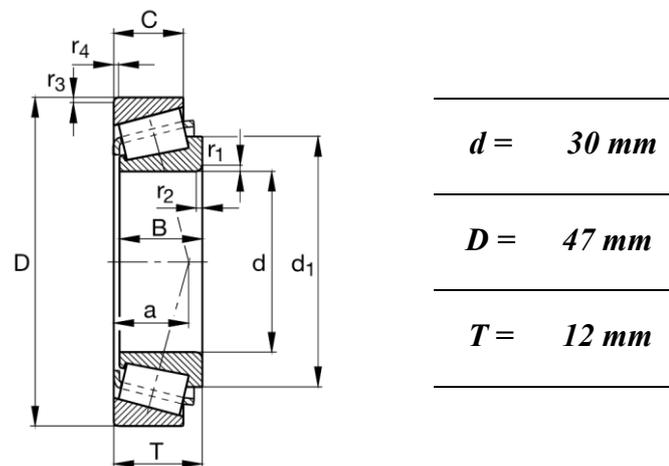


Figura 2.41 Dimensioni cuscinetto a rulli conici 32906 [29]

Dopo la scelta dei cuscinetti, si è passati alla progettazione delle boccole, indispensabili per permettere l'alloggiamento dei nuovi cuscinetti. Questi, presentando un diametro esterno di 47 mm, non sarebbero infatti montabili sul telaio originale.

Le boccole invece consentono l'utilizzo di cuscinetti con diametri esterni maggiori rispetto a quelli originali, svolgendo la funzione di adattatori tra i due componenti.

Tuttavia, a causa della geometria del canotto sterzo, è stato necessario realizzare due boccole differenti (Figura 2.42 e Figura 2.43), in modo da consentirne il perfetto accoppiamento.

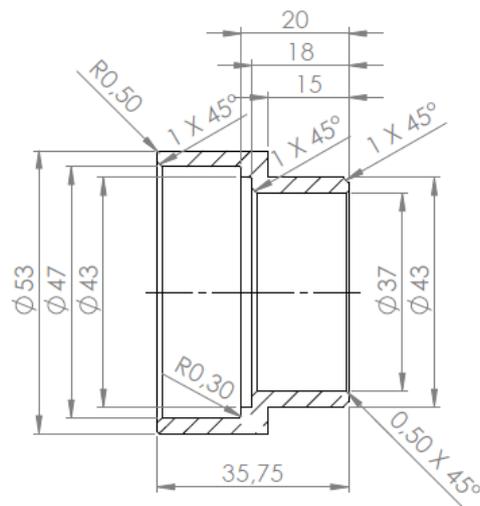


Figura 2.42 Dimensioni boccola superiore

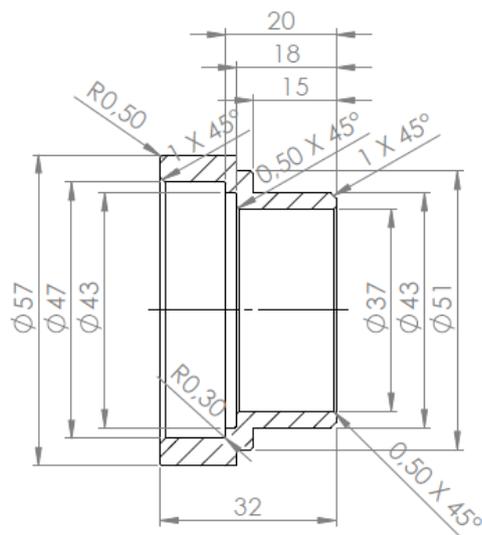


Figura 2.43 Dimensioni boccola inferiore

Per permetterne il loro inserimento è stato necessario, oltre che l'estrazione delle calotte originarie della moto tramite appositi utensili, fresare le battute interne su cui queste andavano a riferirsi, in quanto avrebbero impedito il corretto inserimento delle due boccole (Figura 2.44).

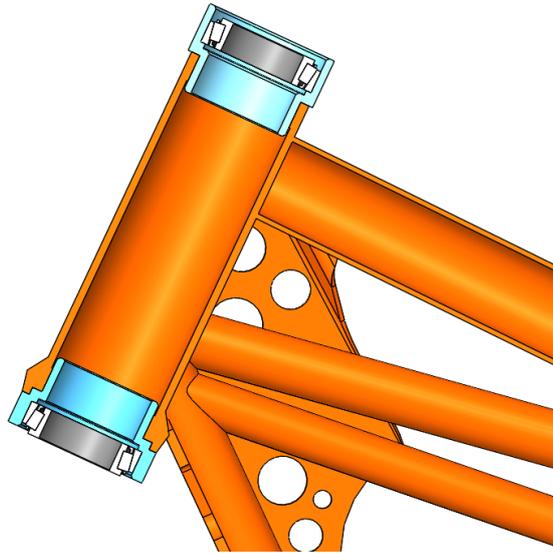


Figura 2.44 Assieme serie sterzo

2.5.11 Piastre di sterzo

Prevedendo la riprogettazione di entrambe le piastre di sterzo tramite tecnologie additive, è stato necessario realizzare un modello sul quale eseguire il processo di ottimizzazione. Tuttavia, per poter verificare l'ammissibilità delle deformazioni del componente a ottimizzazione conclusa, si è ritenuto necessario confrontarle con un prodotto presente in commercio.

Si è pertanto deciso di riprodurre un modello CAD delle piastre e dell'asse canotto sterzo di una moto *Suzuki RM 125* (Figura 2.45) attraverso le quali è stata anche eseguita una verifica dei carichi, stimati nella fase iniziale del progetto.



Figura 2.45 Piastre sterzo, superiore e inferiore, e asse canotto sterzo Suzuki RM 125

Tuttavia, poiché il progetto consiste nella realizzazione di un mezzo da Flat Track, si è deciso di adattare le geometrie delle piastre di sterzo, precedentemente trattate, a quelle di prodotti simili presenti in commercio per questa disciplina. In riferimento alla Figura 2.46, sono state eseguite le modifiche presenti in Tabella 2.11, aumentando l'offset del manubrio e degli steli della forcella, il loro interasse e quello tra gli attacchi manubrio. Inoltre, si è adattata la geometria, per ospitare le nuove forcelle, più piccole rispetto a quelle montate sulle piastre di Figura 2.45. Infine, durante la definizione del modello sul quale eseguire le ottimizzazioni, si è deciso di rendere integrati, sulla piastra superiore, i dispositivi di bloccaggio del manubrio, consentendo all'ottimizzatore una maggior libertà operativa.

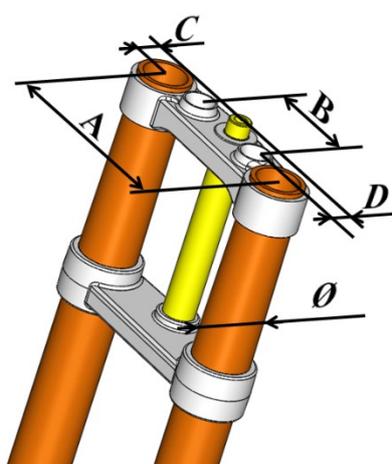


Figura 2.46 Dimensioni principali piastre sterzo

<i>Dimensione [mm]</i>	<i>Piastre Suzuki</i>	<i>Piastre Flat Track</i>
<i>A</i>	196	215
<i>B</i>	96	100
<i>C</i>	20	37
<i>D</i>	13	20
<i>Ø</i>	54	43

Tabella 2.11 Dimensioni piastre di sterzo

A seguito della definizione delle geometrie delle due piastre, è stato possibile realizzare l'asse del canotto sterzo. Partendo da prodotti esistenti in commercio, si è fissato il diametro esterno, nella zona di montaggio dei cuscinetti, a 30 mm. Tuttavia, per facilitare il posizionamento del cuscinetto inferiore, fissato con interferenza, la zona compresa tra le due piste interne, presenta un diametro inferiore (Figura 2.47).

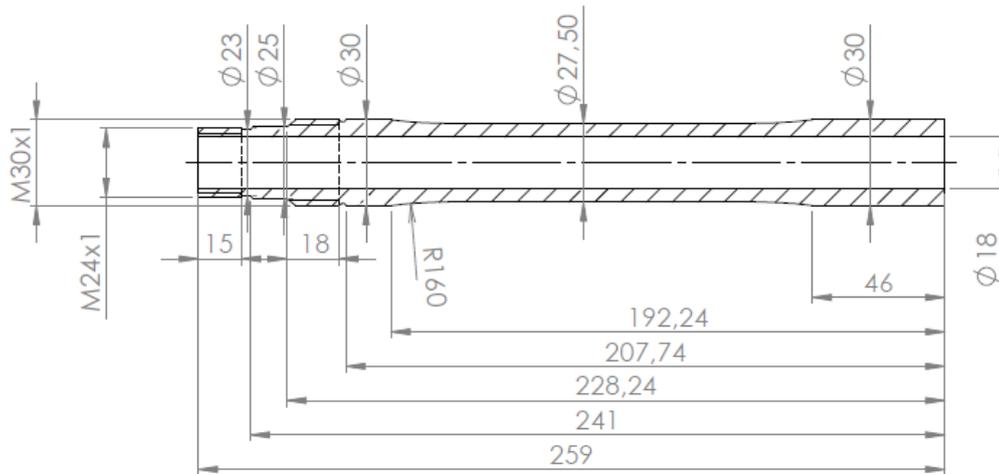


Figura 2.47 Dimensioni asse canotto sterzo

È stato inoltre previsto, in battuta sull'anello interno del cuscinetto superiore, lo spazio per una tenuta, costituita da un disco metallico su cui è applicato un O-ring di diametro interno $d = 42,52 \text{ mm}$ e spessore $s = 2,62 \text{ mm}$, e per la ghiera di precarico. Nella parte superiore dell'asse canotto sterzo il diametro esterno è stato ridotto, in modo da ospitare la piastra e un'ulteriore ghiera per il suo bloccaggio (Figura 2.48).

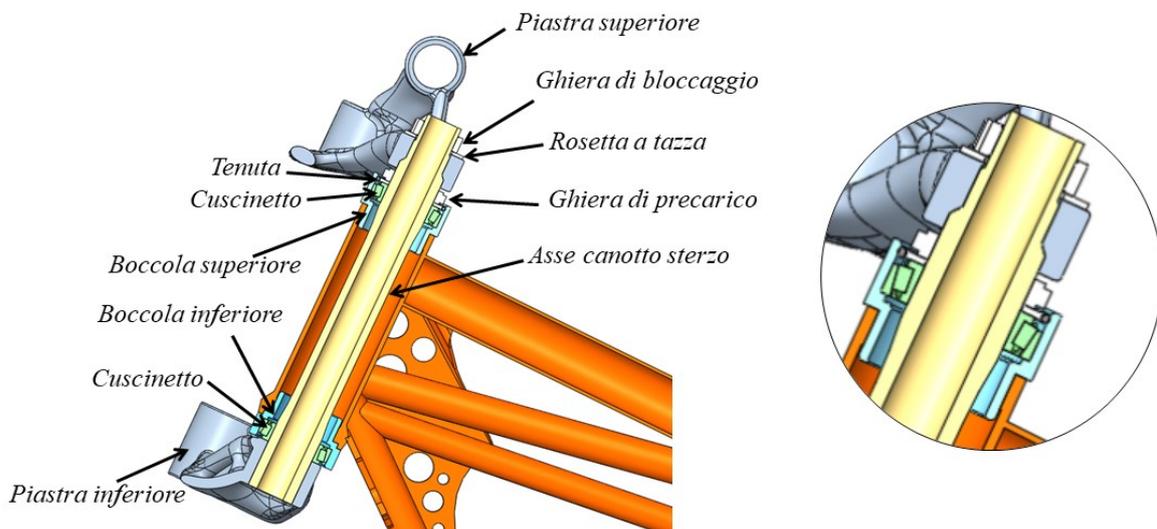


Figura 2.48 A sinistra: assieme serie-sterzo; a destra: dettaglio del sistema bloccaggio superiore

2.5.12 Telaietto sella

Dal punto di vista della riprogettazione, è prevista anche la realizzazione di un nuovo telaietto sella. Tuttavia, a differenza di quanto effettuato precedentemente, si realizzerà un componente in fibra di carbonio, la cui geometria avrà sia valenza estetica che funzionale. Pertanto, le fasi di progettazione saranno una prima modellazione della parte, effettuata da un designer, seguita dalle tre fasi di ottimizzazione dei materiali compositi.

Anche in questo caso si è realizzato il modello del telaietto sella originale e analizzato staticamente, in modo tale da avere un elemento da confrontare con la nuova parte, e poter verificare al contempo, la validità dei carichi stimati.

2.6 Sollecitazioni sui nuovi componenti

Una volta realizzate le geometrie dei vari modelli segue la fase di definizione dei carichi.

In questo paragrafo verranno trattati i valori ricavati analiticamente, in relazione ai rispettivi diagrammi di corpo libero, mentre la descrizione dei punti su quali applicarli sarà presentata in seguito.

2.6.1 Sistema frenante

Focalizzando l'analisi sul sistema di frenata, si ricorda che questo è costituito dalla pinza freno e dal relativo supporto. Quest'ultimo ha lo scopo di posizionare correttamente la pinza, in modo tale da consentirne il giusto funzionamento, e scaricarne i carichi sul forcellone (Figura 2.49).

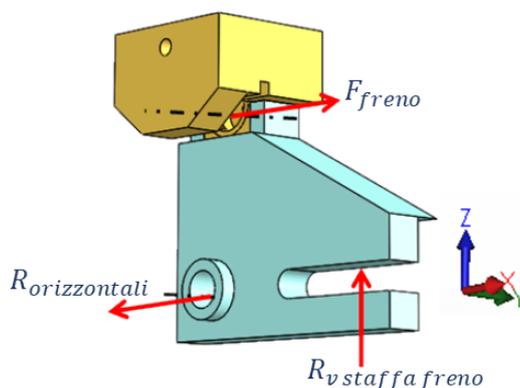


Figura 2.49 D.C.L. sistema freno - staffa freno

Pertanto l'analisi è stata affrontata partendo dalla pinza freno e ricavando i valori di forza a cui questa è soggetta. Si ricorda che il dimensionamento dell'impianto frenante è avvenuto nell'ipotesi che questo sia montato solo sulla ruota anteriore, nonostante si preveda l'installazione esclusivamente al posteriore.

Ricavata la $F_{f\ max}$ (Tabella 2.8), è stata calcolata la forza tangenziale agente sul disco freno, F_{freno} , necessaria per realizzare la massima forza scaricata a terra in fase di decelerazione. È stato pertanto indispensabile ricavare il raggio medio della pista frenante del disco freno, $R_{medio\ disco}$, sul quale poter calcolare la F_{freno} . Si è deciso di identificarlo come il valor medio tra la distanza del bordo superiore ed inferiore del ferodo, rispetto al centro ruota (Figura 2.50).

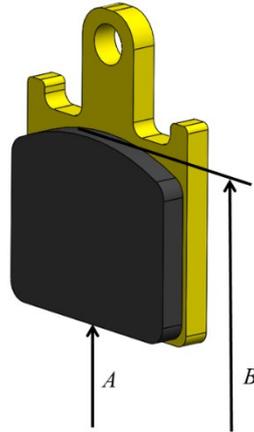


Figura 2.50 Distanza da asse ruota della superficie frenante

Dopo di che, tramite l'equazione di equilibrio alla rotazione rispetto all'asse mozzo, è stato possibile calcolare il valore di F_{freno} (equazione 2.29).

$$\begin{cases} R_{medio\ disco} = \frac{A + B}{2} \\ F_{freno} = \frac{F_{f\ max} \cdot R_{ruota}}{R_{medio\ disco}} \end{cases} \quad 2.29$$

Per poter definire tutti gli sforzi a cui la pinza è soggetta si è reso necessario il reperimento della pressione raggiungibile nell'impianto frenante. Per farlo, ipotizzando un coefficiente di attrito tra disco e pastiglie freno pari a 0,5, si è ricavata la forza normale da applicare a quest'ultime tramite i pistoncini (equazione 2.30).

$$F_{normale\ disco} = \frac{F_{freno}}{\mu} \quad 2.30$$

Questo ha reso possibile, noto il diametro, ricavare il valore di pressione massimo necessario per ottenere la frenata richiesta (equazione 2.31).

$$P_{olio\ freno} = \frac{4 \cdot F_{normale\ disco}}{\pi \cdot (d_{pistoncino})^2} \quad 2.31$$

Tuttavia, durante questa fase, sono state fatte alcune considerazioni per quanto riguarda i valori appena presentati. Infatti, come si può notare, il coefficiente di attrito considerato per le pastiglie è uno dei più bassi presenti in commercio [30]. Inoltre, nonostante la pinza freno sia stata concepita per funzionare tramite due pistoncini, nella definizione della pressione si è ipotizzato il funzionamento di uno solo di questi, nell'ottica di assicurarne le prestazioni anche in presenza di un ferodo contaminato. Infine, nonostante il valore massimo di pressione ricavato sia di 18,5 MPa, si è scelto di cautelarsi ulteriormente adottando una pressione di linea di 20 MPa.

Tutte queste considerazioni sono state fatte a valle dell'ipotesi di montare la pinza alla ruota anteriore, poiché questa, in fase di frenata, è quella che è in grado di scaricare la massima forza longitudinale con il terreno.

Queste valutazioni sono dovute all'importanza che l'impianto frenante riveste e alla difficoltà nel prevedere eventuali picchi di pressione che possono verificarsi, causati da aspetti dinamici legati all'azione del guidatore sulla leva del freno.

Nota la F_{freno} , tramite l'equazione di equilibrio alla rotazione 2.32 attorno all'asse ruota, è stata calcolata la $R_{verticale}$ scaricata sul forcellone. Nel farlo, al fine di considerare la condizione peggiorativa, si è valutata la distanza L (Figura 2.53) nell'ipotesi in cui la ruota posteriore sia regolata nella posizione più avanzata possibile. Questo perché, a parità di forza frenante esercitata dalla pinza freno, è la configurazione che comporta la massima sollecitazione sul forcellone.

$$R_{v\ staffa\ freno} = \frac{F_{freno} \cdot R_{medio\ disco}}{L} \quad 2.32$$

Le grandezze precedentemente citate sono presenti in Tabella 2.12.

Grandezza	Valore	
<i>A</i>	82,3	mm
<i>B</i>	111,6	mm
<i>L</i>	65	mm
<i>R_{medio disco}</i>	96,9	mm
<i>F_{freno}</i>	5294	N
<i>F_{normale disco}</i>	10588	N
<i>P_{olio freno}</i>	18,5	MPa
<i>R_{v staffa freno}</i>	7869	N

Tabella 2.12 Geometrie e forze del sistema di frenata

2.6.2 Ruota posteriore

Conosciuti i carichi a cui il supporto pinza freno è soggetto, è possibile spostare l'analisi verso il mozzo posteriore e i componenti ad esso connessi, quali ruota, disco freno e corona della catena.

Analizzando inizialmente la condizione di frenata, i carichi applicati, mostrati in Figura 2.51, sono tali da bilanciare le forze scambiate con il sistema frenante. Pertanto il disco freno presenterà gli stessi valori, ma con verso opposto. Quelli invece scaricati col terreno dallo pneumatico saranno tali da bilanciare l'equazione di momento attorno all'asse.

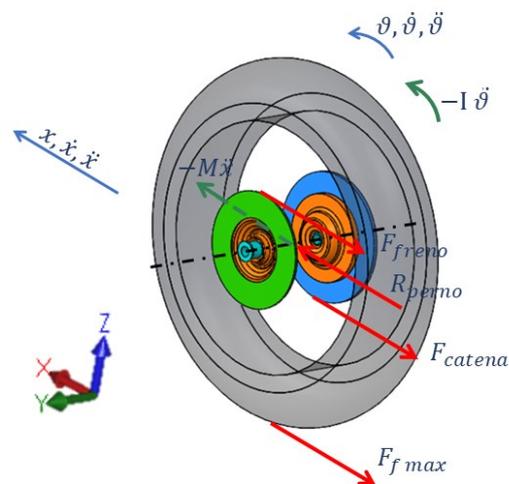


Figura 2.51 D.C.L sistema ruota - mozzo posteriore in decelerazione

Poiché nella trattazione, la stima delle forze nasce dalla determinazione del valore di $F_{f\ max}$, calcolata trascurando le componenti inerziali rotazionali nella definizione della decelerazione massima, anche in questa fase, per coerenza, sono state ignorate quelle causate al sistema ruota-pneumatico e dai restanti componenti connessi al mozzo.

Inoltre, nonostante il motore tenda ad opporsi alla rotazione della corona durante la fase di decelerazione, esercitando una forza, come mostrato in Figura 2.51, si è deciso di trascurare tale grandezza, sia a causa della sua modesta influenza sia per le difficoltà di stima riscontrate. Discorso completamente diverso è stato invece affrontato nella configurazione di accelerazione (Figura 2.52).

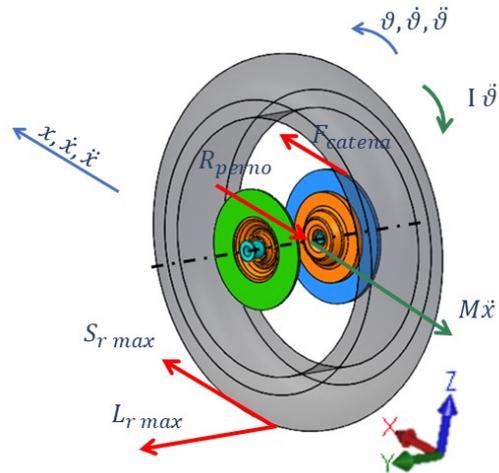


Figura 2.52 D.C.L sistema ruota - mozzo posteriore in accelerazione

In questo caso infatti, l'influenza del tiro catena è stata particolarmente significativa, in quanto necessaria per poter garantire trazione.

Si è partiti così dalla definizione dei carichi scaricati al suolo con la ruota posteriore, ricavati nella condizione di limite di impennamento (paragrafo 2.4). Tramite l'equazione di momento 2.33 attorno all'asse del mozzo si è definita la forza agente sulla corona posteriore, F_{catena} , pari a 4364 N, ponendo R_{corona} pari a 111,3 mm.

$$F_{catena} = \frac{S_{r\ max} \cdot R_{ruota}}{R_{corona}} \quad 2.33$$

Proprio come nel caso precedente sono stati trascurati gli aspetti inerziali, permettendo di definire, tramite un equilibrio alla traslazione e alla rotazione, il valore dei carichi scaricati sul perno.

2.6.3 Forcellone

Le grandezze precedentemente trattate andranno a scaricarsi sul forcellone (Figura 2.53).

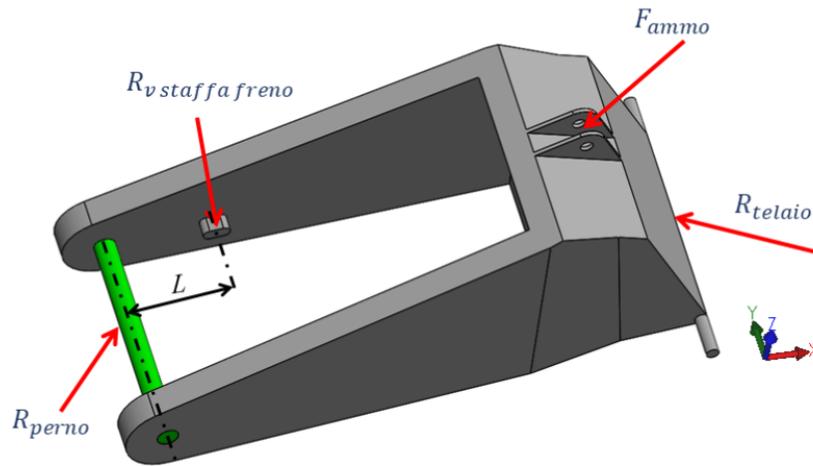


Figura 2.53 D.C.L. forcellone

Analizzandole singolarmente, si pone in prima istanza l'attenzione sulla $R_{v\ staffa\ freno}$, ossia la forza scaricata dalla staffa freno sul forcellone, necessaria per impedirne la rotazione attorno all'asse mozzo. Nel definire questa grandezza, come detto in precedenza, si è considerata la configurazione con la ruota spostata in avanti.

Sempre valutando l'area posteriore del forcellone, altra sollecitazione deriva dalla reazione vincolare offerta al perno, per bilanciare le grandezze precedentemente trattate. Tuttavia, al fine di rendere più semplice la comprensione della Figura 2.53, in analogia con quanto fatto per la Figura 2.51 e Figura 2.52, si è deciso di non rappresentare i momenti di trasporto. Infatti, sia la F_{catena} che la F_{freno} , generano, oltre che a un fenomeno di trazione lungo l'asse longitudinale, anche un momento imbardante, causato dal disallineamento con il piano di simmetria.

Poiché il nuovo mezzo prevede un mono-ammortizzatore posteriore, si è deciso di valutare la massima forza scaricabile sul forcellone (R_{telaio}). Questa è stata posta pari a 8400 N, ossia il prodotto tra la rigidità della molla e la corsa massima del componente. Tuttavia, nella fase di simulazione, il modello sarà reso in equilibrio statico tramite alcune ipotesi che verranno illustrate nel dettaglio nei paragrafi successivi.

Tutti i carichi precedentemente trattati sono equilibrati dalla forza R_{telaio} , ossia la reazione vincolare esercitata dalla culla del motore, necessaria per impedire la traslazione e rotazione del forcellone.

2.6.4 Avantreno

Spostando ora l'intera trattazione verso la parte anteriore del mezzo, si pone l'attenzione sulle piastre di sterzo e i relativi componenti ad esse connesse (Figura 2.54).

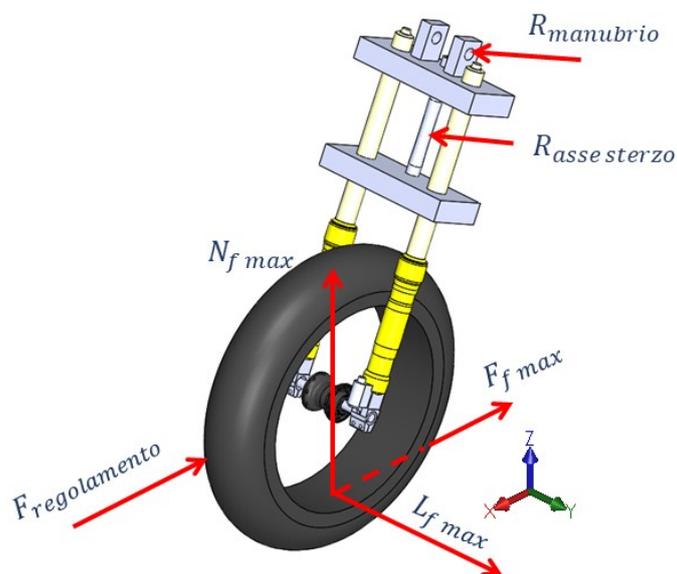


Figura 2.54 D.C.L. avantreno

Proprio come per il retrotreno, anche in questo caso l'analisi è partita dal contatto ruota-terreno e dai carichi reciprocamente scambiati. Tuttavia, non dovendo prevedere un dispositivo di frenata, non saranno presenti componenti collegati al mozzo sui quali scaricare asimmetricamente delle sollecitazioni.

A causa dell'importanza strutturale che rivestono le piastre di sterzo, si è deciso di seguire un approccio cautelativo durante la fase di progettazione. Pertanto, la forza $N_{f\ max}$, dovuta al trasferimento di carico, è quella ottenuta in condizione di frenata ideale. Inoltre, nonostante non sia previsto un dispositivo di frenata come appena citato, è stata ugualmente inserita una forza longitudinale, $F_{f\ max}$, valutata come il massimo valore di forza frenante ottenibile (Tabella 2.9). Inoltre, anche per la $L_{f\ max}$, si è seguito lo stesso approccio come indicato nel paragrafo 2.4.

Per avere un'ulteriore sicurezza progettuale è stata inserita una forza, parallela al terreno, di valore $F_{regolamento} = 300\ kg_f$, agente sul perno. Questa è stata ricavata dal regolamento *MotoStudent*, il quale prevede un test di compressione longitudinale della ruota anteriore a veicolo fermo [31]. Infatti, nonostante la moto che si andrà a riprogettare non sia soggetta a questo tipo di test, si è ugualmente preferito conservativamente sovrastimarne i carichi in modo tale da garantirne il corretto funzionamento.

Sempre in analogia a quanto fatto per il forcellone, anche per quanto riguarda questi componenti, sono stati inseriti nel modello i carichi prodotti da una completa compressione delle due forcelle, pari per ciascuno stelo a 1200 N, frutto del prodotto tra una rigidità

consigliata di ciascuna molla (10 N/mm) e la corsa massima della forcella stessa (120 mm). Infatti i tecnici del fornitore Andreani hanno suggerito, nonostante la reale rigidità di 4,5 N/mm per stelo, di eseguire le verifiche strutturali con valori di 10 N/mm.

Anche qui si è utilizzato un approccio cautelativo, in quanto, durante la fase di assemblaggio, la corsa verrà ridotta per soddisfare problematiche di ingombri, diminuendone il carico trasmesso durante la fase di compressione.

Tutte le sollecitazioni trattate sono equilibrate dalle reazioni vincolari, imposte dal canotto sterzo e dal manubrio. In particolar modo, quest'ultimo si oppone alla rotazione attorno all'asse del canotto causata dalla forza laterale $L_f max$.

2.6.5 Telaietto sella

Poiché il progetto prevede anche la riprogettazione del telaietto sella, sono stati ricavati anche i carichi agenti su quest'ultimo (Figura 2.55).

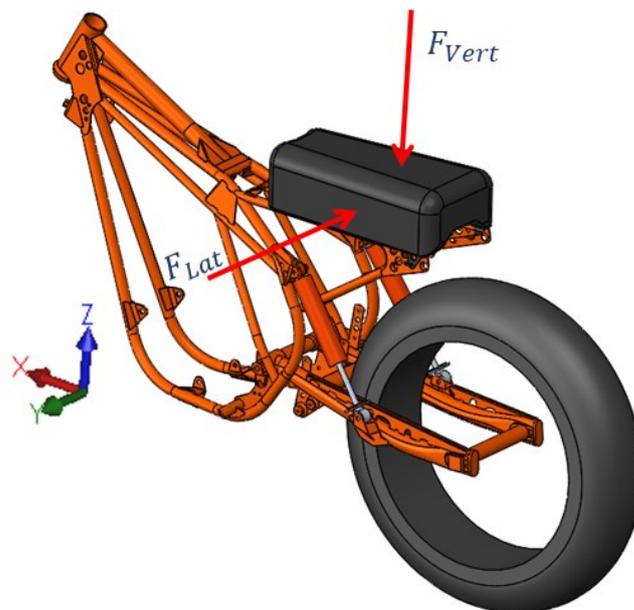


Figura 2.55 D.C.L. telaietto sella

È stata pertanto prevista una forza verticale, $F_{vert} = 250 kg_f$, ricavata anche in questo caso dai controlli di sicurezza presenti nel regolamento *MotoStudent* [31].

Al fine di garantire un'adeguata resistenza alle sollecitazioni laterali, facilmente riscontrabili in condizioni standard di guida e durante eventuali urti del telaietto sella, si è deciso di applicare un carico laterale $F_{Lat} = 250 kg_f$, di valore pari a quello verticale presente nel regolamento sopra citato.

3 Ottimizzazioni dei nuovi componenti

In questa sezione verranno esposte le ottimizzazioni dei componenti soggetti a riprogettazione, alcune parti saranno descritte nel seguente testo, mentre le restanti analizzate dal collega Andrea Marola con il quale si è collaborato alla riprogettazione della moto.

Per quanto riguarda la trattazione dei componenti metallici, soggetti al processo di ottimizzazione topologia e successivamente prodotti tramite SLM, si seguiranno le fasi riportate in Figura 1.11.

Le parti realizzate in fibra di carbonio, invece, presenteranno le tre tipiche fasi dell'ottimizzazione sui compositi, descritte nel paragrafo 1.5.2.

3.1 Piastre di sterzo

In questo paragrafo viene descritta la riprogettazione tramite ottimizzazione topologica delle piastre di sterzo.

La trattazione si focalizzerà inizialmente sullo studio di un componente realmente esistente, appartenente a un *Suzuki RM 125*, tramite il quale si intendono validare i carichi ricavati nel paragrafo 2.4. Inoltre fungerà da elemento di confronto con le nuove piastre sterzo, ottenute tramite il processo di ottimizzazione.

Le piastre originali non state analizzate poiché progettate molti anni fa e quindi meno performanti e leggere rispetto a quelle attualmente presenti in commercio ed utilizzate. Poiché lo scopo della riprogettazione è di ottenere componenti più leggeri, ma al contempo ugualmente performanti rispetto a quelli tuttora presenti sul mercato, si è deciso di improntare l'intera riprogettazione confrontandosi con geometrie di più recente manifattura.

A seguire, sarà presentato il nuovo modello *defeaturizzato*, sul quale verrà avviata l'ottimizzazione topologica, e i risultati successivamente ottenuti. Seguirà infine la rimodellazione delle nuove geometrie e le analisi delle stesse.

3.1.1 Modello per l'analisi preliminare

Il modello utilizzato per eseguire la prima analisi statica non è solo costituito dalle piastre di sterzo, ma comprende anche altri elementi, essenziali per rendere il più veritiero possibile il risultato.

Come è infatti mostrato in Figura 3.1, oltre ai due componenti oggetto di studio, sono presenti:

- ✓ Gli steli della forcella
- ✓ L'asse canotto sterzo
- ✓ Il perno ruota

Nonostante la loro aggiunta comporti un appesantimento del modello, verrà mostrato in seguito quanto tali componenti siano indispensabili per ottenere dei risultati validi.



Figura 3.1 Modello avantreno Suzuki RM 125

Concentrandosi sulle geometrie mostrate, non tutte sono tipiche del motociclo sul quale sono montate (*Suzuki RM 125*). Infatti, se l'asse canotto sterzo riproduce fedelmente quello realmente esistente, considerazioni diverse devono essere fatte per quanto riguarda gli steli ed il perno ruota. Questi, infatti, sono stati realizzati per simulare il loro reale funzionamento, senza però inserire dei dettagli che non conferirebbero un valore aggiunto ai risultati.

Anche l'angolo del canotto sterzo, rispetto alla normale al suolo, è stato posto uguale a quello della nuova moto da Flat Track, pari a 25° , in modo tale da consentire un più veritiero confronto con il componente riprogettato. Stesso discorso per quanto riguarda la distanza del perno ruota col suolo, posta a 350,5 mm (Figura 3.2).

3.1 - Piastre di sterzo

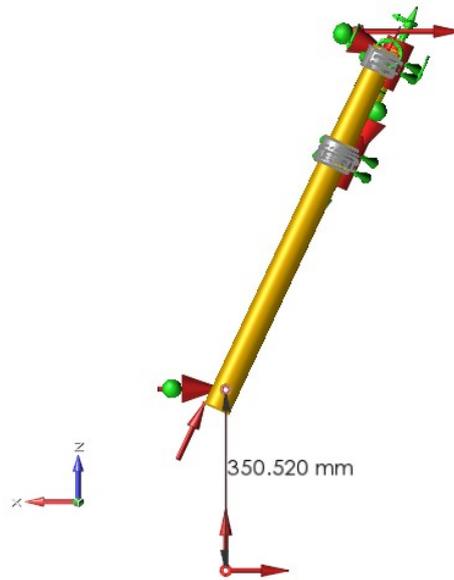


Figura 3.2 Vista laterale avantreno

Per non modificare sensibilmente la geometria delle piastre di sterzo inizialmente studiate, si è invece deciso di mantenere invariata la dimensione dei due steli della forcella, il cui diametro risulta pari a 54 mm, nella zona a contatto con la piastra superiore, e a 58 mm, nella zona a contatto con quella inferiore.

Inoltre lo spessore delle due rispettive parti nella zona di accoppiamento con la forcella sarà pari a quello reale, ossia di 40 mm e 50 mm (Figura 3.3).

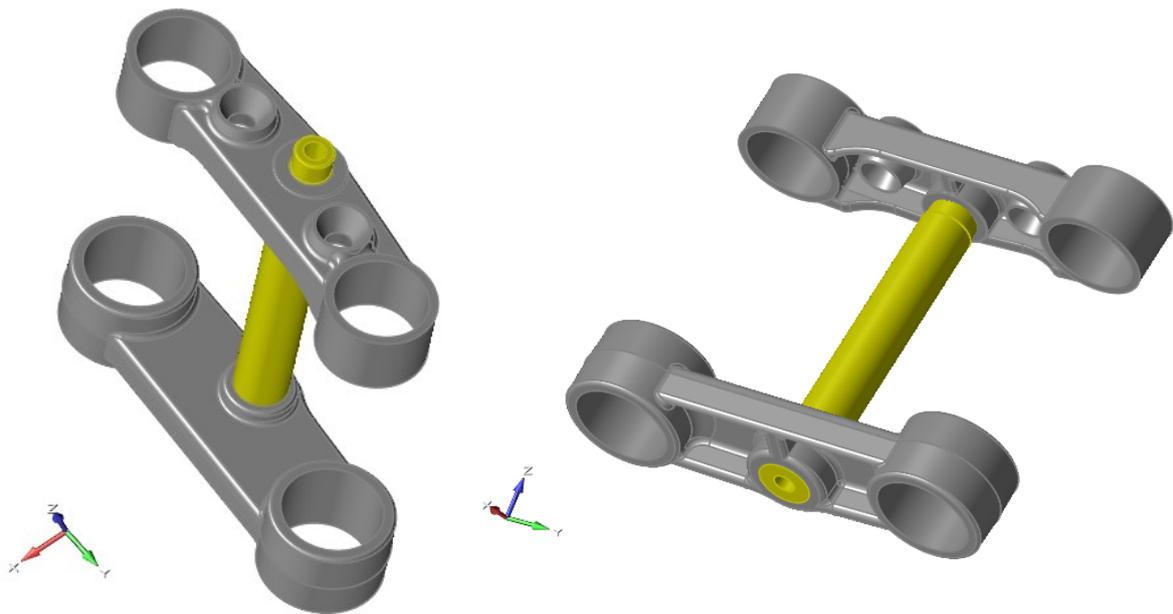


Figura 3.3 Dettaglio piastre di sterzo

Per poter eseguire un'analisi strutturale è necessario l'inserimento di vincoli e carichi. Tramite la loro combinazione si possono generare diverse condizioni di carico che costituiscono le diverse casistiche di funzionamento.

Focalizzando la trattazione sui carichi, in riferimento ai valori presentati nel paragrafo 2.6.4, sono stati applicati in modo da simulare, nel modo più veritiero possibile, le reali sollecitazioni. Pertanto, come mostrato in Figura 3.4, sono state inserite tutte le forze scambiate dalla ruota con il terreno, quali longitudinale(1), laterale(2) e verticale(3), tramite un connettore flessibile (*RBE3*), che ha consentito di collegare il loro punto di applicazione con il perno ruota, sul quale è stata inoltre applicata la $F_{regolamento}$ (4), descritta nel paragrafo 2.6.4.

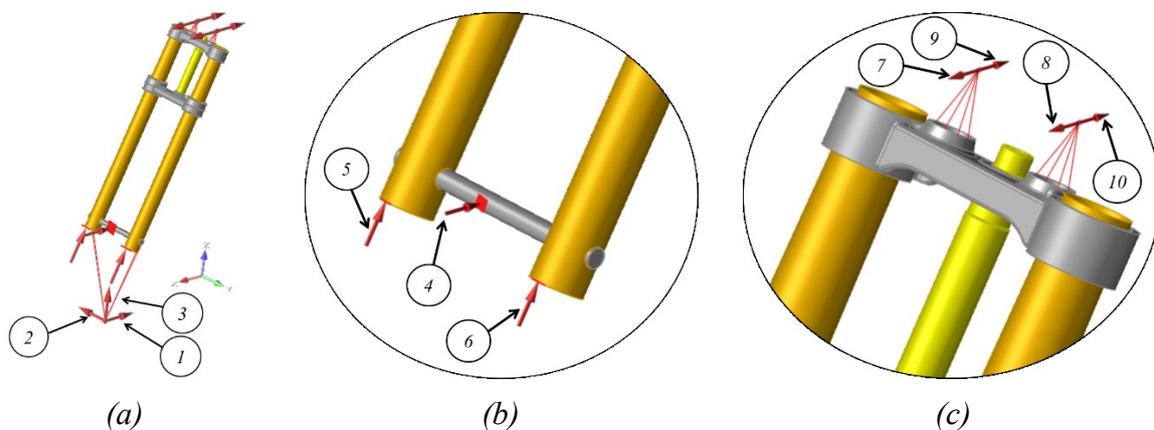


Figura 3.4 Carichi applicati all'avantreno

Per simulare il carico massimo che le forcelle possono trasmettere, nell'ipotesi in cui queste siano completamente compresse, è stata inserita una forza di 2400 N (Figura 3.4b), suddividendola agli estremi dei due steli (5 e 6).

Infine, poiché anche il pilota esercita una sollecitazione applicata al manubrio, che si scarica sull'intero avantreno, sono stati inseriti due carichi (Figura 3.4c), ripartiti a loro volta sui due supporti manubrio, causati dalla componente inerziale del guidatore, nella condizione sia di frenata (7 e 8) che accelerazione (9 e 10).

Per riprodurre correttamente questo comportamento si sono utilizzati due connettori flessibili (*RBE3*), in grado di unire il punto di applicazione delle forze, posto 46 mm sopra la piastra, e la sede dei supporti manubrio (Figura 3.5).

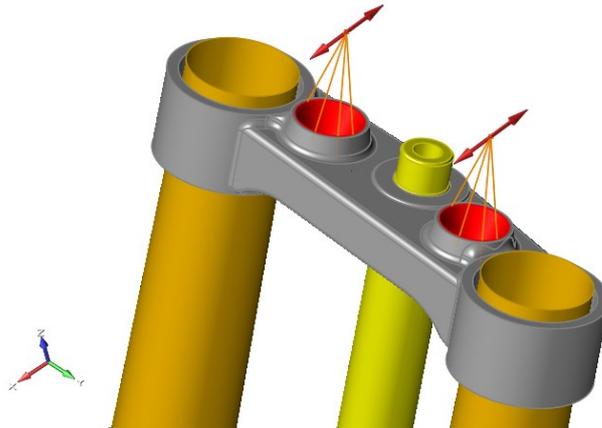


Figura 3.5 Connettori forze inerziali pilota

Le forze qui scaricate, legate all'inerzia del guidatore, sono state ricavate sovrastimandone la massa media, impostata a 100 kg, tramite l'equazione 3.1.

$$F_{manubrio} = M_{guidatore} \cdot \ddot{x} \quad 3.1$$

Il particolar modo, quella dovuta alla decelerazione (Figura 3.4c dettaglio 7 ed 8) è stata calcolata utilizzando la decelerazione massima ottenibile nel caso di frenata ideale.

Invece, quella causata all'accelerazione (Figura 3.4c dettaglio 9 e 10) è stata ricavata con l'accelerazione massima, nell'ipotesi limite di impennamento.

In entrambi i casi si è deciso di posizionare la forza parallela al suolo.

Nonostante tutti i carichi sopra citati siano applicati a componenti differenti, è necessario trasmetterli alle piastre di sterzo. Inoltre, l'asse canotto sterzo deve essere in grado di renderle collegate fra loro, proprio come accade realmente.

Affinché ciò avvenga sono stati inseriti i contatti di tipo *Bonded* tra le varie parti, impedendo il relativo scorrimento delle superfici di accoppiamento (Figura 3.6).



Figura 3.6 Contatti saldati su avantreno

Per poter realizzare un'analisi statica è necessario vincolare tutti i gradi di libertà del modello. Per farlo, si sono introdotti diversi vincoli in relazione alla condizione di carico simulata, come mostrato in Figura 3.7.

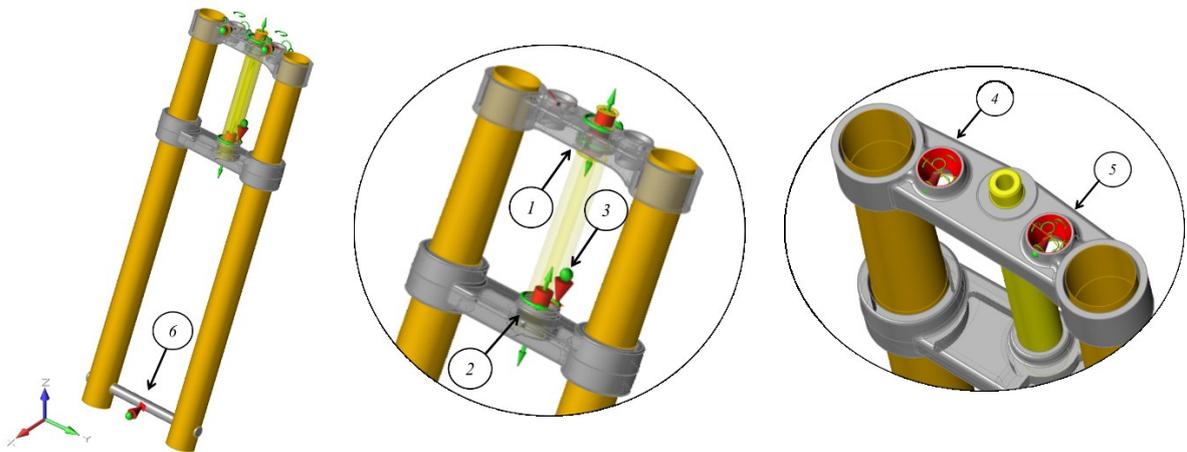


Figura 3.7 Vincoli applicati all'avantreno

Analizzandoli più nel dettaglio, sono stati bloccati tutti i gradi di libertà, ad eccezione della rotazione e traslazione attorno all'asse di sterzo, tramite le due cerniere (1 e 2), mentre lo spostamento lungo il medesimo asse è stato impedito mediante l'appoggio (3).

L'ultimo grado di libertà, quale la rotazione di tutto il sistema attorno all'asse sopra citato, è stato eliminato tramite due vincoli posizionati, mediante connettore rigido (*RBE2*), nel punto di fissaggio dei supporti manubrio (4 e 5).

3.1 - Piastre di sterzo

Se i vincoli presentati sono applicati, come mostrato in Tabella 3.1, per tutte le condizioni di carico (o *load case*) in cui compaiono le prime sei forze (Figura 3.4), discorso diverso deve essere fatto quando si trattano le forze a manubrio. In questo caso, per equilibrare il sistema, è stato inserito il vincolo 6 (Figura 3.7) sul perno, impedendo la traslazione lungo l'asse longitudinale. Tuttavia, si è resa necessaria, la rimozione dei vincoli 4 e 5 in quanto annullerebbero l'effetto dei carichi così inseriti (Figura 3.7). Concentrandosi su questi ultimi due vincoli, si sottolinea come, a differenza delle forze applicate dal guidatore (Figura 3.4c), presentino un punto di applicazione coincidente con il centro delle sedi dei supporti manubrio. Questo è dovuto al tipo di connettore utilizzato che, essendo di tipo *RBE2*, non trasmette momento, rendendo inutile un eventuale traslazione del punto di applicazione.

<i>Condizione carico</i>	<i>Carichi</i>	<i>Vincoli</i>
<i>Longitudinale</i>	1	1-2-3-4-5
<i>Laterale</i>	2	1-2-3-4-5
<i>Trasferimento carico</i>	3	1-2-3-4-5
<i>Longitudinale regolamento</i>	4	1-2-3-4-5
<i>Compressione forcella</i>	5-6	1-2-3-4-5
<i>Inerzia pilota decelerazione</i>	7-8	6
<i>Inerzia pilota accelerazione</i>	9-10	6

Tabella 3.1 Schema condizioni di carico

Durante la fase di realizzazione del modello, dal punto di vista della geometria, si è deciso di modellizzare gli steli della forcella tramite una *Midsurface*, permettendo l'utilizzo, durante la realizzazione della mesh, di elementi di tipo *Shell* a quattro nodi. Infatti questi, a differenza di quelli di tipo *Tetra*, presentano un andamento delle tensioni e deformazioni variabile lungo l'elemento stesso. Inoltre, assegnando a ogni elemento una proprietà di spessore pari a quello dello stelo che si va a modellizzare, è possibile l'utilizzo di una mesh 2D, il che rende molto meno oneroso il costo computazionale rispetto ad una discretizzazione tramite elementi 3D.

Si potrebbe pensare che un ulteriore metodo per ridurre il costo computazionale sia l'utilizzo di connettori rigidi con i quali sostituire completamente lo stelo della forcella. Tuttavia, questa ipotesi non è corretta in quanto il modello che si andrebbe a realizzare fornirebbe risultati meno vicini al reale funzionamento dei componenti analizzati. Sarebbe infatti necessario l'utilizzo di elementi *CBAR* che, tuttavia, per essere definiti, richiedono delle proprietà non facilmente ricavabili.

Anche per quanto riguarda l'asse canotto sterzo si potrebbe ipotizzare di sostituirlo con dei connettori *RBE2* che colleghino le due piastre. Tuttavia, pure in questo caso, i risultati ottenuti non sarebbero attendibili.

Una volta inseriti carichi e vincoli, segue l'assegnazione del materiale alle parti che compongono il modello, come mostrato in Tabella 3.2

<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
<i>Piastra superiore</i>	Al 6061_T6	75	0.33	2,7·10 ³	241
<i>Piastra inferiore</i>	Al 6061_T6	75	0.33	2,7·10 ³	241
<i>Asse canotto sterzo</i>	AlSi10Mg	65	0.33	2,67·10 ³	247
<i>Steli forcella</i>	Ti6Al4V	105	0.31	4,429·10 ³	1004
<i>Perno ruota</i>	Ti6Al4V	105	0.31	4,429·10 ³	1004

Tabella 3.2 Materiali componenti avantreno

Non conoscendo il materiale di cui è costituito l'asse canotto sterzo, si è deciso di ipotizzarlo in AlSi10Mg, poiché si prevede di realizzarlo, durante la fase di riprogettazione, con questo metallo o con una lega di Alluminio avente proprietà analoghe; questo consente un confronto più veritiero delle piastre ottimizzate topologicamente con quelle iniziali.

Infine, affinché un modello sia affidabile è necessario effettuare una corretta discretizzazione durante la realizzazione della mesh. Valori eccessivamente grandi sovrastimerebbero la rigidità, fornendo risultati non attendibili.

Pertanto, come mostrato in Tabella 3.3, è stata differenziata la taglia della mesh in funzione della diversa geometria, tramite il software *Inspire*.

<i>Geometria</i>	<i>Dimensione media mesh [mm]</i>
<i>Piastra superiore</i>	1,5
<i>Piastra inferiore</i>	1,5
<i>Asse canotto sterzo</i>	5
<i>Steli forcella</i>	10
<i>Perno ruota</i>	2

Tabella 3.3 Dimensione mesh

Per incrementare il numero di gradi di libertà per ciascun elemento è stata utilizzata una mesh del II ordine, ottenendo così 8 nodi per ogni elemento *Quad* e 10 per quelli *Tetra*.

3.1.2 Analisi preliminare

Una volta realizzato il modello sono state eseguite le operazioni necessarie al fine dell'analisi statica.

Poiché è stata avviata su un server di calcolo, si è resa indispensabile l'esportazione del modello in file *.fem*, il quale contiene le informazioni sulla mesh, i contatti, i carichi, i vincoli e le istruzioni fondamentali per il solutore.

Questa operazione è stata possibile tramite *Inspire*, che consente di esportare l'intera geometria, generando automaticamente la mesh, una volta assegnata la dimensione massima degli elementi per ciascun componente. (Figura 3.8).

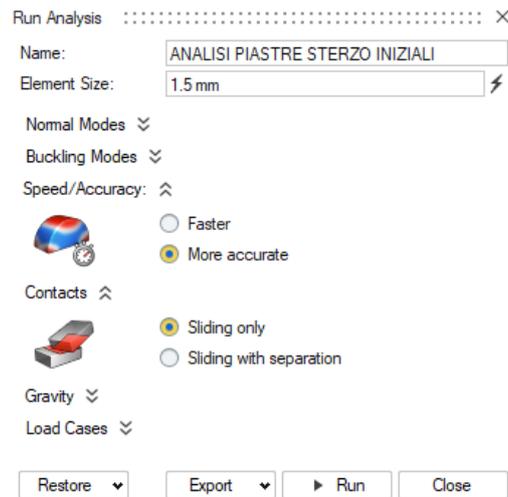


Figura 3.8 Finestra Inspire per l'esportazione dei modelli

Si evidenzia come, in questa fase, sia indifferente selezionare la voce *Sliding only* piuttosto che *Sliding with separation*, poiché tutti i contatti sono stati impostati come saldati.

Una volta ottenuto il file *.fem*, questo è stato analizzato tramite il solutore *OptiStruct*, offerto dalla suite di *Altair*, eseguendo il successivo post-processing con *HyperView*, come mostrato in seguito.

Focalizzando la trattazione sui risultati, segue l'analisi delle tensioni e degli spostamenti a cui l'intero avantreno è soggetto. Tuttavia, sia gli steli sia il perno ruota non saranno oggetto di trattazione, essendo stati introdotti nell'analisi statica solamente per determinare tensioni e spostamenti più vicini a quelli reali. Affinché il confronto di performance tra le piastre iniziali e quelle ottimizzate sia affidabile, è indispensabile che il modello sia del perno che degli steli non subisca dei cambiamenti significativi, così da mantenere inalterata l'interazione con le geometrie destinate alla riprogettazione e influenzando in egual modo i risultati delle analisi svolte.

Discorso diverso deve essere affrontato per quanto riguarda l'asse canotto sterzo, poiché sarà riprogettato nella fase successiva.

Concentrandosi sui risultati dell'analisi, in particolar modo sugli stress, secondo il criterio di von Mises, si riporta, in Figura 3.9, la distribuzione delle tensioni nella configurazione di

Envelope. L'*Envelope* infatti è un ausilio con il quale è possibile identificare le condizioni di carico che causano le sollecitazioni più significative, rappresentando, per ogni elemento, i valori di stress massimi raggiungibili tra i vari *load case*.

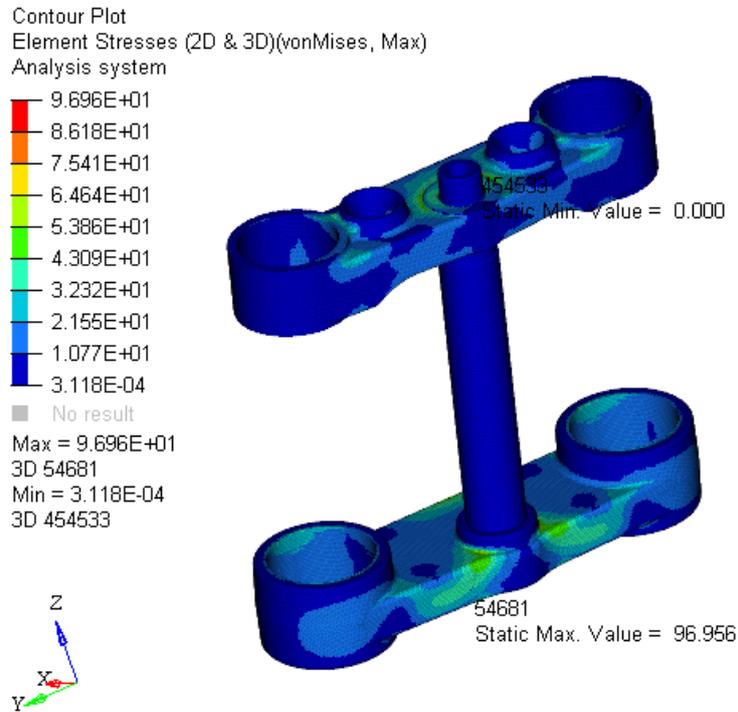


Figura 3.9 Risultati Envelope stress piastre e asse canotto sterzo

Come si può osservare, l'asse canotto sterzo, a causa della sua massiccia geometria, presenta un basso livello di tensioni che non superano i 18 MPa (Figura 3.10).

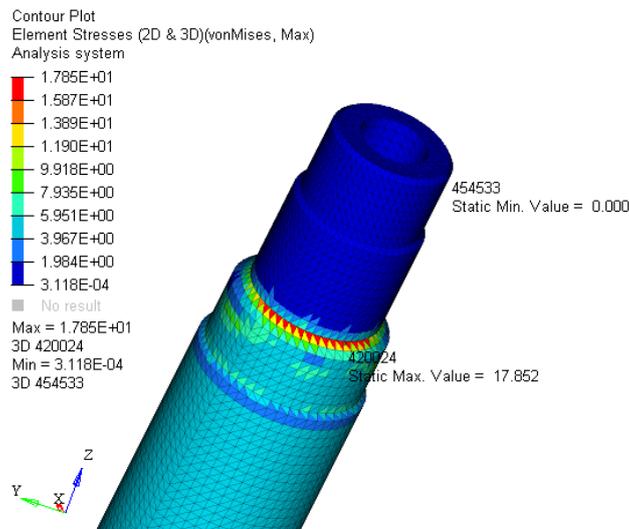


Figura 3.10 Stress asse canotto sterzo in condizione Envelope

3.1 - Piastre di sterzo

Pertanto, il resto della trattazione verterà sull'analisi delle sollecitazioni a cui sono soggette le piastre di sterzo, in quanto maggiormente significative.

Tuttavia, come mostrato in Figura 3.11, anche in questo caso il coefficiente di sicurezza è abbondantemente superiore a 2, confermando che il vincolo più significativo, durante la successiva fase di riprogettazione, non sarà il valore di tensione massima ammissibile, ma la rigidità del sistema.

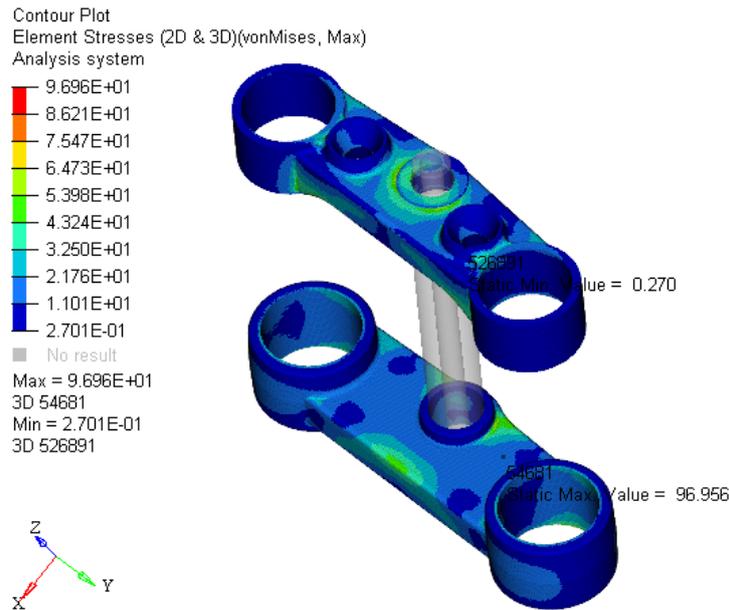


Figura 3.11 Stress piastre di sterzo in condizione Envelope

Focalizzando l'attenzione sui punti maggiormente sollecitati, questi risultano essere zone di raccordo della piastra inferiore, causati da fenomeni di intaglio (Figura 3.12), dovuti alla condizione di carico *Longitudinale* (Tabella 3.1).

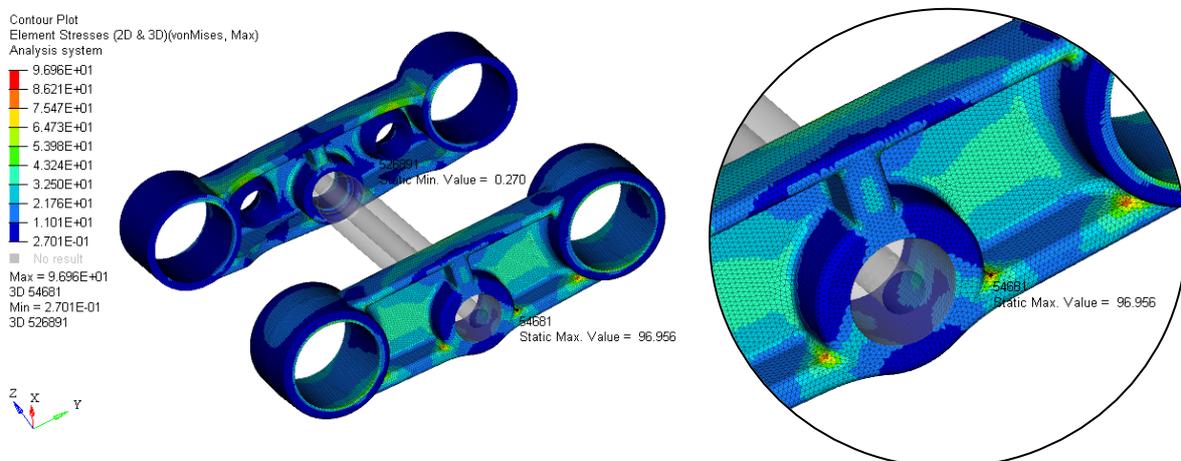


Figura 3.12 Dettaglio stress massimo piastre di sterzo (configurazione Envelope)

È possibile infine notare che le condizioni di carico che gravano maggiormente sulla geometria sono la *Longitudinale*, *Laterale* e *Longitudinale regolamento*, distribuendosi sulle due piastre, come mostrato in Figura 3.13.

In particolare la prima e la terza costituiscono le condizioni di carico più gravose per quanto riguarda la piastra inferiore, mentre quella *Laterale* tende a generare sollecitazioni significative sul componente superiore.

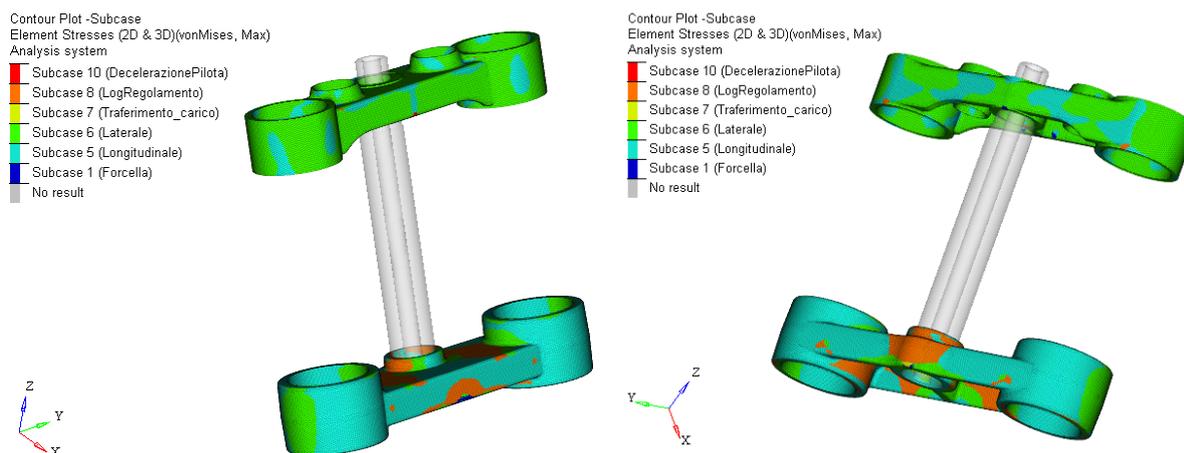


Figura 3.13 Rappresentazione condizione di carico che procura la maggiore tensione equivalente di von Mises sull'elemento

Tutte le altre forze invece hanno un ruolo decisamente meno rilevante, come mostrato in Tabella 3.4.

<i>Condizione carico</i>	<i>Stress massimo [MPa]</i>
<i>Longitudinale</i>	97
<i>Longitudinale regolamento</i>	94
<i>Laterale</i>	64
<i>Trasferimento carico</i>	21
<i>Compressione forcella</i>	15
<i>Inerzia pilota decelerazione</i>	8
<i>Inerzia pilota accelerazione</i>	7

Tabella 3.4 Stress massimo associato alla relativa condizione di carico

Discorso analogo può essere affrontato valutando gli spostamenti. Tuttavia, a differenza degli stress, non è possibile realizzare un equivalente condizione di *Envelope* che dia risultati significativi. Pertanto è necessario analizzare, condizione per condizione, quale è il massimo spostamento.

Avendo applicato un vincolo di cerniera, su entrambe le piastre, nelle due sedi dell'asse canotto sterzo, qualunque condizione di carico presenterà i massimi spostamenti su nodi appartenenti

3.1 - Piastre di sterzo

alle due piaste. Nella valutazione dei valori massimi sarà quindi possibile omettere i risultati di quelli relativi all'asse del canotto sterzo.

Per quanto riguarda gli spostamenti, a differenza di quanto si potrebbe ipotizzare, la condizione di carico che fornisce grandezze maggiori è quella *Laterale* (0,226 mm), seguita dalla *Longitudinale* (0,131 mm) e dalla *Longitudinale regolamento* (0,124 mm).

Concentrandosi sulle ultime due, i relativi risultati sono rappresentati in Figura 3.14.

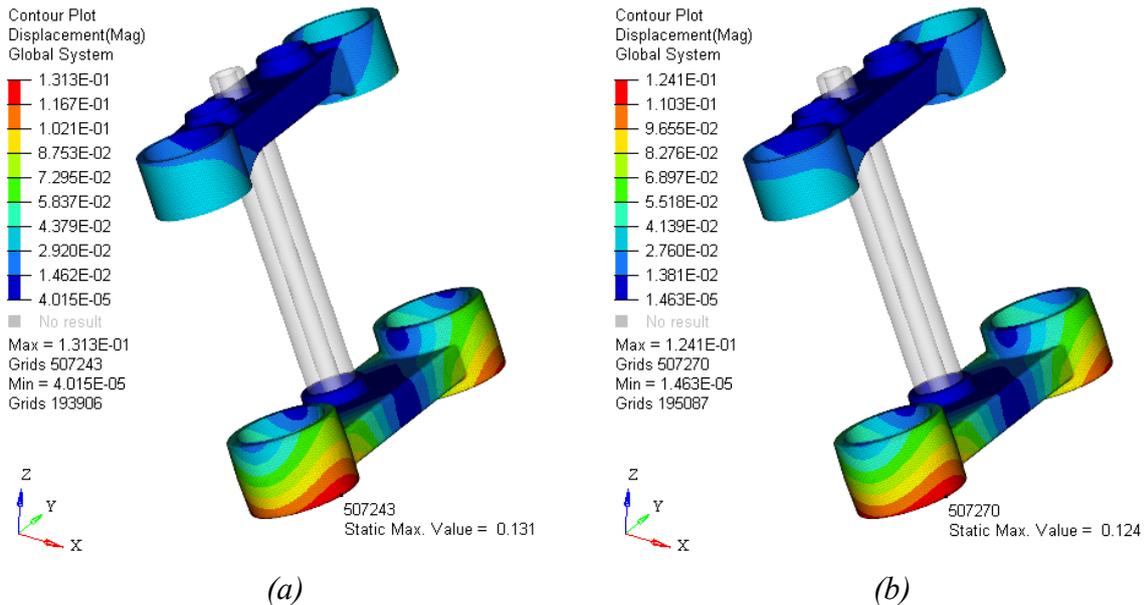


Figura 3.14 Spostamenti condizione di carico Longitudinale (a) e Longitudinale regolamento (b)

Come si può notare, entrambe tendono ruotare l'intero sistema attorno all'asse Y, a causa del momento generato dalla distanza che intercorre tra il punto di applicazione delle relative forze e i vincoli posizionati sulle piastre (Figura 3.15).

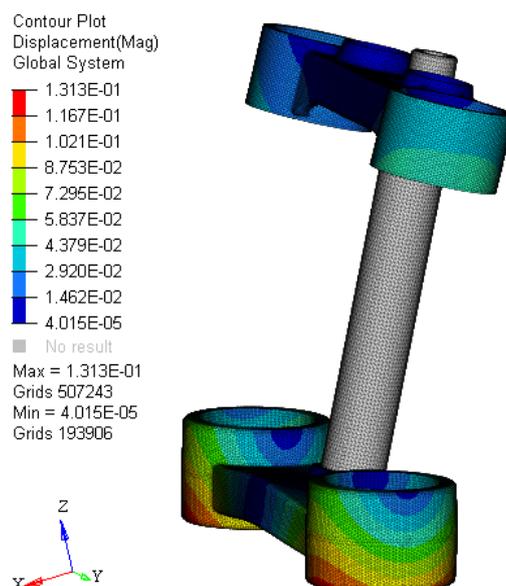


Figura 3.15 Spostamento in condizione Longitudinale amplificato di 100 volte

Le restanti configurazioni, come nel caso della valutazione degli stress, forniscono risultati sensibilmente minori, come mostrato in Tabella 3.5.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale</i>	0,13
<i>Longitudinale regolamento</i>	0,12
<i>Laterale</i>	0,23
<i>Trasferimento carico</i>	0,04
<i>Compressione forcella</i>	0,02
<i>Inerzia pilota decelerazione</i>	0,01
<i>Inerzia pilota accelerazione</i>	0,01

Tabella 3.5 Spostamento massimo associato alla relativa condizione di carico

Si riserva l'ultima sezione del paragrafo per esaminare i valori, nel caso di condizione di carico *Laterale*. Questi infatti, nonostante siano sensibilmente maggiori in modulo rispetto alle altre casistiche, sono frutto di una combinazione di forze e vincoli che modellizzano una situazione irrealizzabile (Figura 3.16), come presentato nel paragrafo 2.4. Per tale motivo, anche durante la successiva fase di ottimizzazione topologica, gli spostamenti legati a questa casistica non costituiranno un elemento discriminante nella definizione delle nuove geometrie.

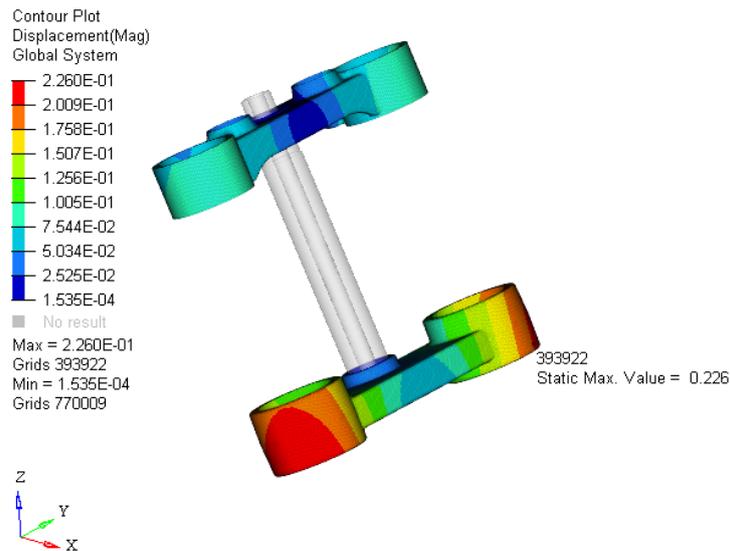


Figura 3.16 Spostamento massimo condizione di carico Laterale

L'inserimento di una condizione così peggiorativa ha il ruolo di garantire la solidità del manufatto anche in condizioni estreme, senza superare i limiti di tensioni imposti; ma non avendo un riscontro pratico, relativo al reale funzionamento del motociclo, i valori legati agli spostamenti non saranno presi in considerazione.

3.1.3 Defeature della geometria

La fase successiva consiste nella preparazione del modello sul quale verrà avviato il processo di ottimizzazione, realizzando la geometria *defeaturizzata* e la sua suddivisione in aree di *Design (DS)* e *Non Design Space (NDS)*.

Poiché le nuove piastre di sterzo presenteranno delle caratteristiche geometriche diverse rispetto a quelle del *Suzuki RM 125*, come citato nel paragrafo 2.5.11, è stata necessaria la realizzazione di un nuovo componente.

Inoltre, per consentire maggiori libertà all'ottimizzatore, il loro ingombro è stato maggiorato, come mostrato in Figura 3.17a, previo accertamento dell'assenza di interferenza con altre parti del telaio (Figura 3.17b).

Tuttavia, si è posta particolare attenzione allo spessore della piastra inferiore, in quanto, aumentandolo, si riduce la possibile corsa della forcella, senza che questa vada a interferire con lo pneumatico anteriore.

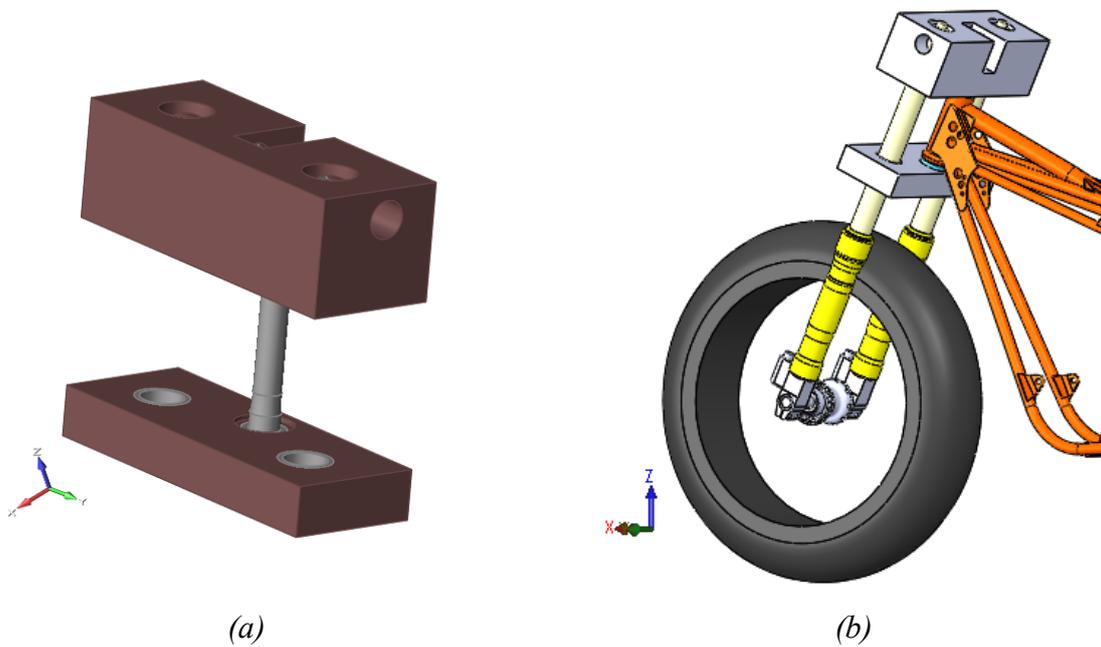


Figura 3.17 Modello defeaturizzato delle piastre di sterzo

Proprio come nel caso precedente, gli elementi non destinati alla riprogettazione, quali perno ruota e steli forcella, sono stati simulati con modelli analoghi a quelli presentati nel paragrafo 3.1.2 (Figura 3.18), in modo da poter confrontare successivamente i valori di tensioni e deformazioni.

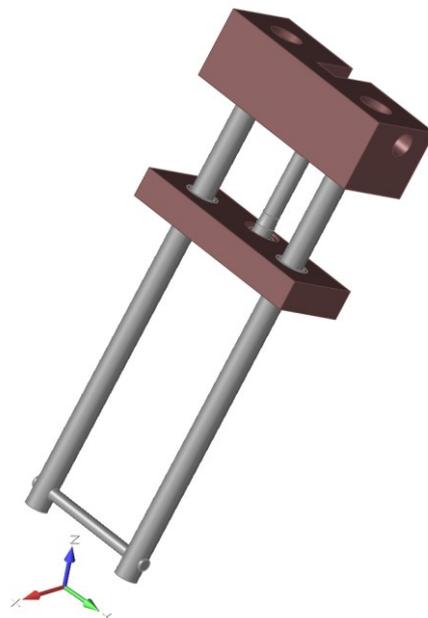


Figura 3.18 Modello avantreno defeaturizzato

È seguita la definizione delle aree di *Design* e *Non Design Space*, posizionando quest'ultime, come mostrato in Figura 3.19, nei punti di accoppiamento con gli altri componenti. Il loro

3.1 - Piastre di sterzo

spessore è stato imposto pari a 5 mm in modo tale da non aumentare significativamente il costo computazionale, ricordando che geometrie sottili richiedono una mesh con dimensione ridotta.

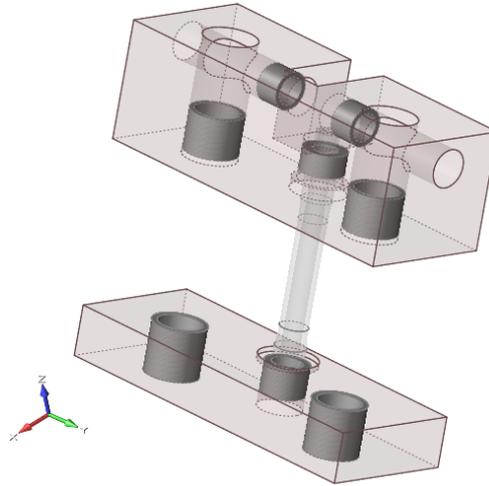


Figura 3.19 In grigio il Non Design Space delle piastre di sterzo

Unica eccezione è stata fatta per la zona di accoppiamento con l'asse canotto sterzo (spessore 9 mm), lungo la quale la dimensione radiale del *Non Design Space* nella piastra inferiore è stata tale da garantire il contatto continuo con la pista interna del cuscinetto a rulli conici, mentre la dimensione radiale nella piastra superiore è stata tale da permettere il corretto funzionamento della ghiera di bloccaggio (Figura 3.20).

Si è inoltre deciso di mantenere uguale, rispetto al componente iniziale, la lunghezza dell'area di accoppiamento tra le piastre, gli steli e l'asse canotto sterzo nella direzione dell'asse di quest'ultimo.

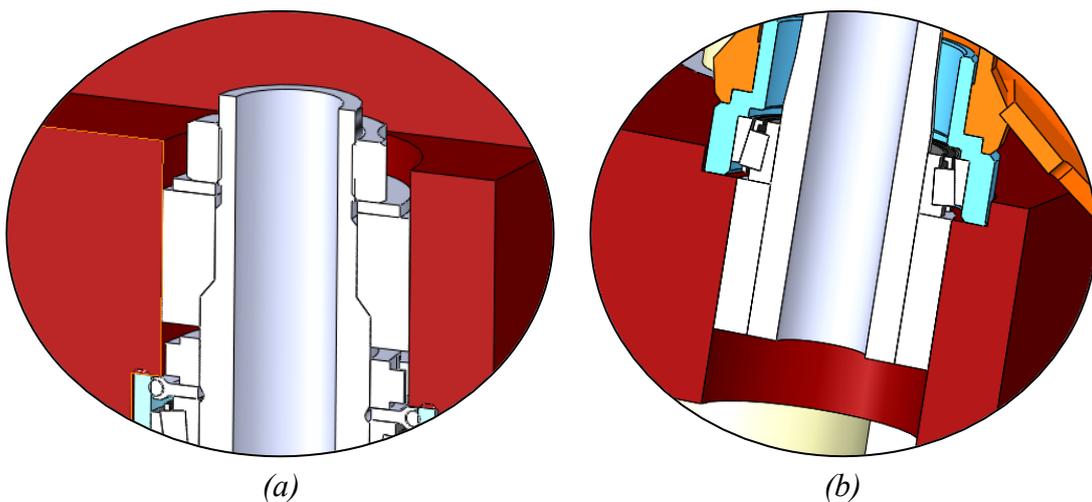


Figura 3.20 Non Design Space piastra superiore (a) e piastra inferiore (b)

In aggiunta al modello di piastre, analizzate nel paragrafo precedente, sono stati inseriti i supporti manubrio. Progettati inizialmente per essere personalizzati su richiesta del cliente (Figura 3.21a), sono stati successivamente integrati nel corpo piastra (Figura 3.21b) a causa di risultati poco soddisfacenti, ponendo l'altezza dell'asse dei riser pari a 45 mm rispetto alla piastra superiore.

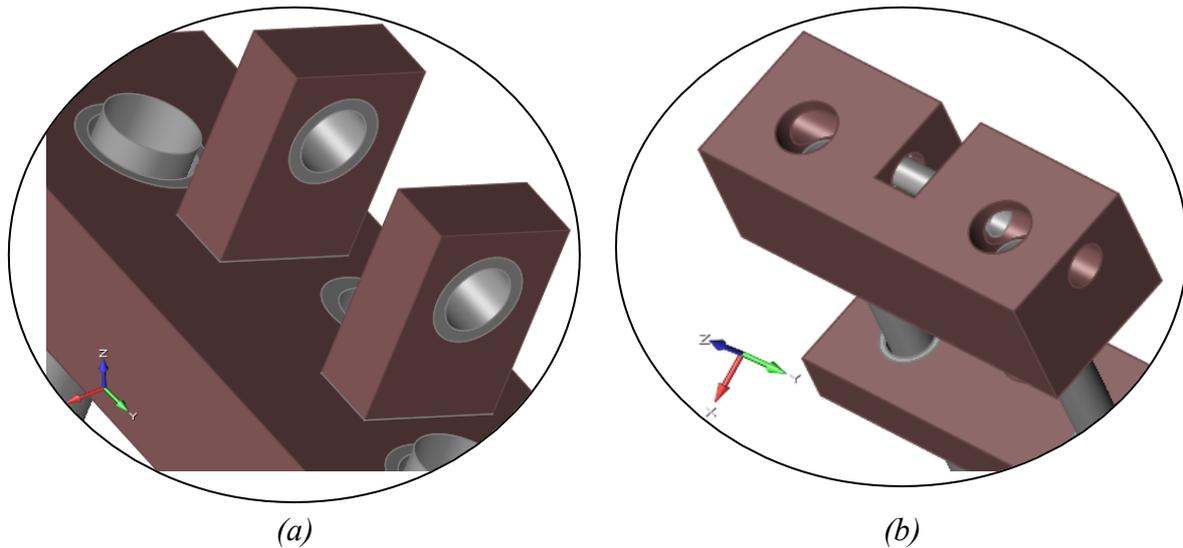


Figura 3.21 Supporti manubrio personalizzabili (a) e integrati (b)

Inoltre, a differenza di quanto fatto per l'analisi statica del componente iniziale, la presenza dei supporti ha consentito l'inserimento del modello di un tratto manubrio di diametro 28 mm, con il quale il modello risulta essere più attinente alla realtà (Figura 3.21b).

La geometria così ottenuta presenta, nel complesso, gli ingombri mostrati in Figura 3.22.

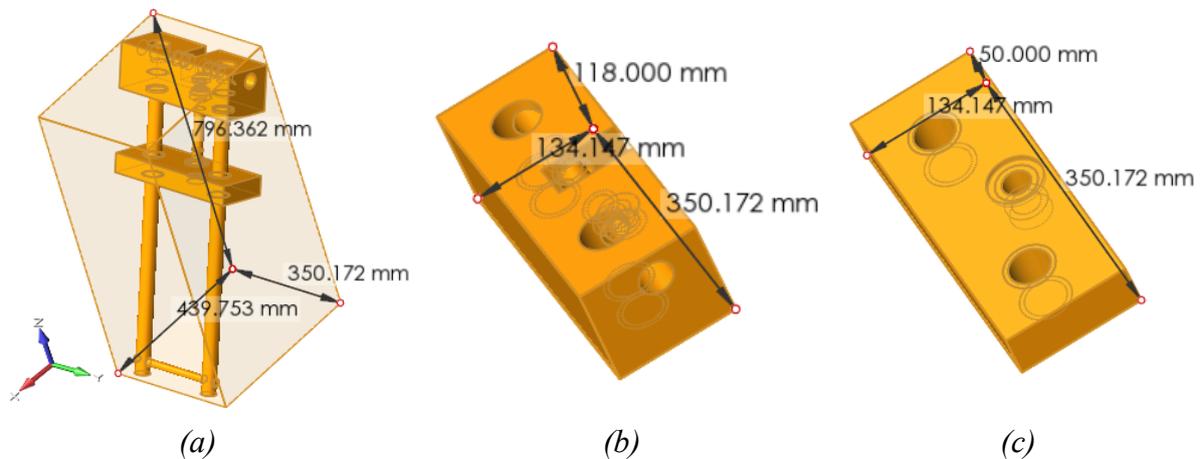


Figura 3.22 Ingombro complessivo (a), piastra superiore (b), piastra inferiore (c)

3.1.4 Modello per l'ottimizzazione topologica

Volendo successivamente confrontare i risultati delle analisi strutturali, eseguite sull'ottimizzato, con le piastre di sterzo presenti in commercio (paragrafo 3.1.1), i carichi e vincoli applicati ai due modelli sono stati pressoché gli stessi (Figura 3.23).

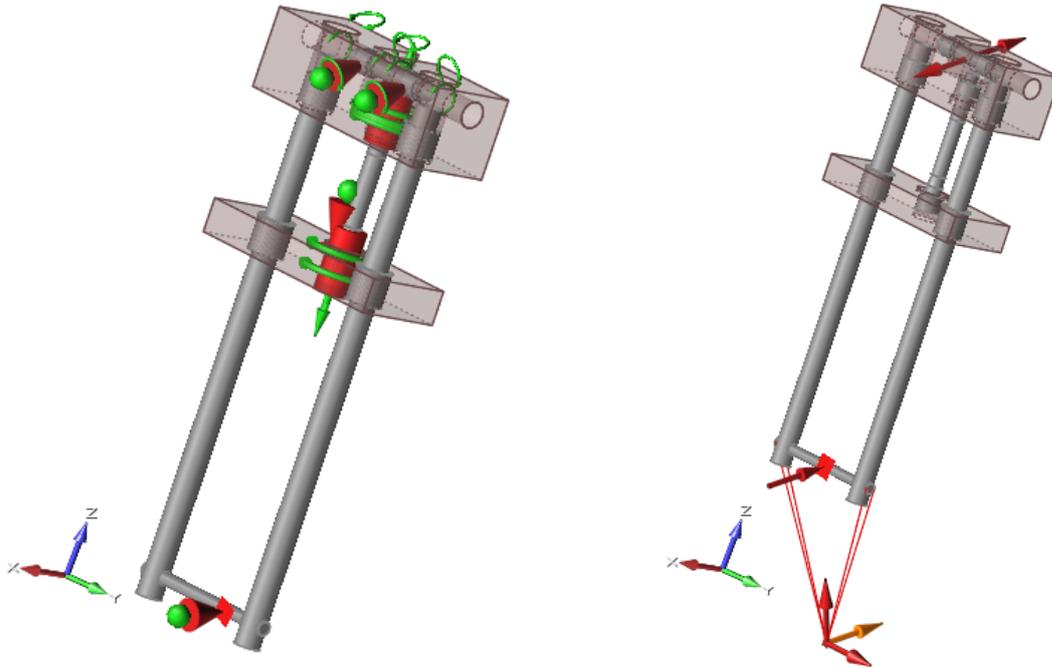


Figura 3.23 Modello con carichi e vincoli

Ne sono un'eccezione le forze generate dal pilota sul manubrio, poiché nella nuova geometria saranno inserite sulla sua superficie tramite connettore flessibile *RBE3*, e i vincoli applicati ai relativi supporti, in questo caso posizionati direttamente sulla zona di *Non Design Space* del supporto stesso.

Se nel paragrafo 3.1.1 era stato sufficiente utilizzare dei contatti tra le superfici di accoppiamento, in questo nuovo modello è necessario il loro inserimento anche in tutte le zone d'interfaccia tra *Design Space* e *Non Design Space*. Questi saranno di tipo *Bonded*, come mostrato in Figura 3.24.

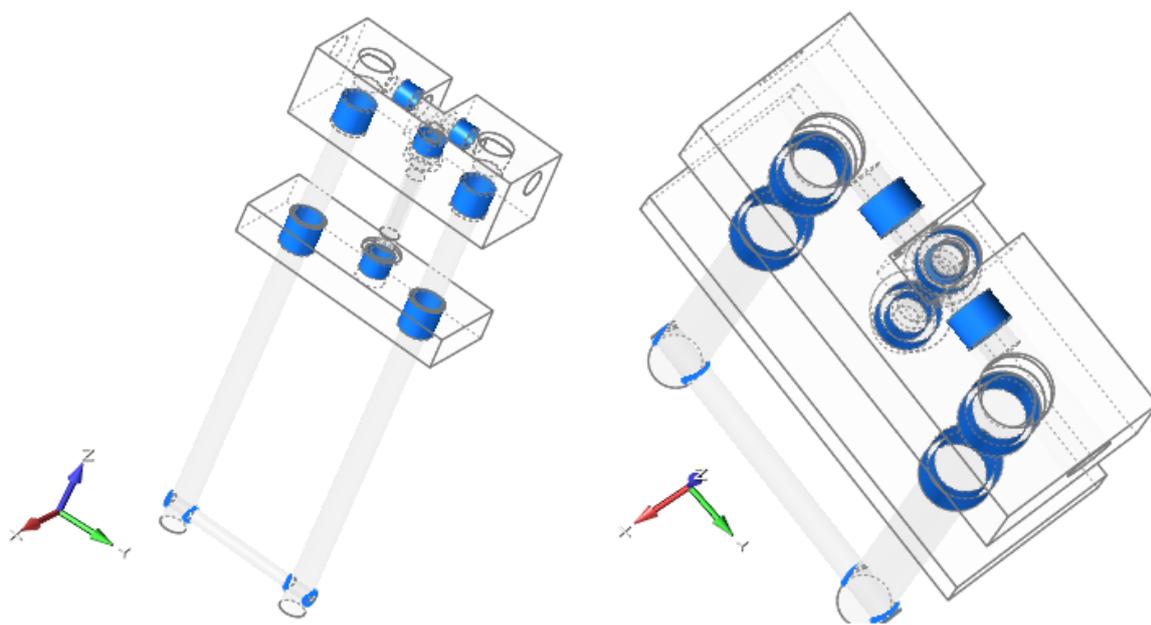


Figura 3.24 Contatti Bonded

Poiché il componente destinato alla riprogettazione presenta sia la geometria sia i carichi, sia i vincoli simmetrici, è stato imposto un vincolo di simmetria. Questa operazione, anche se non indispensabile al fine dell'ottimizzazione, ha consentito una riduzione dei tempi di calcolo poiché rende sufficiente l'applicazione della forza laterale lungo una sola direzione, diminuendo così il numero di condizioni di carico.

Per motivi estetici sono stati inseriti, in una fase preliminare, dei *manufacturing constraints*, ma successivamente rimossi in quanto non hanno conferito nessun valore aggiunto al design.

Poiché il nuovo modello presenta delle geometrie perfettamente cilindriche e cave, quali steli e manubrio, si è deciso, come nel paragrafo 3.1.1, di rappresentarle con delle *Midsurface*, permettendo l'utilizzo, durante la realizzazione della mesh, di elementi di tipo *Shell* a quattro nodi.

Se lo spessore imposto agli steli è stato di 5 mm, in analogia al modello precedente, quello del manubrio è stato posto pari a 2 mm.

Potendo realizzare le piastre sia in Ti6Al4V che in AlSi10Mg, sono stati creati modelli con entrambi i metalli. Tuttavia, poiché i vincoli più significativi nella riduzione di massa sono le deformazioni e non la tensione massima raggiunta, la lega di Titanio non presenta una rigidità sufficientemente elevata da giustificare la superiore densità rispetto all'AlSi10Mg, non permettendo una riduzione elevata del peso del componente.

Per questo motivo, l'intera trattazione verrà effettuata applicando ai componenti i materiali come descritto in Tabella 3.6, in cui le proprietà del AlSi10Mg e Ti6Al4V sono state fornite da *BeamIT* (il primo non trattato e il secondo dopo processo di ricottura).

3.1 - Piastre di sterzo

<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
<i>Piastra superiore</i>	AlSi10Mg	65	0.33	2,67·10 ³	247
<i>Piastra inferiore</i>	AlSi10Mg	65	0.33	2,67·10 ³	247
<i>Asse canotto sterzo</i>	AlSi10Mg	65	0.33	2,67·10 ³	247
<i>Steli forcella</i>	Ti6Al4V	105	0.31	4,429·10 ³	1004
<i>Perno ruota</i>	Ti6Al4V	105	0.31	4,429·10 ³	1004
<i>Manubrio</i>	Al 6061_T6	75	0.33	2,7·10 ³	241

Tabella 3.6 Materiali componenti avantreno per ottimizzazione topologica

Inoltre, tutte le restanti aree di *Non Design Space*, saranno realizzare in AlSi10Mg.

Segue l'attribuzione della mesh, che sarà di tipo 2D a quattro nodi per gli elementi *Shell* e di tipo *Tetra* per i restanti.

Per avere una corretta analisi strutturale è necessario che la dimensione dell'elemento di mesh sia almeno tre volte inferiore rispetto lo spessore minimo delle geometrie discretizzate. Pertanto, tenendo in considerazione i vincoli imposti all'ottimizzatore descritti nel paragrafo successivo, la dimensione degli elementi nelle aree di *Design Space* ha subito delle lievi variazioni in modo da ottimizzare i tempi di calcolo quando possibile.

È tuttavia possibile fornire delle grandezze medie, come mostrato in Tabella 3.7.

<i>Geometria</i>	<i>Dimensione mesh [mm]</i>
<i>Piastra superiore</i>	3
<i>Piastra inferiore</i>	3
<i>Asse canotto sterzo</i>	1
<i>Steli forcella</i>	3
<i>Perno ruota</i>	2
<i>Manubrio</i>	3
<i>Aree di Non Design</i>	1

Tabella 3.7 Taglia della mesh per ottimizzazione topologica

Inoltre, a differenza di quanto fatto in precedenza, per ridurre il costo computazionale, sono stati utilizzati solo elementi del primo ordine.

Poiché il processo di ottimizzazione topologica è avvenuto su un server di calcolo, è stato necessario esportare, anche in questo caso, il *solver deck* sotto forma di file *.fem*.

Il programma *Inspire* consente questa operazione, tramite l'interfaccia mostrata in Figura 3.25, con la quale è possibile definire l'obiettivo e il vincolo dell'ottimizzazione.

I risultati delle ottimizzazioni, proposti nel seguente paragrafo, saranno ottenuti imponendo diversi volumi residui, rispetto al *defeaturizzato*, e richiedendo la massimizzazione della

rigidezza. Inoltre, come mostrato in Figura 3.25, è possibile imporre la dimensione massima e minima delle geometrie generate dall'ottimizzatore (*Thickness Constraints*). Questo aspetto ricoprirà un'importanza marcata durante la ricerca dell'ottimo, come trattato in seguito.

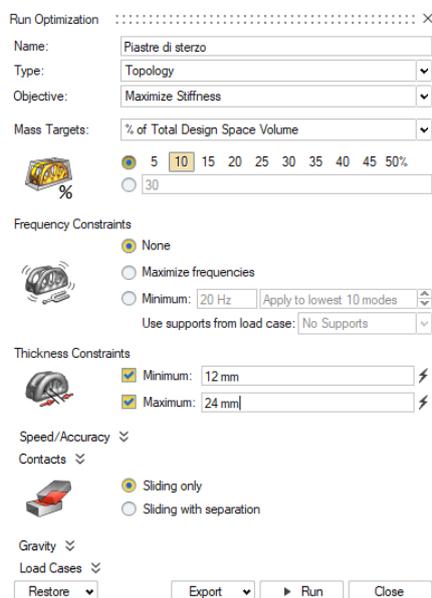


Figura 3.25 Finestra Inspire per l'esportazione dei modelli su cui eseguire l'ottimizzazione

Tuttavia, *Inspire* è in grado di realizzare un unico *Design Space*, non consentendo pertanto di assegnare vincoli, sul volume residuo, diversi tra le due piastre.

Per superare questo limite, è stato utilizzato il programma *HyperMesh*, con il quale si sono modificati alcuni parametri del file *.fem*, creando due distinti *Design Space* con proprietà indipendenti l'uno dall'altro.

3.1.5 Risultati dell'ottimizzazione topologica

Una volta realizzati i modelli, è stato possibile eseguire le ottimizzazioni topologiche.

Queste forniranno risultati diversi al variare della funzione obiettivo, dei vincoli o impostando differenti dimensioni minime degli spessori.

Una delle prime scelte che deve essere fatta, quando si esegue questo tipo di ottimizzazione, è decidere se imporre una minimizzazione della massa o una massimizzazione della rigidezza.

Poiché lo scopo della riprogettazione consiste nella ridurre il peso del nuovo componente, si potrebbe pensare che l'approccio più rapido e remunerativo sia quello di fissare un valore di tensione massimo ed assegnare, come funzione obiettivo, la minimizzazione della massa.

Tuttavia, applicando in una fase preliminare questa metodologia, e fissando un $CS \geq 2$, i risultati ottenuti hanno presentato delle strutture con spostamenti eccessivamente marcati e design non gradevoli.

Questo è giustificabile analizzando il modello presentato nel paragrafo 3.1.2, in cui si osserva come, anche sulle geometrie iniziali, le tensioni siano decisamente inferiori rispetto ai valori massimi consentiti.

Pertanto, i successivi confronti tra i modelli ottimizzati e quello delle piastre del *Suzuki RM 125*, verranno fatti considerando gli spostamenti massimi, a parità di condizione di carico.

Per questo motivo si svolgeranno delle ottimizzazioni topologiche il cui obiettivo sarà sempre la massimizzazione della rigidezza, al variare o della percentuale di volume residuo del *Design Space* o della dimensione massima e minima degli spessori ammessi.

Questo tipo di approccio presenta tre problematiche legate all'analisi dei risultati, come è riportato in seguito:

1. Per funzionare, l'ottimizzatore assegna ad ogni elemento della mesh del *Design Space* una densità relativa variabile e, iterando su questo parametro, raggiunge la condizione di ottimo che, nel caso trattato, consiste nella massimizzazione della rigidezza a fronte di un'imposta riduzione di volume. Pertanto, il risultato dell'ottimizzazione sarà un modello uguale a quello iniziale, i cui elementi di mesh presentano densità relative variabili. È compito del progettista, in una fase di post processing dei risultati, decidere quali mantenere e quali scartare. Nel fare questa operazione, a tutti gli elementi aventi densità relative intermedie, e ritenuti necessari per la solidità del componente trattato, verrà solo successivamente assegnata una densità relativa pari all'unità, modificando così la massa del componente. Non è pertanto possibile prevedere in modo preciso quale sia la sua reale riduzione di volume, nel momento in cui viene imposto il parametro a inizio processo.
2. Poiché il risultato dell'ottimizzazione presenta elementi con densità relativa variabile, il loro contributo strutturale, proprio come avviene per la massa, sarà anch'esso dipendente dalla densità. Pertanto, i valori di tensioni e spostamenti, calcolati dal software, sottostimeranno le reali performance del componente. Sarà necessario effettuare una successiva operazione di *OSSmooth*, con la quale tutte le densità intermedie degli elementi considerati accettabili verranno riportate all'unità, e successivamente eseguire, su questa geometria, un'analisi strutturale.
3. La fase successiva al processo di *OSSmooth*, citato al punto precedente, consiste nella rimodellazione manuale delle geometrie, che tuttavia modificherà, anche se in modo ridotto, quelle precedenti. Pertanto, solo analizzando il nuovo componente, pari a quello destinato alla produzione, si potranno avere informazioni certe su stress, spostamenti e massa complessiva.

Tutto ciò permette di comprendere come non sia possibile prevedere, durante l'impostazione dell'ottimizzazione, quale sarà la reale massa del componente finale, in quanto funzione di successive scelte progettuali. Per tale motivo, i valori presentati nella Tabella 3.8 costituiscono solo grandezze indicative, che dovranno essere confermate o smentite nelle fasi successive.

Focalizzando l'attenzione verso il processo di ottimizzazione, questo è stato eseguito in modo iterativo sul modello *defeaturizzato*, al fine di trovare la migliore riduzione possibile in peso, in grado di garantire ugualmente degli spostamenti, nelle rispettive condizioni di carico, simili rispetto al componente analizzato in precedenza. In particolar modo si è accettato un valore massimo di spostamento pari a 0,2 mm, fatta eccezione il caso *Laterale*, non analizzata per i motivi trattati nel paragrafo 3.1.2.

Per farlo, è stato necessario modificare il vincolo sul volume residuo e sulla dimensione minima degli spessori. Analizzando il primo aspetto, si sottolinea come non sia possibile operare la stessa riduzione percentuale per entrambe le piastre, in quanto le sollecitazioni a cui sono soggette risultano differenti. Inoltre, durante la fase di preparazione della nuova geometria (paragrafo 3.1.3) la piastra superiore è stata resa molto più massiccia rispetto a quella inferiore e pertanto, per ottenere delle diminuzioni significative di peso, è necessario imporre altrettante riduzioni percentuali di volume. Per superare questo aspetto si è richiesto un ingente numero di simulazioni, in quanto non è stato solo sufficiente comprendere quale fosse la corretta variazione percentuale dell'intero componente, ma è stato necessario suddividerla tra le due piastre di sterzo.

Un'ulteriore difficoltà riscontrata è legata al loro design: presentando una dimensione significativa è indispensabile che le geometrie si integrino con la restante struttura del motociclo. Per questo motivo, affidandosi a un esperto del settore, si è deciso di evitare geometrie eccessivamente sottili o piatte, privilegiando quelle ramificate, tipiche dell'Additive Manufacturing.

Per raggiungere questo scopo, è stata spesso vincolata, all'ottimizzate, la dimensione minima degli spessori.

Si può pertanto comprendere come il processo seguito per il conseguimento di un risultato ottimale sia frutto di diversi tentativi, attraverso i quali, oltre che variare i parametri precedentemente descritti, al fine di massimizzare lo sfruttamento del materiale senza superare i vincoli di deformazione massima, è stata eseguita una messa a punto del modello, sino all'ottenimento di quello mostrato nel paragrafo 3.1.4.

Nella trattazione che segue sono presentate solo le ultime geometrie, dalle quali è stato selezionato il design finale, senza descrivere tutti gli step con cui sono stati ottenuti i loro parametri di ottimizzazione.

In particolare, in Tabella 3.8, si mostrano le riduzioni di massa, previste durante il loro affinamento.

Queste, dell'ordine del 20% rispetto al componente iniziale, risultano particolarmente soddisfacenti in quanto il nuovo prodotto presenta integrati i supporti manubrio, assenti su quello montato sul *Suzuki RM 125*. Inoltre, le zone di *Non Design Space* hanno una massa di 0,8 kg, non trascurabile rispetto a quella complessiva.

3.1 - Piastre di sterzo

Per ottenere tali risultati è stato necessario imporre un volume residuo sulla piastra superiore e inferiore, rispettivamente, del 4% e 9% nel primo caso, mentre del 3,5% e 8,5% nel secondo caso.

<i>Componente</i>	<i>Massa [kg]</i>	$\Delta\%$
<i>Piastre Suzuki RM 125</i>	<i>2,16</i>	
<i>DS defeaturizzato + NDS</i>	<i>18,06</i>	<i>+735 %</i>
<i>DS Superiore 4% + Inferiore 9% + NDS</i>	<i>1,76</i>	<i>-18 %</i>
<i>DS Superiore 3,5% + Inferiore 8,5% + NDS</i>	<i>1,68</i>	<i>-22 %</i>

Tabella 3.8 Riduzioni di massa previste

In Figura 3.26 vengono rappresentati i design ottenuti variando la dimensione dello spessore minimo consentito, posto pari a 12 mm per entrambe le piastre superiori ma differente per quelle inferiori: 9 mm in Figura 3.26a e 12 mm in Figura 3.26b.

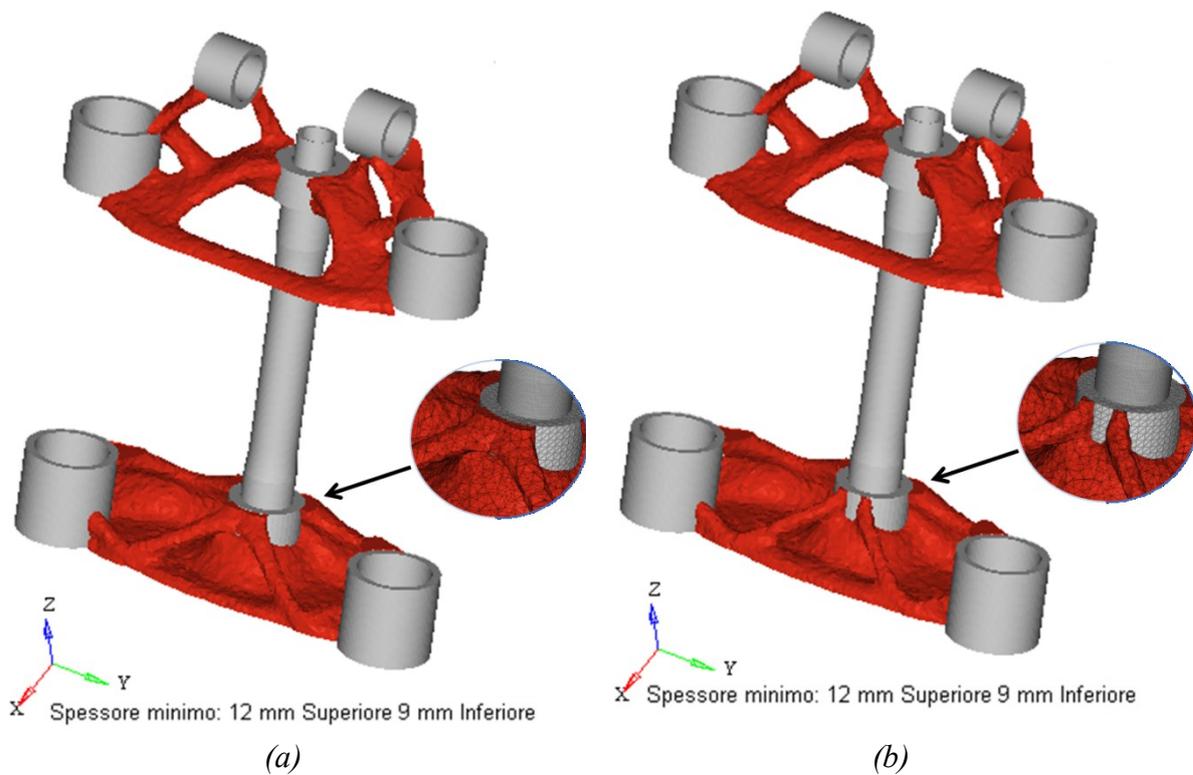


Figura 3.26 Risultati ottimizzazione con volume residuo 4% DS piastra superiore e 9% inferiore

In entrambi i casi si è deciso di mostrare gli elementi aventi densità relativa superiore a 0,5, poiché la riduzione dell'intervallo causerebbe strutture eccessivamente sottili e fragili.

Come si nota in Figura 3.26, i risultati presentano forme simili, fatta eccezione per piccole zone di interfaccia tra *Design e Non Design Space*.

Si possono invece scorgere delle differenze analizzando l'andamento degli spostamenti (Figura 3.27). Infatti, a parità di riduzione di massa, il risultato migliore fornito dall'ottimizzatore è quello a cui sono stati imposti vincoli meno restrittivi sulla dimensione degli spessori minimi (Figura 3.27a). Si ottiene così un valore massimo di circa 0,18 mm confrontato con 0,19 mm nel caso di *Thickness Constraints* pari a 12 mm, entrambi valutati nella condizione di carico *Longitudinale*, in quanto più critica tra quelle presenti (fatta eccezione per quella *Laterale*, ma non considerata per i motivi precedentemente indicati).

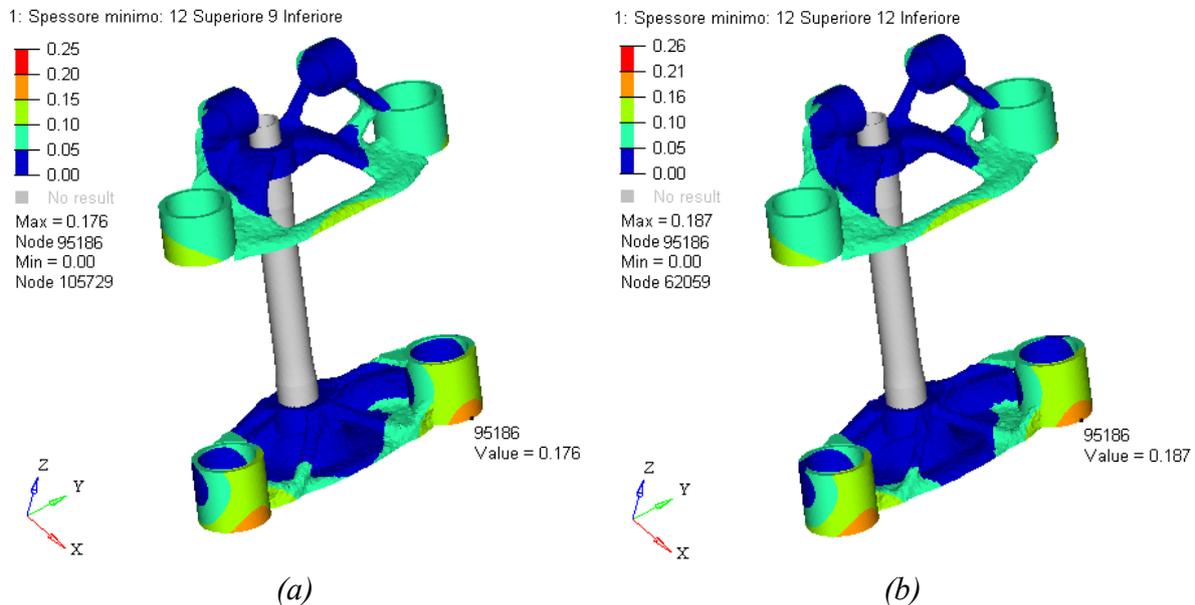


Figura 3.27 Andamento degli spostamenti, nella condizione di carico Longitudinale. Spessore minimo consentito sulla piastra inferiore: 9 mm (a) e 12 mm (b)

Poiché le riduzioni volumetriche, nei due casi, sono le stesse, è stato selezionato come maggiormente idoneo il risultato mostrato in Figura 3.27a. Tuttavia, poiché i valori di spostamento sono sufficientemente distanti rispetto a quelli massimi consentiti, sono state effettuate altre due ottimizzazioni, aventi gli stessi vincoli dimensionali delle precedenti, ma con volume residuo di 3,5% sulla piastra superiore e 8,5% su quella inferiore (Figura 3.28). Analogamente a quanto accaduto per il caso precedente, visualizzando solo gli elementi con densità relativa superiore o uguale a 0,5, i risultati mostrano differenze geometriche sulle zone di attacco con il *Non Design Space*, senza però variazioni significative.

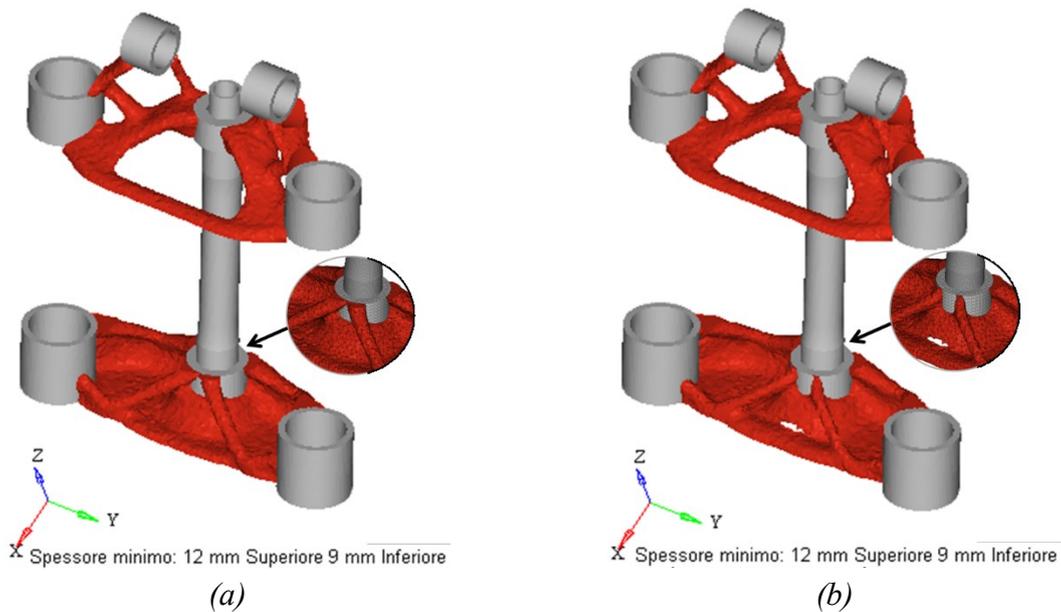


Figura 3.28 Risultati ottimizzazione con volume residuo 3,5% DS piastra superiore e 8,5% inferiore. Spessore piastra superiore di 12 mm. Spessore piastra inferiore 9 mm (a) e 12 mm (b)

Sempre in analogia con la riduzione percentuale precedente, la geometria che presenta un vincolo maggiore sullo spessore minimo, mostra valori di spostamenti più elevati (Figura 3.29). Anche in questo caso sono mostrati i valori di spostamenti massimi, pari a 0,18 mm (Figura 3.29) e 0,2 mm (Figura 3.29), nella condizione di carico *Longitudinale*.

Per tale motivo, anche in questo caso, è stato scelto, come maggiormente idoneo, il design presente in Figura 3.29a. Infatti, a parità di massa, è quello che garantisce una minore deformazione dell'intero avantreno.

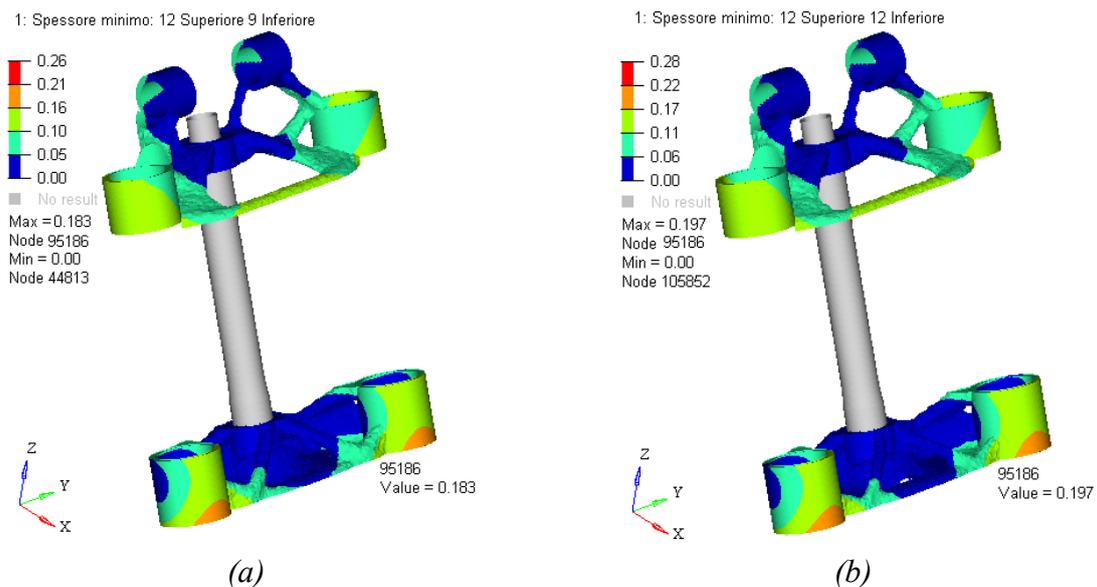


Figura 3.29 Andamento degli spostamenti, nella condizione di carico *Longitudinale*. Spessore minimo consentito sulla piastra inferiore: 9 mm (a) e 12 mm (b)

Poiché ulteriori riduzioni percentuali di volume causerebbero il superamento del vincolo imposto, pari a 0,2 mm, la scelta del design idoneo è stata fatta tra quelli presentati in Figura 3.26a e in Figura 3.28a. Tuttavia, poiché anche il secondo modello, nonostante presenti un volume minore, rispetta il vincolo di spostamento massimo consentito prima ancora di aver eseguito l'operazione di *OSSmooth*, è stato selezionato come idoneo.

Focalizzando la trattazione sulla sua analisi, si nota come le tensioni massime siano decisamente inferiori rispetto al valore di soglia consentito (Figura 3.30a). Sono un'eccezione alcune zone localizzate, dove spigoli vivi causano fenomeni di intaglio, tuttavia facilmente rimovibili durante la successiva fase di rimodellazione. Inoltre, come mostrato in Figura 3.30b, è possibile osservare la distribuzione delle sollecitazioni massime in funzione della condizione di carico, notando come la più gravosa sia quella *Longitudinale*, seguita dalla *Laterale* e dalla *Longitudinale Regolamento*.

Si è inoltre deciso di mostrare anche l'andamento delle tensioni sull'asse canotto sterzo, a testimonianza del fatto che queste risultano particolarmente modeste, consentendo eventualmente la sua sostituzione con un componente avente analogo modulo elastico, ma minore resistenza meccanica.

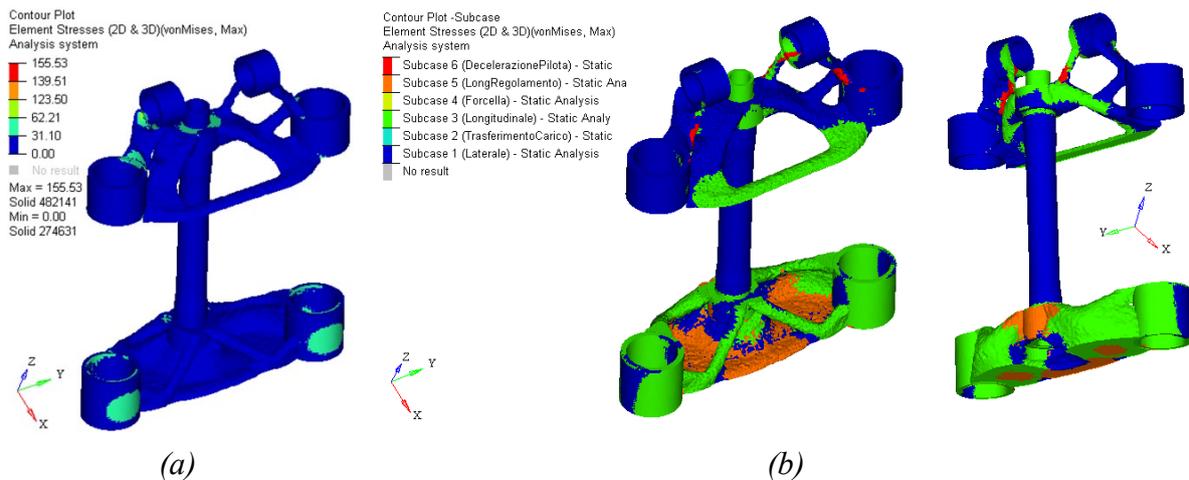


Figura 3.30 Andamento tensioni in condizione Envelope (a); Rappresentazione condizione di carico che procura la maggiore tensione equivalente di von Mises sull'elemento (b)

Poiché lo spostamento massimo è stato l'elemento discriminante tra una soluzione accettabile e una non valida, si riportano in Figura 3.31 i valori massimi ottenuti in funzione delle differenti condizioni di carico sull'intero sistema costituito da piastre e asse canotto sterzo, permettendo inoltre una migliore visione complessiva del nuovo design (trascurando quella *Laterale*).

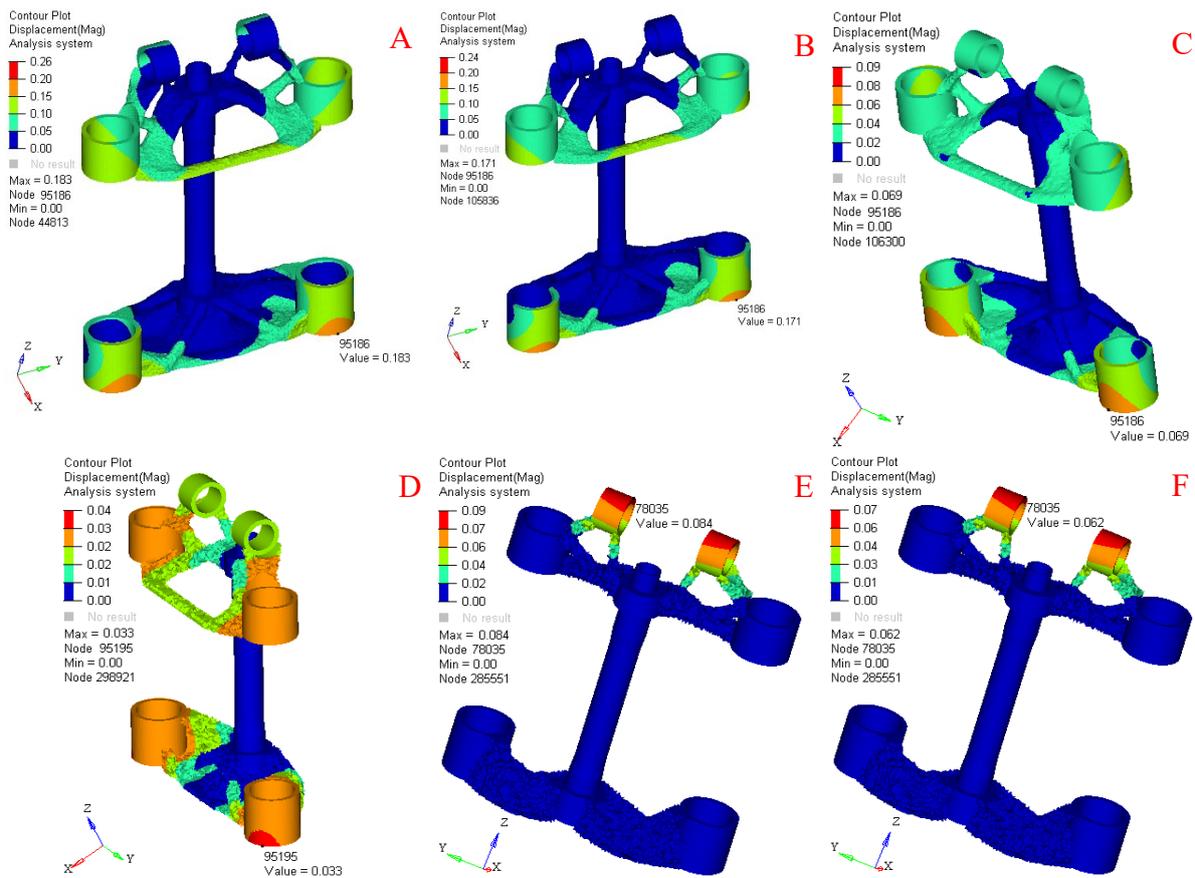


Figura 3.31 Andamento spostamenti in funzione delle condizioni di carico: Longitudinale (A), Longitudinale regolamento (B), Trasferimento carico (C), Compressione Forcella (D), Inerzia pilota decelerazione (E) e accelerazione (F)

Poiché i risultati trattati in questo paragrafo sono stati ottenuti con elementi aventi densità relative intermedie, ossia comprese tra 0 ed 1, segue il processo di *OSSsmooth*, con il quale sarà possibile ricavare grandezze più attendibili.

3.1.6 *OSSsmooth* dell'ottimizzato

Come detto in precedenza, i risultati presentati sono stati calcolati su geometrie aventi elementi con densità relativa variabile. Tuttavia, dal punto di vista tecnologico, i corpi realizzati presentano una densità costante.

Per riuscire quindi a prevedere il reale comportamento e peso di un componente ottimizzato, è necessario eseguire l'*OSSsmooth*. Questa operazione consiste nella conversione in valori unitari, delle densità relative superiori a un valore prefissato.

Dal punto di vista operativo, nel caso trattato, l'*OSSsmooth* è stato eseguito tramite *HyperMesh*: importando i file .fem e .sh e indicando un valore di densità relativa pari a 0,5. Il software ha così assegnato un valore unitario per quelle superiori alla grandezza indicata, mentre ha

assegnato un valore nullo per quelle inferiori. Il risultato è una geometria costituita da una porzione degli elementi di mesh, come mostrato in Figura 3.32.

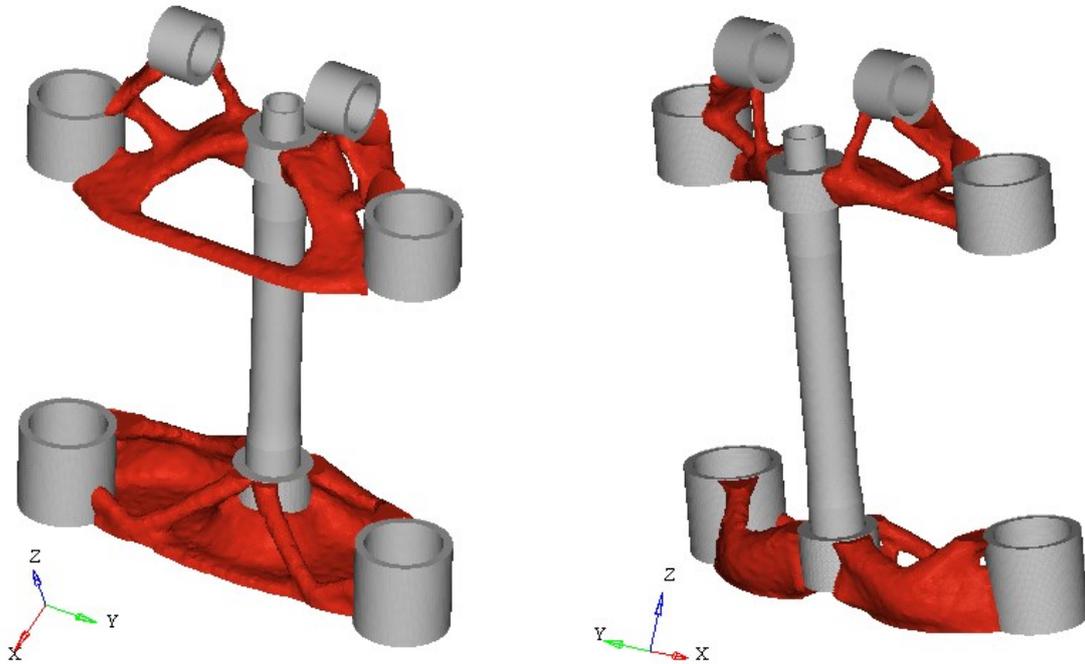


Figura 3.32 Piastre di sterzo dopo processo di OSSmooth

È possibile effettuare così una prima valutazione della reale massa del componente, la quale sarà di 555 g per la piastra superiore, 674 g per quella inferiore e 251 g per l'asse canotto sterzo, per un totale di 1,48 kg, rispetto ai 2,16 kg del componente montato su *Suzuki RM 125*. Tuttavia, per avere valori definitivi, sarà necessario effettuare la rimodellazione delle geometrie mediante *PolyNURBS*. Nonostante ciò, le grandezze così ottenute sono addirittura migliori rispetto a quelle stimate in precedenza (Tabella 3.8), in cui si ipotizzava una riduzione di massa del 22%, a fronte del nuovo valore riscontrato pari al 31%.

Confronto analogo può essere effettuato per quanto concerne le tensioni e gli spostamenti. Analizzando il primo aspetto, come mostrato in Figura 3.33, queste risultano molto più basse del valore limite imposto a 123,5 MPa. Inoltre, paragonandole ai risultati esposti nel paragrafo 3.1.5, si assiste a una loro ulteriore riduzione.

3.1 - Piastre di sterzo

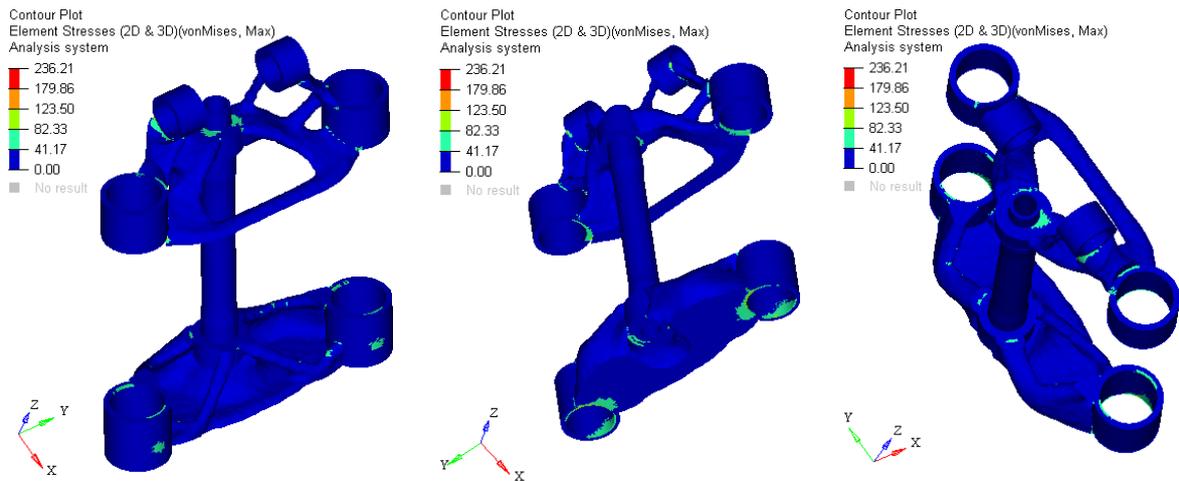


Figura 3.33 Stress nella condizione di Envelope

Poiché il vincolo maggiormente restrittivo, durante l'intera riprogettazione, è stato lo spostamento massimo ammissibile, si rappresenta in Figura 3.34 il suo valore nella condizione di carico peggiore (condizione di carico *Longitudinale*).

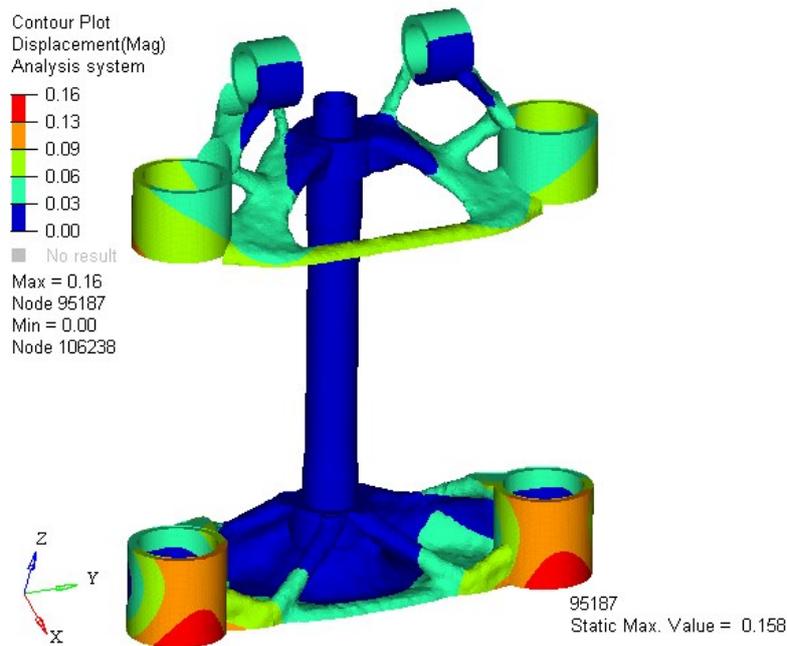


Figura 3.34 Andamento spostamenti condizione di carico *Longitudinale*

Proprio come accadeva per le tensioni, anche gli spostamenti massimi si sono ridotti, passando dal 0,183 mm a 0,158 mm. A fronte di questo valore, si potrebbe pensare che una riduzione ulteriore di volume sia possibile, durante l'impostazione del processo di ottimizzazione. Tuttavia, questo avrebbe comportato la formazione di geometrie eccessivamente sottili, il cui inspessimento, durante la rimodellazione, causerebbe un significativo aumento del peso.

3.1.7 Rimodellazione delle geometrie

Avendo validato la geometria, segue la sua rimodellazione tramite *PolyNURBS*. Non è infatti pensabile produrre direttamente il manufatto, sia perché le superfici sono discretizzate tramite elementi di mesh non sufficientemente piccole, sia perché alcune aree di raccordo devono essere realizzate manualmente.

Questa operazione è avvenuta tramite il programma *Evolve*, con il quale è possibile generare delle geometrie a partire dalle *PolyNURBS*.

Le *PolyNURBS* possono essere assimilabili nella realtà a materiale plastico, facilmente deformabile, con il quale è possibile creare qualunque tipo di geometria. Sono pertanto ideali quando si vogliono realizzare delle strutture da produrre tramite tecnologie additive, in quanto consentono di disegnare in libertà, senza vincoli di forma (si parla di modellazione *free shape*).

Per facilitare la modellazione delle due piastre di sterzo, è stato generato, a partire dal risultato dell'*OSSmooth*, il file *.stl* del *Design Space* delle due geometrie. Questa triangolazione delle superfici è stata importata in *Evolve*, utilizzandola come guida per la loro realizzazione.

In seguito, importando anche le aree di *Non Design Space*, è stato possibile unirle in modo graduale con le precedenti parti, evitando la formazione di spigoli vivi o design non gradevoli.

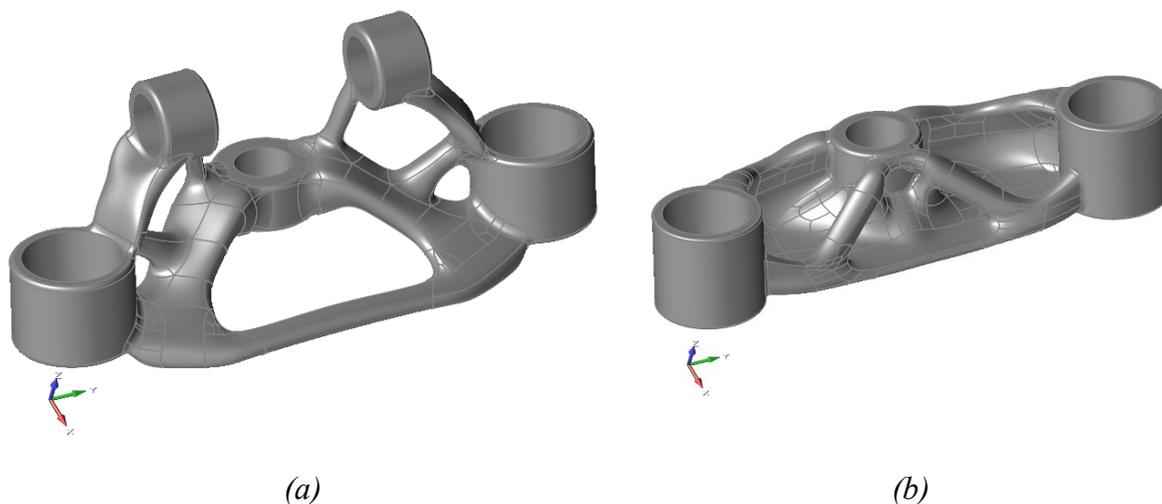


Tabella 3.9 Geometrie rimodellate: piastra superiore (a) e piastra inferiore (b)

Durante l'intero processo è infatti necessario non solo posizionare materiale dove viene indicato dall'ottimizzatore, ma anche evitare geometrie che posano causare criticità durante la fase produttiva.

A modellazione completata, la massa della piastra superiore e inferiore risulta essere rispettivamente di 646 g e 770 g. Questi valori risultano lievemente superiori rispetto a quelli ricavati nel paragrafo 3.1.6, infatti, durante la realizzazione delle nuove geometrie, si è cercato, come mostrato in Figura 3.35 di inglobare, tramite le *PolyNURBS*, la triangolazione posta sullo

sfondo. Se da un lato ciò causa un leggero aumento di peso, al contempo garantisce livelli di performance strutturali confrontabili con quelli ottenuti in precedenza.

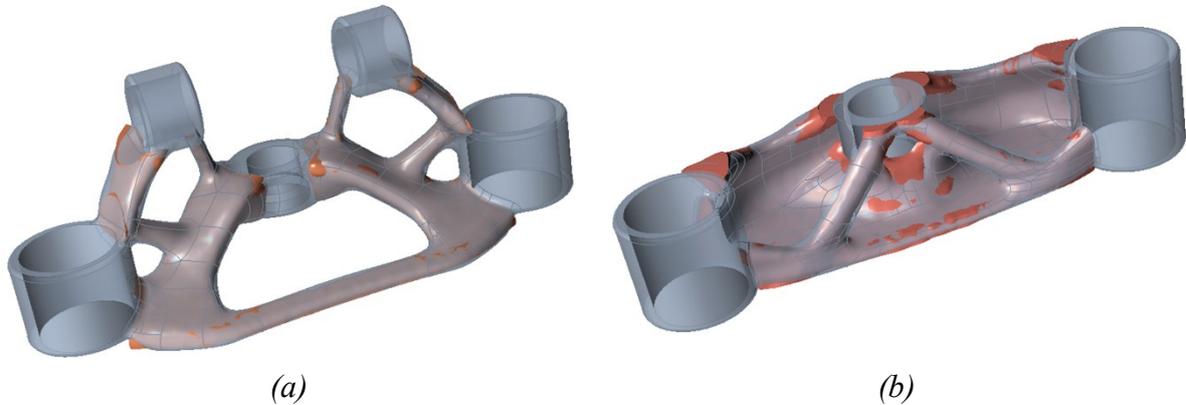


Figura 3.35 Confronto tra PolyNURBS e risultato ottimizzazione: piastra superiore (a) e piastra inferiore (b)

A livello complessivo, la riduzione di massa ottenuta, è stata di circa il 23%, risultato particolarmente soddisfacente in quanto, il nuovo design, presenta integrati i supporti manubrio, la cui massa non è trascurabile. Effettuando infatti un confronto tra le due piastre superiori, è stata ottenuta una riduzione del 10%. Un tale paragone non può essere effettuato per quelle inferiori, poiché si è reso impossibile lo smontaggio tra l'asse canotto sterzo e la piastra inferiore montata sul *Suzuki RM 125*, a causa dell'elevato grado di interferenza.

Il risultato complessivo della rimodellazione è mostrato in Figura 3.36.

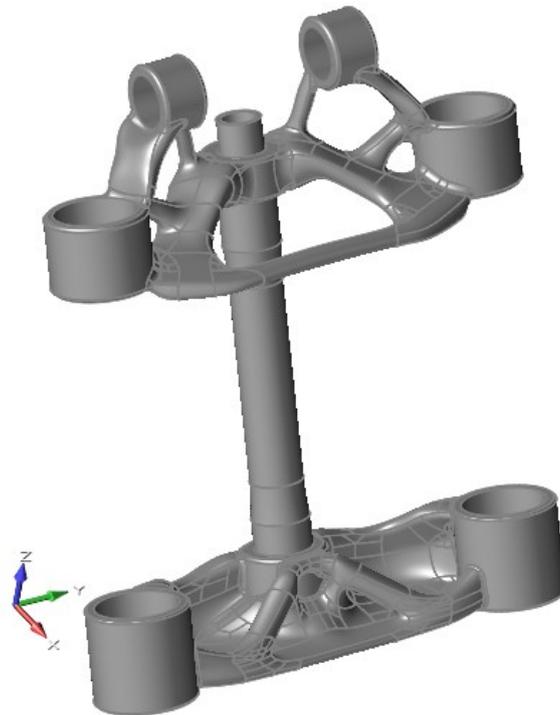


Figura 3.36 Risultato complessivo della rimodellazione

3.1.8 Analisi conclusiva

Una volta realizzate le nuove piastre, si è reso necessario un loro processo di validazione. Infatti, a causa delle leggere variazioni di volume tra la geometria fornita dall'ottimizzatore e quella realizzata mediante *PolyNURBS*, le performance meccaniche potrebbero essere cambiate.

Inoltre, quella eseguita sul risultato fornito dal processo di *OSSmooth*, presentava una mesh grossolana e del primo ordine, tale da sovrastimare la rigidità delle parti.

Per tale motivo è stata effettuata un'analisi sul nuovo componente, mantenendo invariate le condizioni di carico e la disposizione di forze e vincoli, rispetto a quanto fatto in precedenza.

La sua impostazione è avvenuta tramite *Inspire*, attraverso il quale è stata realizzata la mesh del secondo ordine, la cui dimensione media degli elementi imposti, per ciascun componente, è mostrata in Figura 3.37.

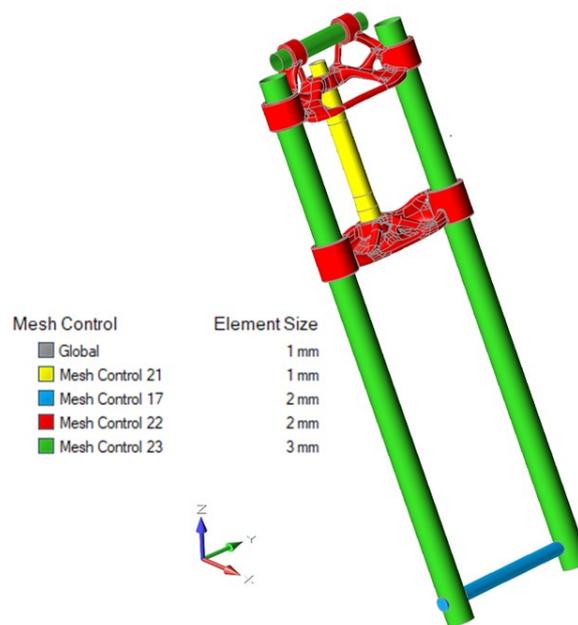


Figura 3.37 Dimensione elementi di mesh

Sono stati così ottenuti i seguenti risultati di tensioni e spostamenti.

Concentrandosi sui primi, è possibile osservare che il vincolo sul *CS* (≥ 2), è ampiamente rispettato, fatta eccezione per una zona localizzata nell'area di contatto della piastra inferiore con gli steli forcella, in cui alcuni elementi superficiali superano la tensione di 123,5 MPa. (Figura 3.38) nella condizione di carico *Longitudinale*.

3.1 - Piastre di sterzo

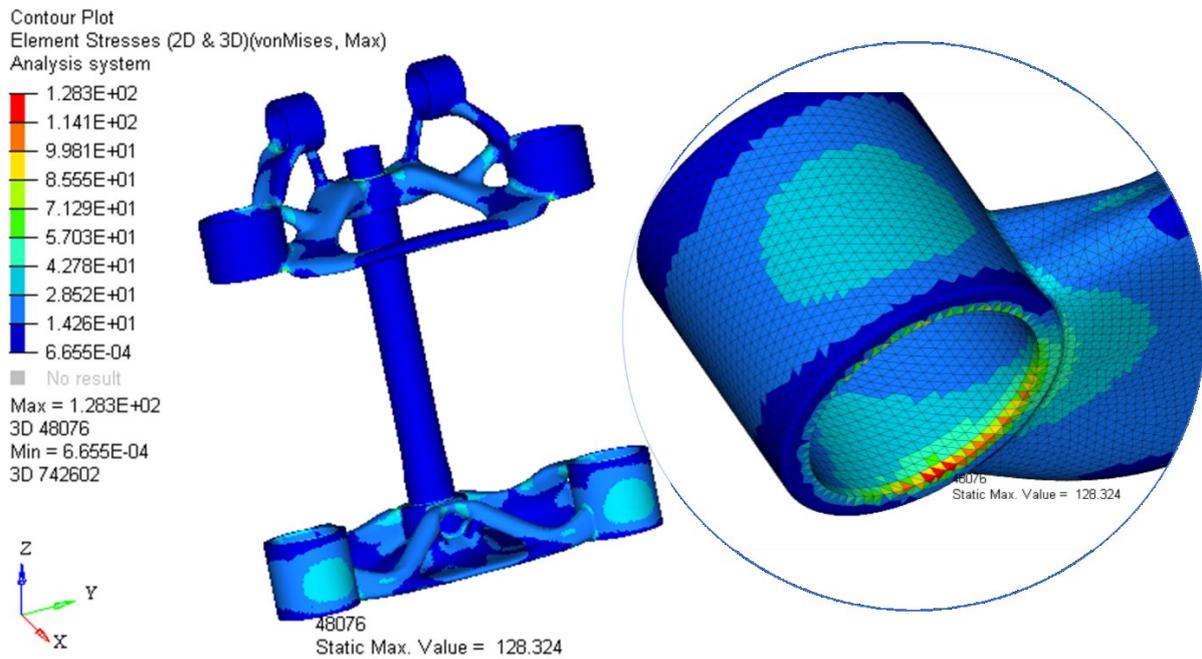


Figura 3.38 Andamento delle tensioni (criterio von Mises) in condizione di Envelope e dettaglio su zona di intensificazione con valore massimo pari a 128,3 MPa

Tuttavia, poiché l'evento è da attribuirsi alla presenza dello spigolo vivo, si è realizzato uno smusso di 1 mm (il cui inserimento sarebbe ugualmente avvenuto nelle fasi successive) con il quale è possibile attutire questo fenomeno. È stato così necessario eseguire un'ulteriore analisi, la quale ha fornito risultati soddisfacenti, poiché tutti gli elementi presentano tensioni inferiori a 123 MPa (Figura 3.39). Inoltre, per evitare la presenza di bordi taglienti, sono stati smussati, sempre con smussi da 1 mm x 45°, le sedi degli steli, dell'asse canotto sterzo e del manubrio.

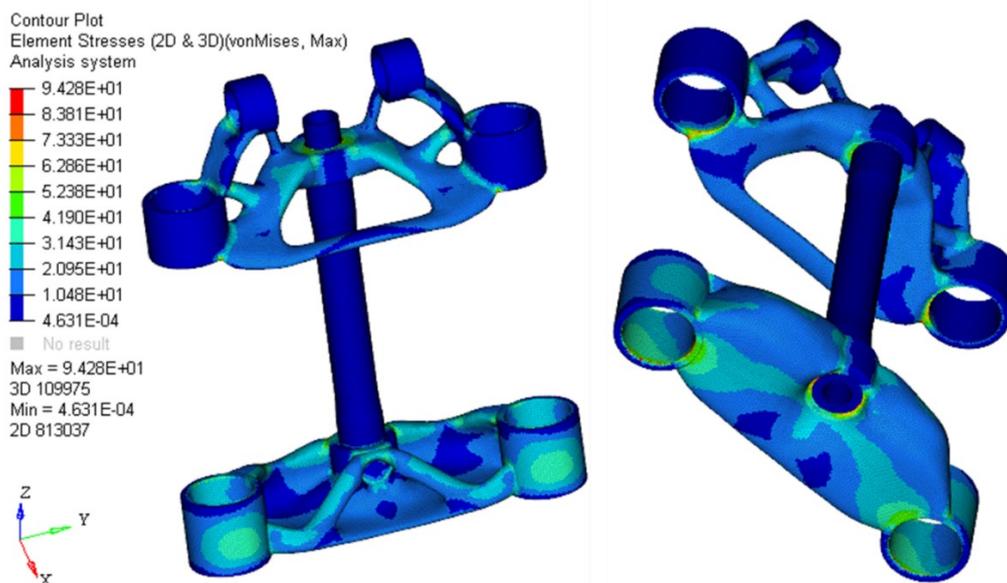


Figura 3.39 Andamento degli stress nella condizione di Envelope sul nuovo modello con aggiunta raccordi

Poiché il confronto prestazionale tra la nuova geometria e quella iniziale è avvenuto a livello di spostamenti, si pone particolare attenzione alle grandezze ottenute.

A fronte di una riduzione di massa così importante ci si potrebbe aspettare una perdita significativa di performance, cosa che invece non è avvenuta. Come infatti si può notare in Tabella 3.10, i valori di spostamento sono molto simili, il che soddisfa ampiamente il vincolo massimo, imposto sulla condizione *Longitudinale*, pari a 0,2 mm.

Solo nelle configurazioni *Inerzia pilota accelerazione e decelerazione*, le grandezze ottenute sul nuovo componente sono particolarmente più elevate. Tuttavia, questo è da imputare alla nuova geometria che presenta i supporti manubrio, assenti nel modello iniziale. Pertanto, anche questi spostamenti, poiché di modesta entità, possono essere considerati accettabili.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo su geometria iniziale [mm]</i>	<i>Spostamento massimo su geometria finale [mm]</i>
<i>Longitudinale</i>	0,13	0,14
<i>Longitudinale regolamento</i>	0,12	0,13
<i>Trasferimento carico</i>	0,04	0,05
<i>Compressione forcella</i>	0,02	0,02
<i>Inerzia pilota decelerazione</i>	0,01	0,04
<i>Inerzia pilota accelerazione</i>	0,01	0,03

Tabella 3.10 Confronto tra spostamenti componente iniziale e rimodellato

Si potrebbe dunque ipotizzare che, in fase di ottimizzazione, sarebbe stato possibile ridurre le percentuali volumetriche, tuttavia, i risultati forniti hanno generato o delle geometrie eccessivamente sottili, il cui inspessimento avrebbe comportato un aumento significativo di peso, oppure strutture (Figura 3.40) in cui gli spostamenti massimi avrebbero superato il valore imposto.

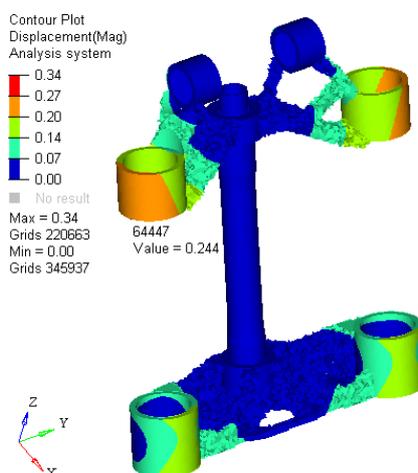


Figura 3.40 Valori spostamento in condizione di carico *Longitudinale* su ottimizzazione topologica, con vincolo di volume massimo pari a: 3% piastra superiore e 8% piastra inferiore

Si riportano in Figura 3.41 l'andamento degli spostamenti nelle differenti condizioni di carico, ad eccezione per quella Laterale, per i motivi descritti in precedenza.

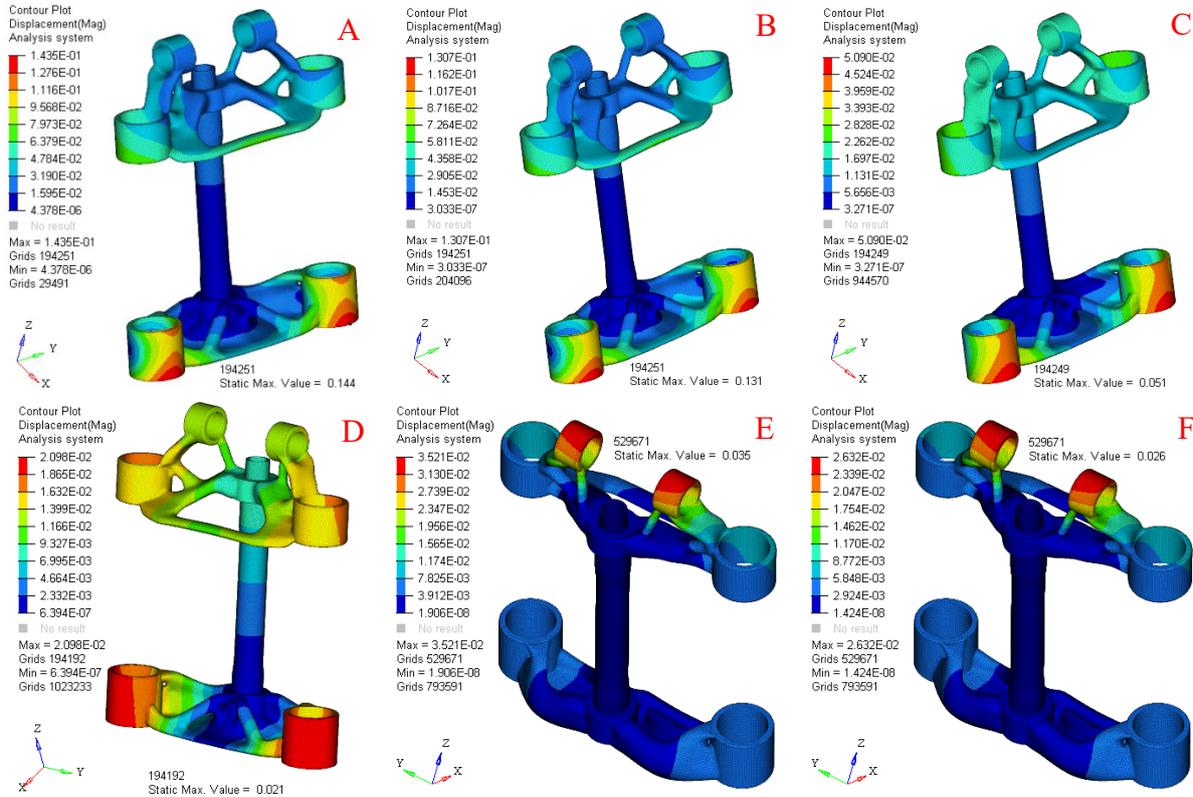


Figura 3.41 Andamento spostamenti in funzione delle condizioni di carico: Longitudinale (A), Longitudinale regolamento (B), Trasferimento carico (C), Compressione Forcella (D), Inerzia pilota decelerazione (E) e accelerazione (F)

Durante la fase iniziale di realizzazione del modello, si è deciso di simulare gli steli della forcella tramite elementi cilindrici, in materiale Ti6Al4V, aventi spessore 5 mm.

Nonostante siano stati utilizzati sia per lo studio delle piastre iniziali che per quelle riprogettate, si potrebbe supporre che variandone le proprietà di rigidità si assisterebbe a una differente ripartizione dei carichi tra piastra superiore ed inferiore. Questo potrebbe comportare valori differenti di spostamento massimo tra il modello della geometria iniziale e quella finale, a differenza di quanto mostrato in precedenza.

Per questo motivo sono state realizzate delle analisi statiche, sulla geometria iniziale e finale, variando le proprietà del materiale di cui i due steli sono composti, simulandole o in un materiale particolarmente rigido ($E=100 \cdot 10^3$ GPa) o in uno molto elastico, quale AlSi10Mg ($E=65$ GPa). I risultati ottenuti nella condizione più critica, quale quella *Longitudinale*, sono mostrati in Tabella 3.11. Come è possibile osservare, la variazione delle proprietà degli steli

non ha causato differenze significative tra i valori ottenuti dalle piastre iniziali e quelle ottimizzate.

	<i>Materiale elastico</i>	<i>Materiale rigido</i>
<i>Spostamento massimo su geometria iniziale [mm]</i>	0,16	0,03
<i>Spostamento massimo su geometria finale [mm]</i>	0,16	0,04

Tabella 3.11 Confronto deformazioni modello iniziale e rimodellato variando modulo elastico degli steli forcella

Anche a livello di tensioni massime è stato rispettato il vincolo di $CS \geq 2$, permettendo di confermare come la decisione di simulare gli steli forcella con la geometria e il materiale prescelto non abbia causato la realizzazione di geometrie non idonee allo scopo prefissato.

Tuttavia, per permettere il corretto bloccaggio degli steli forcella, è necessario prevedere lo spazio per l'inserimento delle viti di fissaggio.

Questa operazione si sarebbe potuta realizzare durante la creazione del modello *defeaturizzato*; tuttavia è stata eseguita a posteriori in modo tale da non creare una geometria esteticamente non sgradevole poiché, come sottolineato in precedenza, il design delle piastre di sterzo riveste un ruolo non trascurabile.

Per tale ragione, l'area su cui posizionare le viti di fissaggio in Titanio di dimensione M6 è quella rappresentata in Figura 3.42.

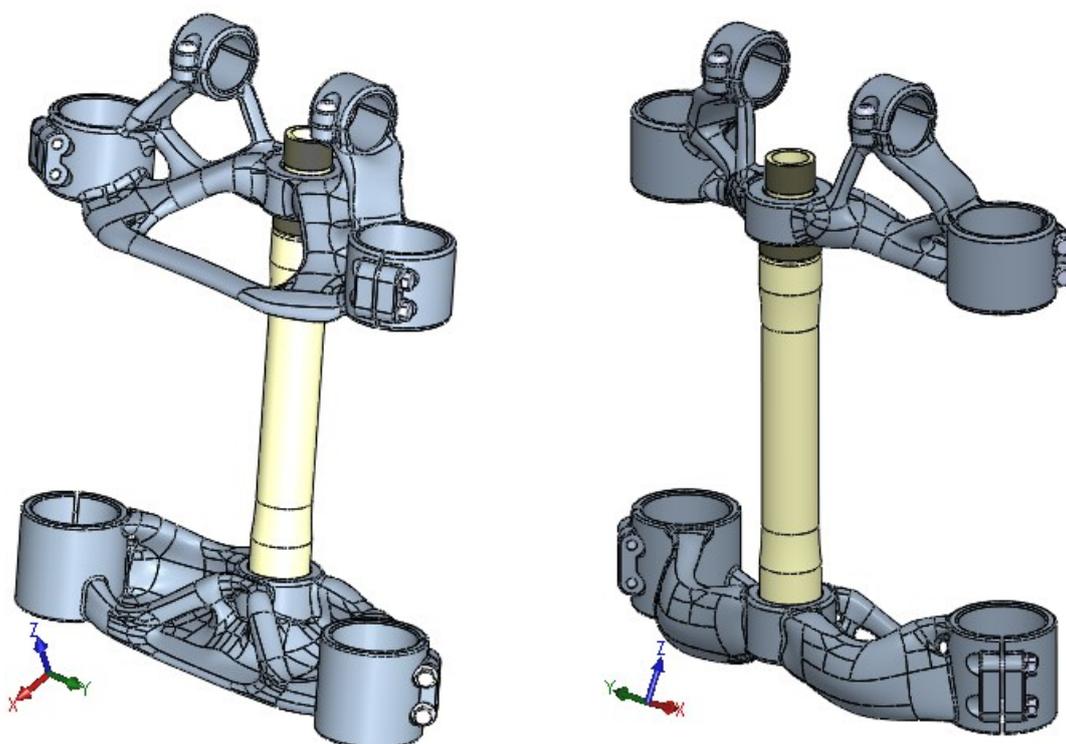


Figura 3.42 Piastre di sterzo con dispositivi di bloccaggio

Eseguendo successivamente un'ulteriore analisi strutturale, i risultati ottenuti non variano rispetto ai precedenti, permettendo di affermare che l'inserimento delle nuove geometrie non ha comportato variazioni significative. Analoghe considerazioni possono essere fatte riguardo al volume, invariato rispetto a quanto detto nel paragrafo 3.1.7.

Inoltre, le nuove geometrie, si integrano perfettamente con tutti i componenti che costituiscono l'avantreno, come è mostrato in Figura 3.43, consentendo così la presenza dei cuscinetti, delle boccole, dell'o-ring e dei dispositivi di fissaggio e precarico.

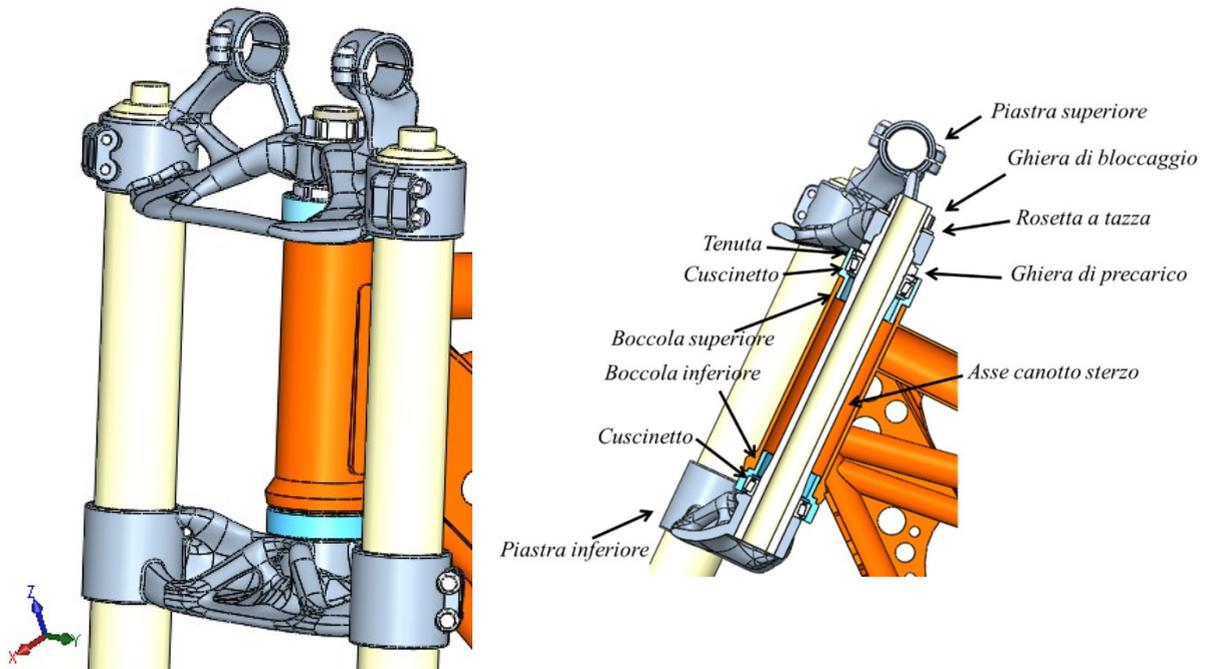


Figura 3.43 Avantreno

Si riporta infine un confronto tra la massa del nuovo sistema, costituito da piastra superiore, inferiore e asse canotto sterzo, quello montato sul *Suzuki RM 125* e quello originale, presente sul *KTM GS80* che a differenza del precedente integra i supporti manubrio (Tabella 3.12). Come si può notare, la riduzione appare particolarmente significativa, permettendo di confermare il conseguimento dell'obiettivo iniziale, quale la riduzione di peso.

<i>Assieme piastre e asse canotto sterzo</i>	<i>Massa complessiva [kg]</i>
<i>Componenti riprogettati</i>	1,67
<i>Componenti appartenenti a Suzuki RM 125</i>	2,16
<i>Componenti appartenenti a KTM GS80</i>	2,54

Tabella 3.12 Confronto di massa tra piastre riprogettate, quelle del Suzuki 125 e del KTM GS80

3.2 Staffa supporto ammortizzatore

Il progetto di riprogettazione del nuovo motociclo prevede la sostituzione dei due ammortizzatori laterali con uno centrale, privo di leveraggi. Questo ha comportato la necessità di fissarlo al telaio con un apposito supporto, il cui dimensionamento sarà oggetto del seguente paragrafo.

Discorso diverso è stato affrontato per la parte collegata al forcellone, in quanto il dispositivo è stato integrato nel nuovo design.

Tuttavia, poiché la moto originale non prevede questo tipo di sospensione, non è stato possibile eseguire un confronto delle performance del nuovo dispositivo con uno preesistente. Per tale motivo la validazione delle nuove geometrie avverrà valutando i valori di tensioni massime e deformazioni.

Nei paragrafi seguenti sarà trattata la progettazione di questo componente: inizialmente pensato per essere realizzato tramite tecnologie additive, verrà infine prodotto attraverso lamiere saldate. Segue pertanto la descrizione del processo di ingegnerizzazione e le motivazioni che hanno portato alla scelta della geometria definitiva.

3.2.1 Defeatore della geometria

Prevedendo originariamente di progettare il supporto ammortizzatore sfruttando le potenzialità dell'Additive Manufacturing, tramite processo di ottimizzazione topologica, si è resa necessaria la realizzazione di una geometria di partenza. Anche in questo caso, in analogia a quanto fatto sulle piastre di sterzo, è stato creato un modello *defeaturizzato*, mostrato in Figura 3.44.

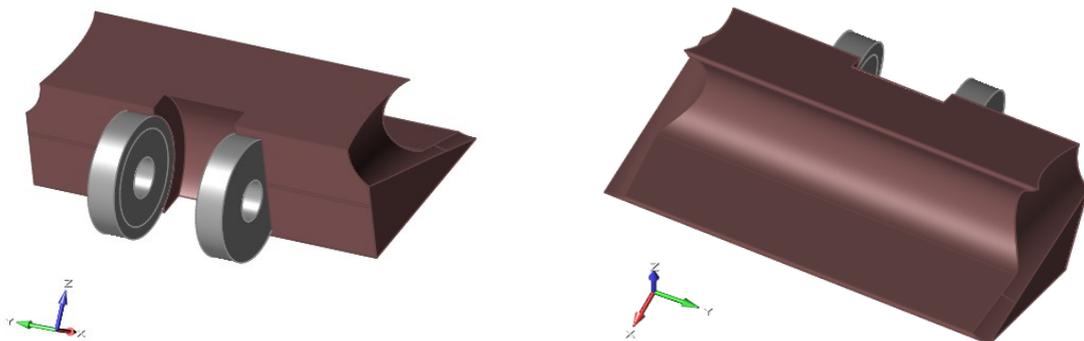


Figura 3.44 Modello defeaturizzato supporto ammortizzatore

Questo è stato realizzando in modo tale da essere integrabile, tramite collegamenti saldati, al telaio originale e fissato all'ammortizzatore mediante una vite M10.

Per tale motivo il design iniziale è tale da occupare tutto lo spazio presente tra il prodotto, acquistato da *Andreani Group International*, e la culla del motore (Figura 3.45), permettendo così all'ottimizzatore una migliore libertà d'azione. Inoltre, al fine di favorire la saldabilità del componente finale, si è generata una significativa zona di interfaccia tra la staffa e il telaio.

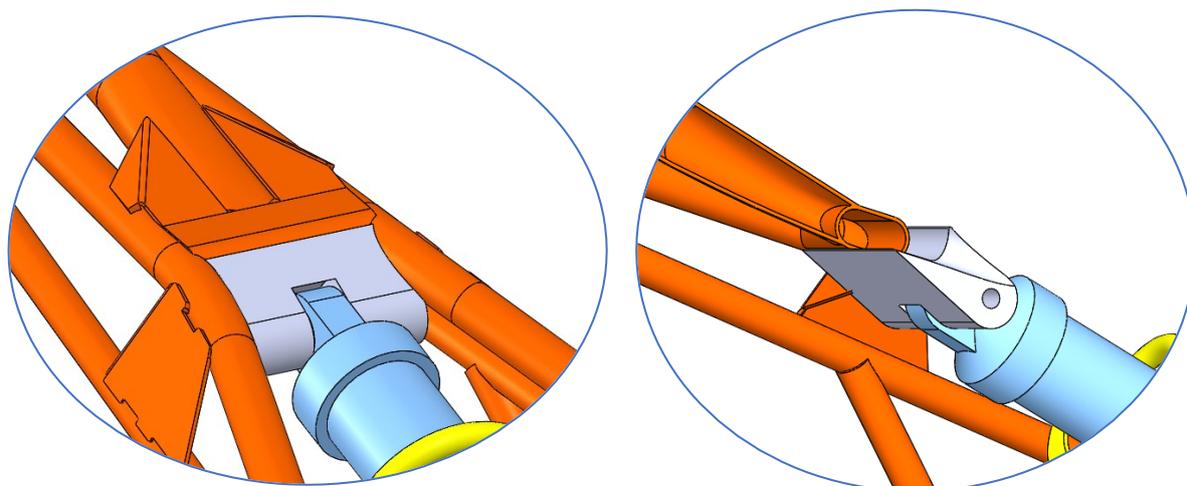


Figura 3.45 Modello iniziale integrato sull'assieme

Inoltre, la distanza tra i due occhielli, posta pari a 22 mm, è stata tale da impedire l'interferenza con l'estremità dell'ammortizzatore e il loro diametro esterno tale da garantire l'appoggio completo con il fianco laterale della sede della vite dell'ammortizzatore stesso. Tutte le altre grandezze geometriche sono tali da evitare possibili interferenze con i corpi non destinati alla riprogettazione, ottenendo un componente la cui massa complessiva è di 680 g, e quella della zona di *Design* pari a 567 g.

Una volta creata la geometria iniziale, segue la definizione delle aree di *Design Space* e *Non Design Space*, secondo quanto mostrato in Figura 3.46.

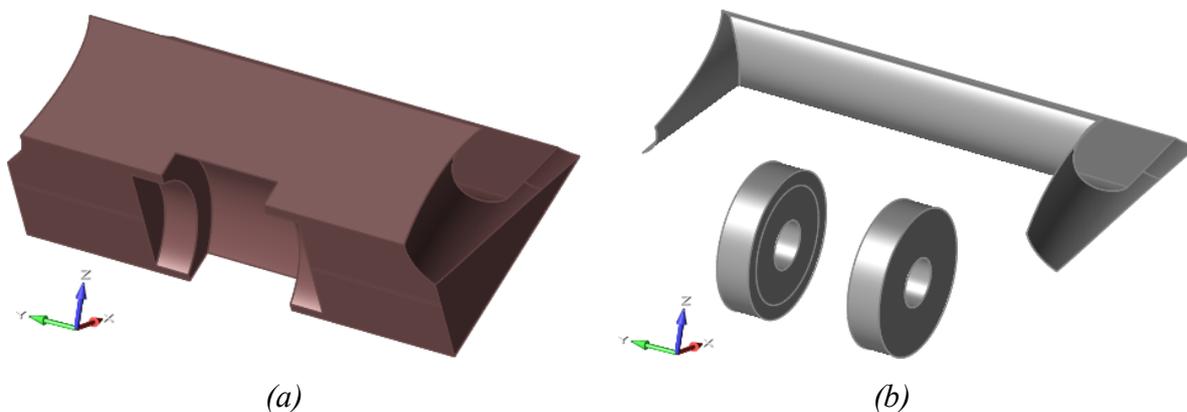


Figura 3.46 Suddivisione area di *Design* (a) e di *Non Design Space* (b)

Si pone particolare attenzione alla zona a contatto con la culla del motore: volendo consentire all'ottimizzatore la maggiore libertà possibile, è stata creata una superficie di *Non Design* avente spessore nullo. Tramite questo artificio non è stata ridotta la zona di *Design Space*, evitandone al contempo la diretta applicazione dei vincoli, ma riproducendo la sagoma del telaio, su cui l'intera parte verrà saldata.

3.2.2 Modello per l'ottimizzazione topologica

Focalizzando la trattazione sui vincoli, questi sono stati inseriti sulla superficie di spessore 0 mm, simulando la presenza di un cordone di saldatura su tutta la zona di interfaccia con il telaio. Pertanto, sono stati bloccati tutti e sei i gradi di libertà mediante vincoli di incastro (Figura 3.47).

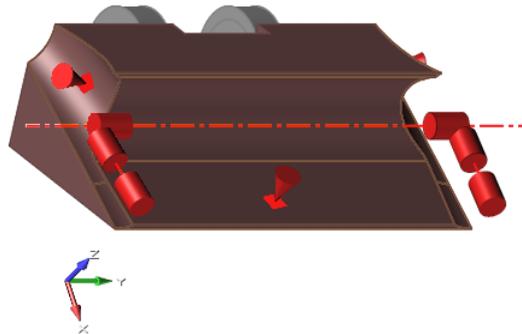


Figura 3.47 Aree di applicazione dei vincoli

Le forze che invece sono scaricate sulla staffa sono causate dall'ammortizzatore. Pertanto, al fine di simulare la condizione peggiorativa, si è valutato il carico causato dalla sua completa compressione, calcolandolo tramite la legge di Hooke, data una corsa di 60 mm e una rigidità della molla pari a 140 N/mm. Il valore ottenuto, pari a 8400 N, è stato inserito in tre differenti condizioni di carico, ciascuna delle quali differisce per la direzione della forza, collineare con l'asse di simmetria dell'ammortizzatore, nella condizione *Esteso*, *Intermedio* e *Compresso*, data una corsa residua rispettivamente di 60 mm, 30 mm e 0mm.

In tutti i casi il punto di applicazione è stato posizionato nell'intersezione tra il piano di simmetria e l'asse degli occhielli e collegato, mediante connettori flessibili *RBE3*, alla sede del perno e alla loro zona di interfaccia con l'estremità dell'ammortizzatore (Figura 3.48).

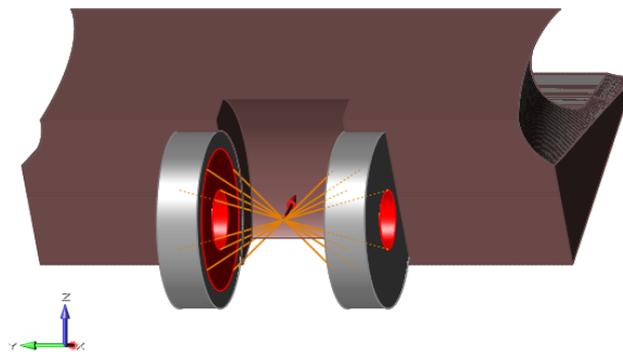


Figura 3.48 Aree di applicazione delle forze e connettori flessibili *RBE3*

Tuttavia, come mostrato in Figura 3.48, questa disposizione dei carichi non simula correttamente il comportamento reale. Infatti, per avere un livello ulteriore precisione, sarebbe

necessario l'inserimento di un perno, con il quale impedire l'irrealistica deflessione laterale degli occhielli, e su cui applicare direttamente il carico. Nonostante ciò, questo fenomeno è stato appositamente introdotto al fine di generare carichi laterali, i quali obbligherebbero l'ottimizzatore a realizzare strutture non solo longitudinali, necessarie sia per aumentare la superficie di saldatura sia per contrastare eventuali sforzi lungo Y, dovuti alla deflessione di altri componenti durante il funzionamento del mezzo, ma imprevedibili durante questa fase preliminare.

Poiché l'intera geometria è stata suddivisa in aree di *Design e Non Design*, è stato necessario collegarle rigidamente mediante contatti *Bonded*, disposti come mostrato in Figura 3.49.

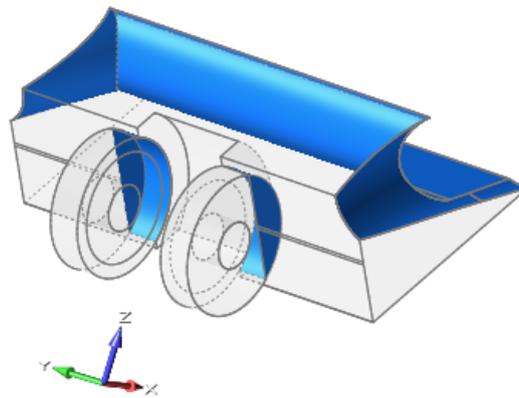


Figura 3.49 Rappresentazione delle zone di contatto

Infine, come per le piastre di sterzo, è stato inserito un vincolo di simmetria lungo la direzione longitudinale, nonostante si preveda ugualmente una redistribuzione del materiale simmetrica, a fronte di un altrettanto simmetrica distribuzione di vincoli e carichi.

Poiché il componente che si intende andare a produrre dovrà essere saldato sul telaio, è necessario che sia realizzato in acciaio. In particolare è stato selezionato l'AISI 316L, le cui proprietà, fornite da *BeamIT*, sono presentate in Tabella 3.13.

<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
AISI 316L	173	0.29	7,9·10 ³	310

Tabella 3.13 Proprietà meccaniche AISI 316L

Infine, è stata imposta una taglia media della mesh di 1,5 mm nella zona di *Non Design Space* degli occhielli e di 1 mm in quella di *Design*.

A causa della modesta dimensione del componente, non è stato necessario avvalersi delle potenzialità di calcolo del server, come invece fatto in precedenza. Pertanto, il processo di ottimizzazione e l'analisi dei risultati avverrà all'interno dell'ambiente di *Inspire*.

3.2.3 Risultati dell'ottimizzazione topologica

A causa dell'assenza di un componente con cui confrontare la nuova geometria, non è stato possibile scegliere a priori i parametri di ottimizzazione. È stata pertanto imposta inizialmente una minimizzazione della massa, a fronte di un $CS \geq 2$, ma il risultato fornito presentava geometrie con aree di interfaccia eccessivamente sottili per poter prevedere una successiva saldatura. Per questo motivo, le successive iterazioni sono avvenute imponendo le percentuali di volume residuo e vincolando lo spessore minimo delle geometrie.

Tuttavia, a differenza di quanto descritto nel paragrafo 3.1, *Inspire* non fornisce valori di tensioni e deformazioni delle geometrie aventi densità relative variabili. Infatti, terminata l'ottimizzazione topologica, è necessario fissare un valore minimo di densità relativa ed avviare il processo di analisi, con il quale il software eseguirà in completa autonomia il processo di *OSSmooth* e la successiva valutazione delle sollecitazioni e spostamenti. Nell'eseguire questa operazione, non è possibile ridefinire i carichi e vincoli: pertanto, se questi ultimi fossero stati applicati su una zona di *Design Space* con elementi di densità nulla, il programma avrebbe restituito degli errori interrompendo il processo. Questo giustifica la scelta, presentata nel paragrafo 3.2.1, di realizzare una superficie di *Non Design Space* avente spessore di 0 mm.

A seguito di diverse iterazioni, il vincolo maggiormente stringente non è stato il limite sulle tensioni e neanche lo spostamento massimo, ma la creazione di aree di interfaccia con il telaio eccessivamente sottili. Si è pertanto accettato il risultato fornito a fronte di un volume residuo del 10 % rispetto al *defeaturizzato*, imponendo uno spessore minimo di 6 mm (Figura 3.50).

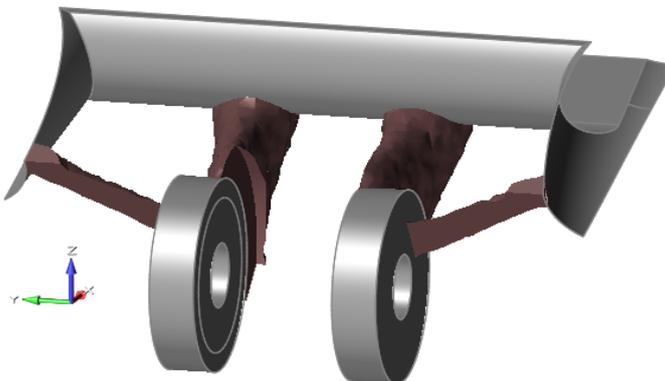


Figura 3.50 Risultato ottimizzazione 10% volume residuo

Come si può notare, il risultato fornito dall'ottimizzatore è costituito non da una singola parte, ma da due, saldate a loro volta sul telaio originale.

Si riportano in Figura 3.51 i valori di tensioni e deformazione a fronte di una condizione di carico aggiuntiva, in cui la direzione della forza dell'ammortizzatore è la media di quelle presenti nelle altre tre configurazioni. Questo semplifica il confronto dei risultati senza creare errori di valutazione, a causa della modesta differenza di inclinazione delle forze.

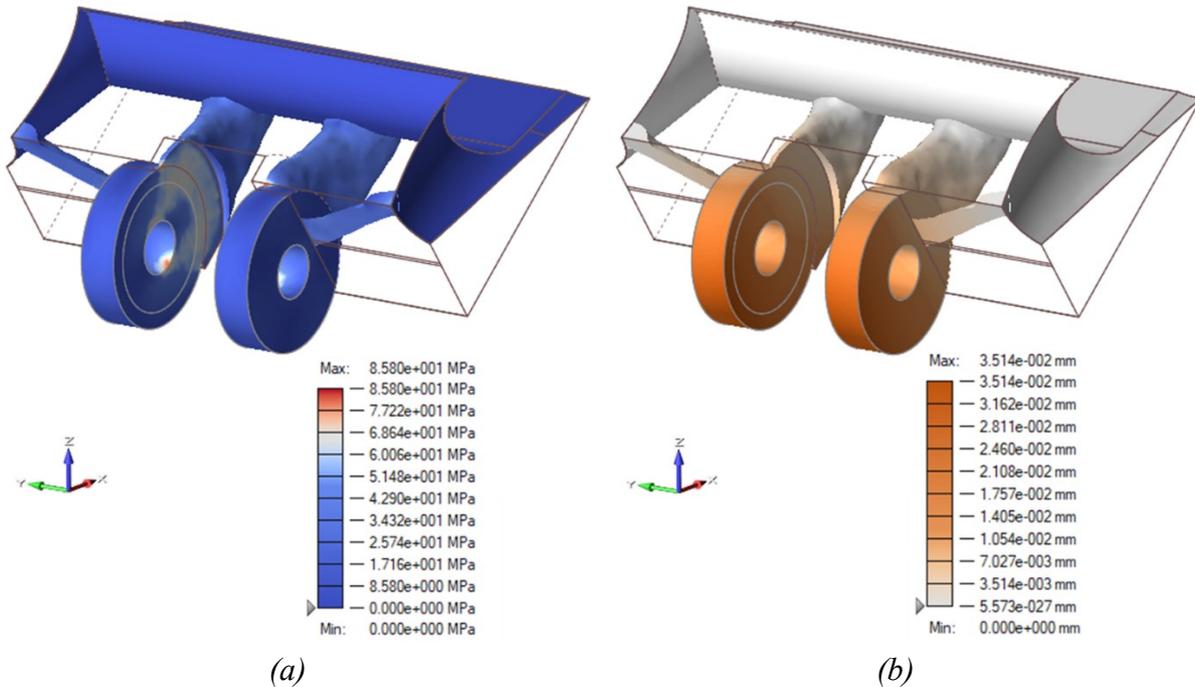


Figura 3.51 Distribuzione di tensioni (a) e spostamenti (b)

La distribuzione delle tensioni, come mostrato in Figura 3.51a, presenta grandezze molto inferiori rispetto al limite massimo imposto. Analogamente, gli spostamenti massimi sono inferiori al mezzo decimo di millimetro, nonostante l'utilizzo del modello utilizzato con forza applicata in un punto sul piano di simmetria (Figura 3.51b).

Considerando questo risultato accettabile, si è passati alla sua rimodellazione.

3.2.4 Rimodellazione delle geometrie

Come per le piastre di sterzo (paragrafo 3.1.7), anche in questo caso la realizzazione delle nuove geometrie è avvenuta mediante *PolyNURBS*, sfruttando le potenzialità del software *Evolve*. Tramite l'importazione del *Design Space* ottimizzato, è stato possibile ottenere in background la posizione delle aree con e senza materiale; tuttavia, le strutture laterali sono state inspessite per facilitarne la successiva fase di saldatura e la loro forma leggermente modificata, per motivi estetici. Questo non andrebbe comunque ad inficiare le performance poiché la componente di carico laterale è stata inserita volutamente per avere una linea guida su quali fossero i percorsi di carico, senza costituire una reale condizione di funzionamento, come già detto

precedentemente. Inoltre, la forma simmetrica ha permesso la modellazione soltanto di metà componente, successivamente specchiata tramite apposita funzione.

Nonostante l'ottimizzatore non prevedesse l'inserimento di materiale tra i due bracci longitudinali, è stato ugualmente creato un collegamento metallico tra gli stessi, in modo tale da garantire la corretta distanza tra i due occhielli e posizionamento durante la successiva fase di saldatura. Infatti, grazie alla loro ridotta dimensione, il peso del componente non subirebbe degli incrementi marcati, ma i possibili errori di assemblaggio verrebbero ridotti significativamente. Per ottenere la corretta superficie di saldatura, è stato importato il modello CAD del telaio e, mediante operazioni booleane, si sono realizzate le corrette superfici di interfaccia. Infine, importando gli occhielli, è stato possibile realizzare i raccordi ed ottenere un modello completo. Il risultato così ottenuto è mostrato in Figura 3.52: la massa del modello è pari a 120 g, presentando una riduzione del 82% rispetto al *defeaturizzato*.

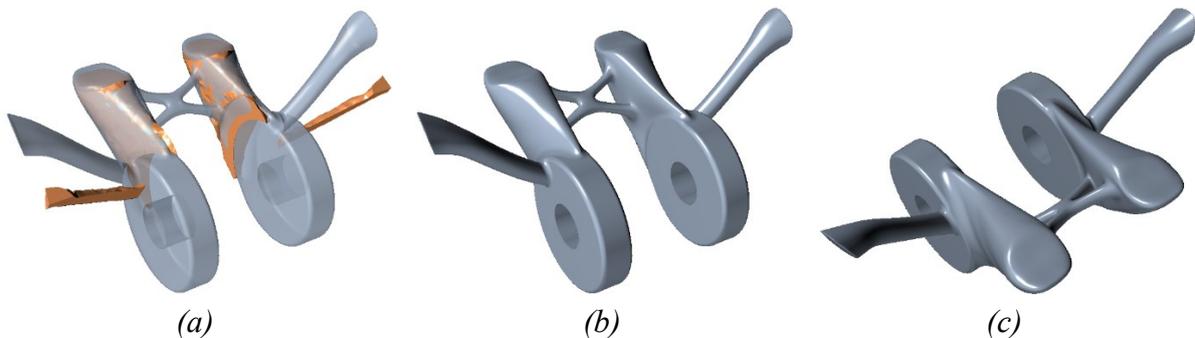


Figura 3.52 Confronto tra rimodellato e risultato ottimizzazione topologica (a), geometria rimodellata (b) e (c)

Per poter validare le performance meccaniche della nuova geometria, risulta necessario eseguire un'analisi statica. Tuttavia, volendo valutare il reale comportamento in utilizzo della staffa, si è realizzato un modello maggiormente realistico rispetto al precedente, tramite l'inserimento di un perno (Figura 3.53). Questo permette di impedire alla staffa di deflettersi lateralmente, ma esclusivamente lungo la direzione longitudinale, in analogia a quanto avviene durante la condizione di utilizzo.

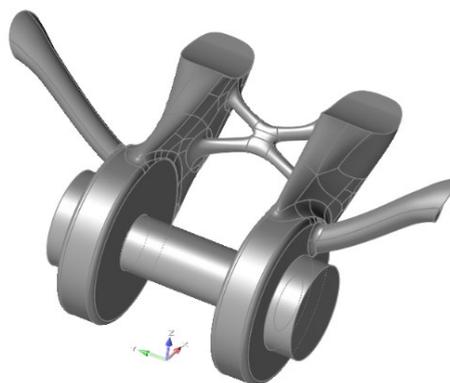


Figura 3.53 Modello con perno per analisi agli elementi finiti

Si potrebbe pensare che, per realizzare un modello ulteriormente veritiero, sia necessario l'inserimento di un distanziale tra i due occhielli, tale emulare la presenza dell'ammortizzatore, impedendo una possibile deformazione lungo la direzione dell'asse vite. Tuttavia, questo è impedito tramite i contatti di tipo *Bonded* tra le superfici di accoppiamento della staffa e del perno stesso (Figura 3.54).

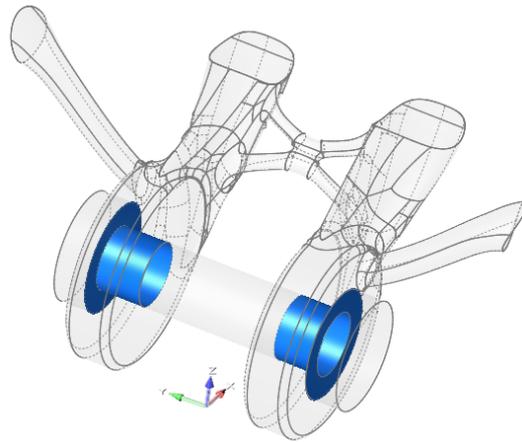


Figura 3.54 Aree di contatto Bonded

Poiché, come detto nel paragrafo 3.2.2, varia in modo non significativo la direzione delle forze presenti nelle tre condizioni di carico, per ridurre il costo computazionale è stata valutata solo una configurazione, la cui direzione è la media pesata delle altre tre.

Per quanto riguarda la forza, essa è stata direttamente applicata sul perno, che a sua volta ripartisce le tensioni sull'intera staffa (Figura 3.55).

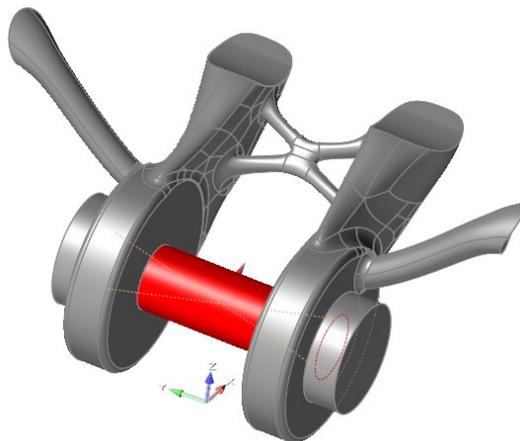


Figura 3.55 Zona di applicazione della forza

Anche la zona di applicazione dei vincoli è variata (Figura 3.56), in quanto il nuovo design prevede una ridotta area di accoppiamento con il telaio. Sempre in analogia a quanto fatto in

3.2 - Staffa supporto ammortizzatore

precedenza, sono state simulate le saldature alle estremità dei bracci, bloccando tutti e sei i gradi di libertà.

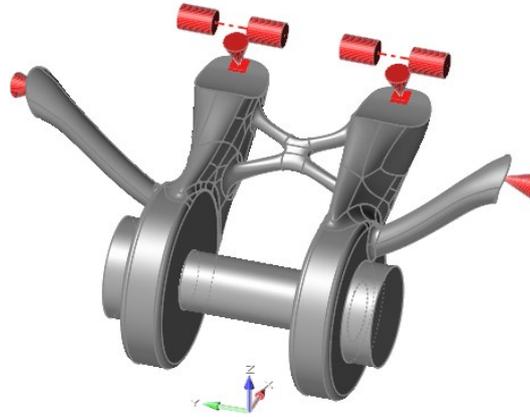


Figura 3.56 Aree di applicazione dei vincoli

Se per il componente rimodellato si è mantenuto l'AISI 316L (Tabella 3.13), il perno è stato invece simulato come elemento rigido, assegnando un valore di Modulo di Young pari a $100 \cdot 10^3$ GPa.

A causa dei ridotti spessori è stata imposta una taglia media della mesh tetraedrica di 0,6 mm, ad eccezione del perno, il cui valore è stato di 1 mm. Questo ha ridotto il costo computazionale senza però intaccare l'affidabilità dei risultati, mostrati in Figura 3.57 e Figura 3.58.

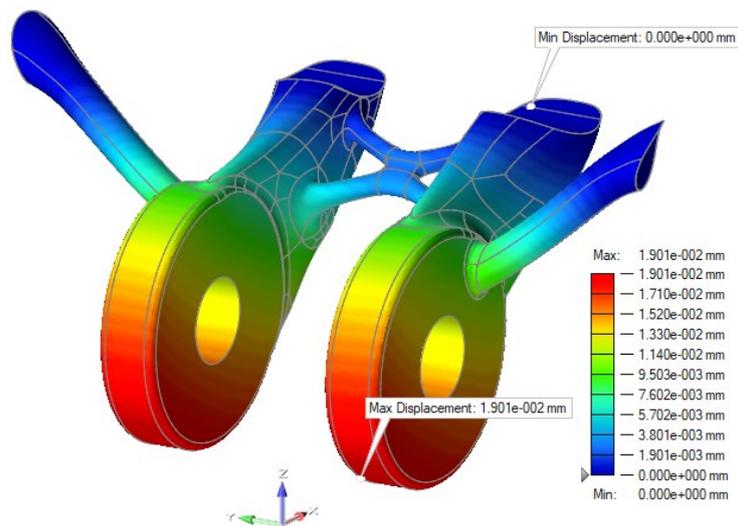


Figura 3.57 Distribuzione degli spostamenti

Valutando la distribuzione degli spostamenti (Figura 3.57), questi avvengono, come previsto, in direzione longitudinale e sono di entità ridotta, presentando valori massimi di $1,9 \cdot 10^{-2}$ mm.

Anche le tensioni soddisfando a pieno il vincolo di $CS \geq 2$. In particolar modo, il massimo valore, di 85 MPa, si ottiene nella zona di interfaccia tra occhielli e l'area rimodellata (Figura 3.58).

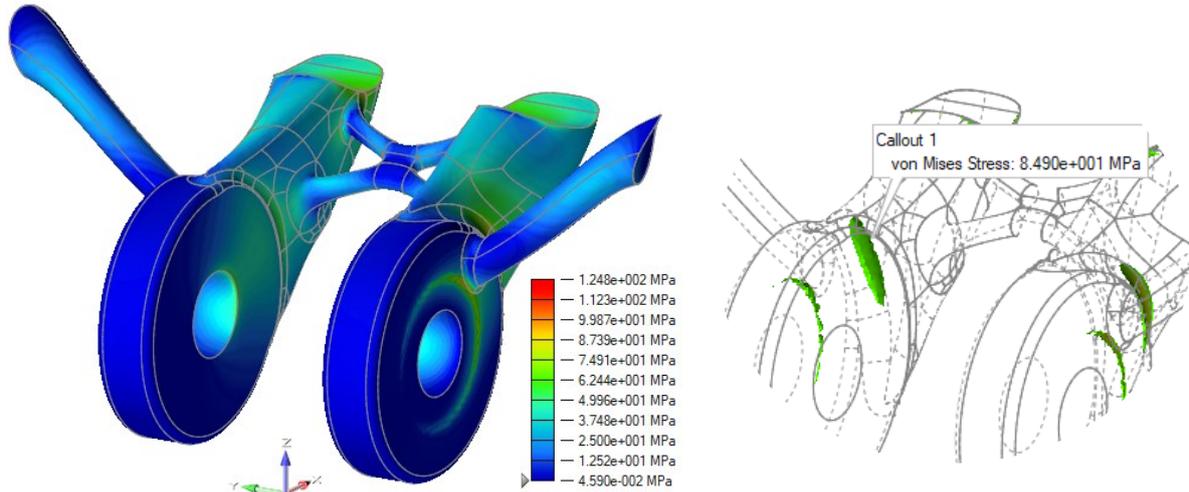


Figura 3.58 Distribuzione delle tensioni secondo criterio di von Mises

Tuttavia, come è possibile osservare in Figura 3.59, la zona di interfaccia tra la staffa e il telaio risulta particolarmente ridotta. Questo potrebbe essere causa dei seguenti problemi:

- Le tensioni che si genererebbero, in quanto scaricate su un'area ridotta del telaio, potrebbero flettere, o addirittura forare, la sua struttura tubolare.
- Le saldature, localizzate su piccole porzioni di superficie, potrebbero non essere sufficientemente resistenti per sopportare la spinta massima generata dall'ammortizzatore.

Poiché il verificarsi di una delle suddette ipotesi comporterebbe non solo il danneggiamento dell'intero veicolo, ma potrebbe causare il ferimento del pilota, è stata cercata una soluzione che garantisca maggiori sicurezze progettuali.

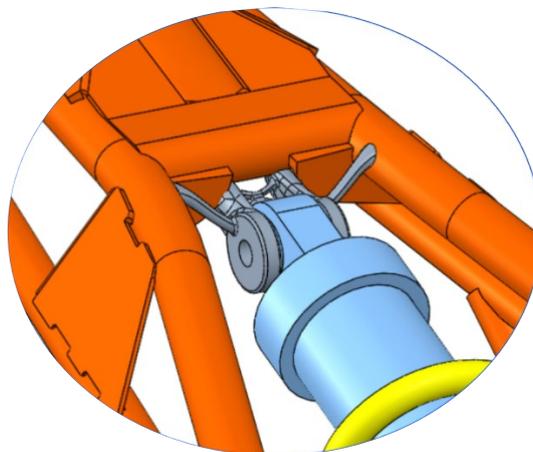


Figura 3.59 Supporto ammortizzatore su telaio

3.2.5 Modello della nuova geometria

Si è considerata quindi una geometria realizzata tramite lamiera, a loro volta saldate sul veicolo, il cui spessore è stato posto pari a 2 mm. In particolar modo, la nuova staffa si compone di tre parti: due strutture di rinforzo laterali e un corpo centrale Figura 3.60.

Quest'ultimo è stato progettato per permettere un migliore saldabilità e distribuzione dei carichi a telaio, rispetto a quanto avvenuto in precedenza, prevedendo un'estesa zona di interfaccia con la culla del motore.

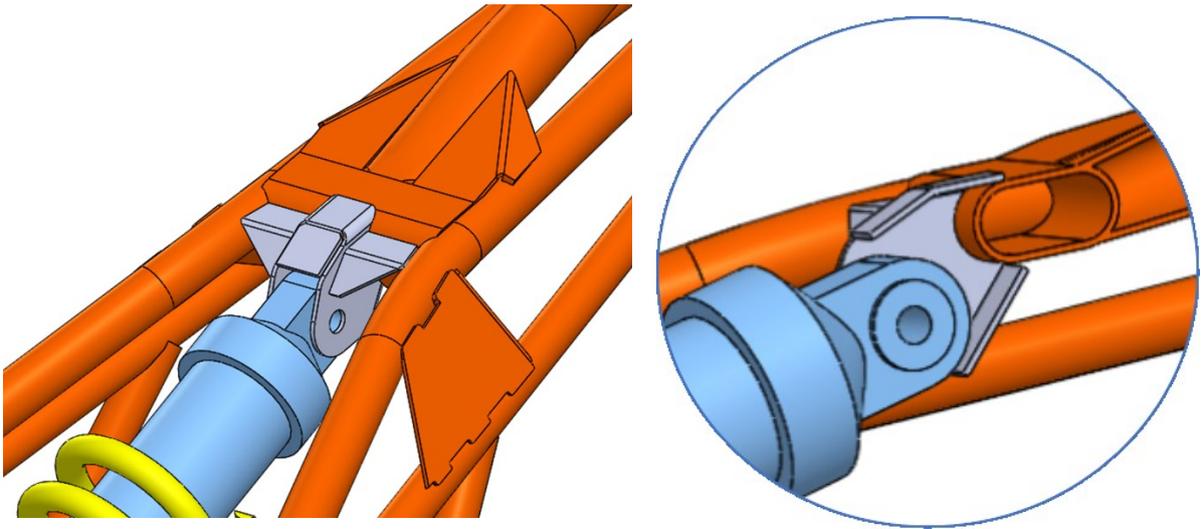


Figura 3.60 Supporto ammortizzatore in lamiera montato su telaio

Dal punto di vista dimensionale, la distanza tra i due occhielli, posta pari a 22 mm, permette il corretto posizionamento dell'ammortizzatore, mentre il diametro del foro è tale da consentire l'inserimento del bullone M 10 utilizzato.

Tuttavia, per conferire una maggiore rigidità, sono stati inseriti due elementi di rinforzo saldati lateralmente, la cui presenza aumenta ulteriormente la superficie d'interfaccia tra telaio e staffa (Figura 3.61).

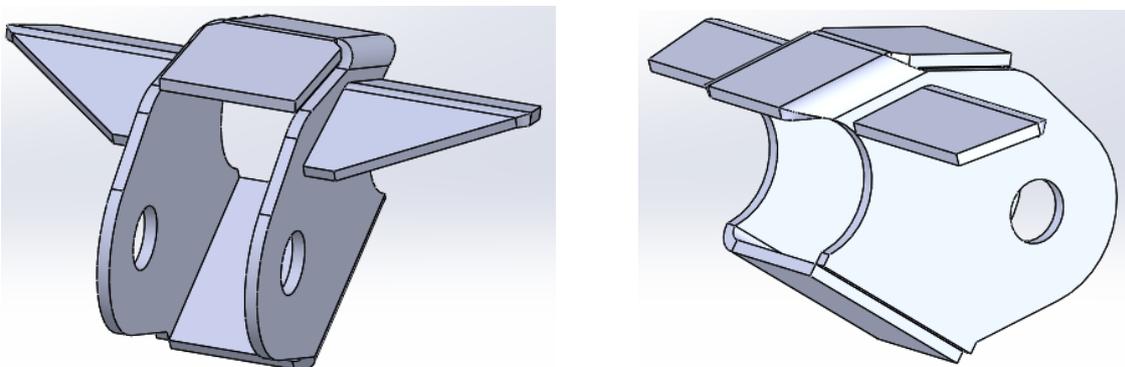


Figura 3.61 Staffa ammortizzatore in lamiera

Dal punto di vista del design, il nuovo componente si integra perfettamente con la struttura tubolare della moto, senza causare variazioni estetiche significative, come si può notare in Figura 3.60.

Si può inoltre osservare come la forma del corpo centrale, nella zona di saldatura, riproduca fedelmente la sagoma del telaio. Questo ha lo scopo di facilitare il processo di saldatura, in quanto comporta un'inclinazione univoca del componente, riducendo i rischi di errati fissaggi. Tuttavia, non potendo sfruttare le potenzialità dell'Additive Manufacturing, è necessario prevedere la realizzabilità del componente. Per questo motivo, si è reso necessario lo studio delle zone di piegatura della lamiera. Da punto di vista manifatturiero, si prevede di tagliare da una lamiera spessa 2 mm le geometrie mostrate in Figura 3.62.

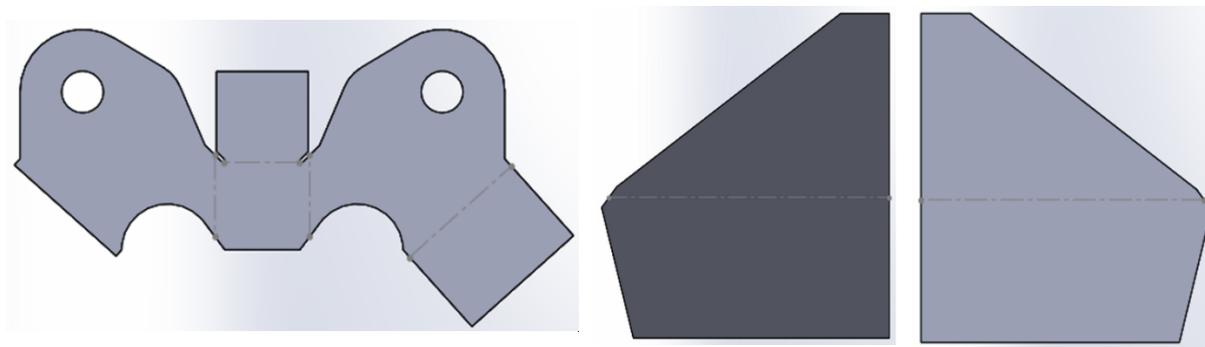


Figura 3.62 Geometria per il taglio della lamiera

Segue la fase di piegatura lungo i bordi indicati: se per i due elementi di rinforzo non sono presenti criticità significative, discorso diverso deve essere affrontato per il corpo centrale. Risulta infatti indispensabile seguire un ordine prestabilito, al fine di consentire una corretta piegatura del componente, secondo la sequenza mostrata in Figura 3.63.

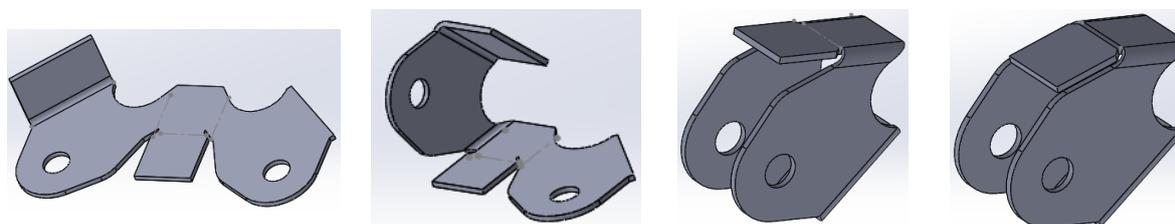


Figura 3.63 Sequenza di piegatura

Tuttavia, poiché è necessario l'utilizzo di attrezzature realizzate appositamente per eseguire questa lavorazione, è stata prevista una soluzione di assemblaggio alternativa, che verrà però trattata in seguito.

Infine, poiché il telaio originale è costituito da strutture in acciaio, anche il materiale della staffa dovrà appartenere alla stessa famiglia. In particolar modo, si è utilizzato un 25CrMo4, metallo particolarmente diffuso nel settore delle lamiere.

3.2 - Staffa supporto ammortizzatore

Anche in questo caso, per validare la nuova geometria, è stata eseguita un'analisi agli elementi finiti mediante il software *Inspire*.

Tuttavia, presentando strutture con ridotti spessori, sarebbe necessario discretizzare l'intero componente mediante una mesh 3D avente una dimensione inferiore al millimetro. Questo, a fronte di una geometria non eccessivamente voluminosa, richiederebbe un costo computazionale particolarmente oneroso.

Per questo motivo, per ciascuna parte della staffa, è stato individuato il relativo piano medio e su questo realizzata una superficie, detta *Midsurface*, alla quale si è assegnata una proprietà di spessore. Questo ha permesso, in una fase successiva, di utilizzare una mesh 2D, riducendo significativamente il costo computazionale senza compromettere l'affidabilità dei risultati.

Una volta realizzata la *Midsurface*, per ottenere una migliore simulazione del reale comportamento della staffa, è stato inserito, come in precedenza, un perno costituito da un corpo cilindrico e due spallamenti alle estremità (Figura 3.64).

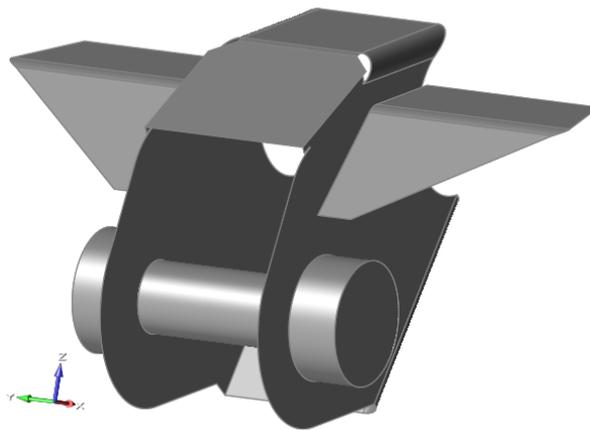


Figura 3.64 Geometrie per l'analisi agli elementi finiti

Il suo scopo è quello di emulare, senza appesantire il calcolo, non solo la presenza della vite M10, ma anche quella dell'ammortizzatore, impedendo l'insorgere d'irrealistiche deformazioni laterali degli occhielli. Perché ciò avvenga, è stato inoltre necessario l'inserimento, nella zona di interfaccia tra perno e corpo centrale, di contatti di tipo *Bonded*, i quali collegano, in modo solidale, le due parti. Anche le due strutture di rinforzo laterali sono state collegate rigidamente a quella centrale con lo stesso tipo di contatto, come mostrato in Figura 3.65.

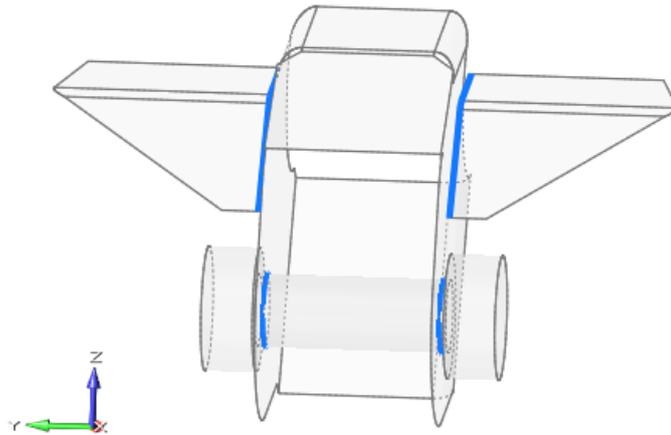


Figura 3.65 Rappresentazione contatti di tipo Bonded

Si è potuti passare così all'inserimento dei carichi che, come nel caso precedente, sono stati approssimati con un'unica forza applicata sul perno (Figura 3.66), la cui direzione è pari alla media pesata di quella nelle tre condizioni di carico trattate nel paragrafo 3.2.5.

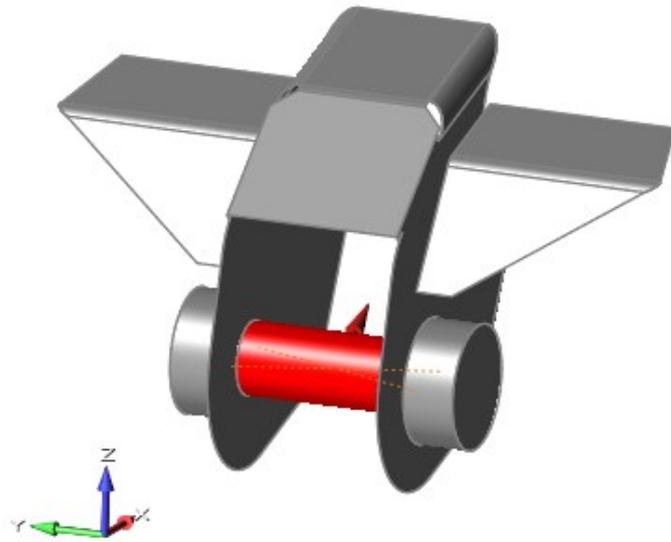


Figura 3.66 Applicazione forza ammortizzatore

Per rendere il sistema completamente vincolato, sono stati inseriti degli incastrati in tutte le zone di accoppiamento con il telaio, al fine di simulare la presenza dalle saldature (Figura 3.67).

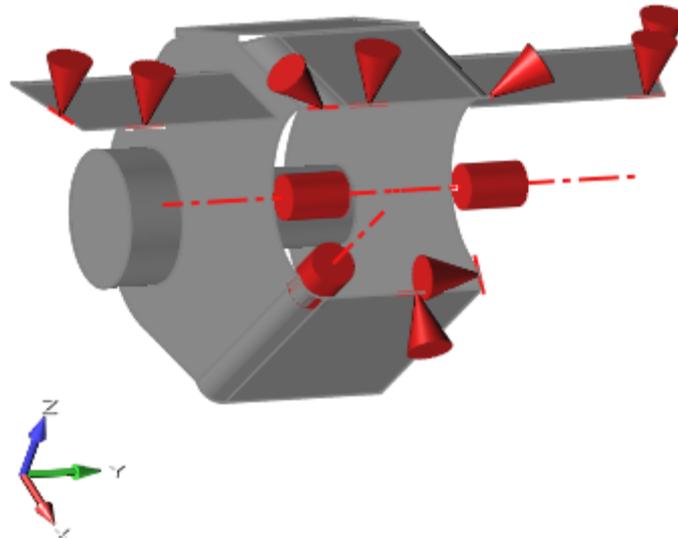


Figura 3.67 Applicazione vincoli di incastro

Dal punto di vista della discretizzazione delle superfici, avendo generato una *Midsurface*, è stato possibile l'utilizzo di elementi Shell a quattro nodi, ad eccezione del perno, la cui mesh, di tipo 3D, è costituita da elementi tetraedrici. La dimensione media degli elementi è stata di 0,5 mm.

La fase conclusiva è consistita nell'assegnazione del materiale. Se la staffa è costituita da acciaio 25CrMo4, le cui proprietà meccaniche sono riportate in Tabella 3.14, per il perno sono state invece fatte le medesime considerazioni trattate nel paragrafo 3.2.5. Pertanto, essendo solo un componente necessario per rendere maggiormente veritiera la simulazione, svolgendo un ruolo di elemento rigido, gli è stato assegnato un Modulo di Young di $100 \cdot 10^3$ GPa.

<i>Material</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
25CrMo4	210	0.29	$7,75 \cdot 10^3$	700

Tabella 3.14 Proprietà meccaniche 25CrMo4 [32]

3.2.6 Analisi della nuova geometria

Sfruttando la tipologia di mesh descritta nel precedente paragrafo, non è stato necessario utilizzare il server di calcolo. Pertanto sia la realizzazione della mesh che la successiva analisi sono avvenute nell'ambiente di *Inspire*.

I risultati forniti, come mostrato in Figura 3.68, presentano valori di tensioni molto inferiori rispetto a quelli limite imposti.

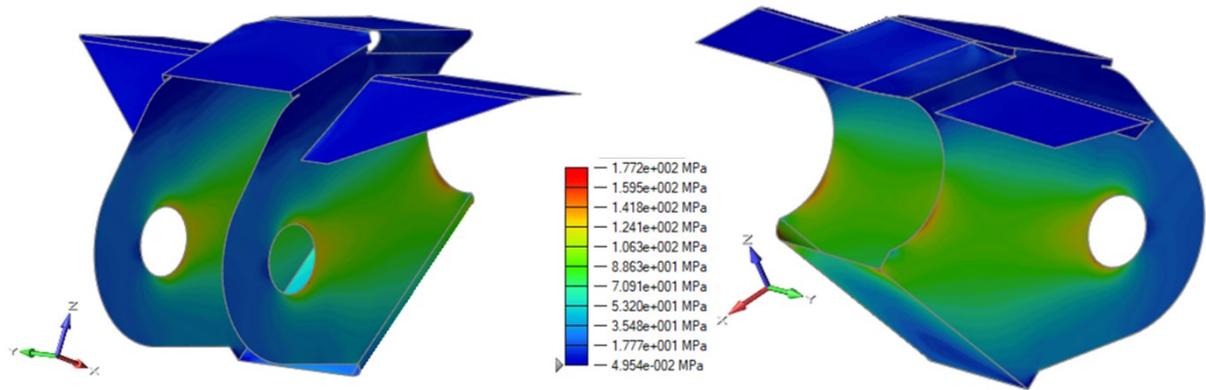


Figura 3.68 Andamento delle tensioni secondo criterio di von Mises

Anche l'analisi sugli spostamenti non mostra grandezze elevate (Figura 3.69), ma inferiori al decimo di millimetro, confrontabili con quelle riscontrate nella geometria realizzata mediante l'ausilio dell'ottimizzazione topologica.

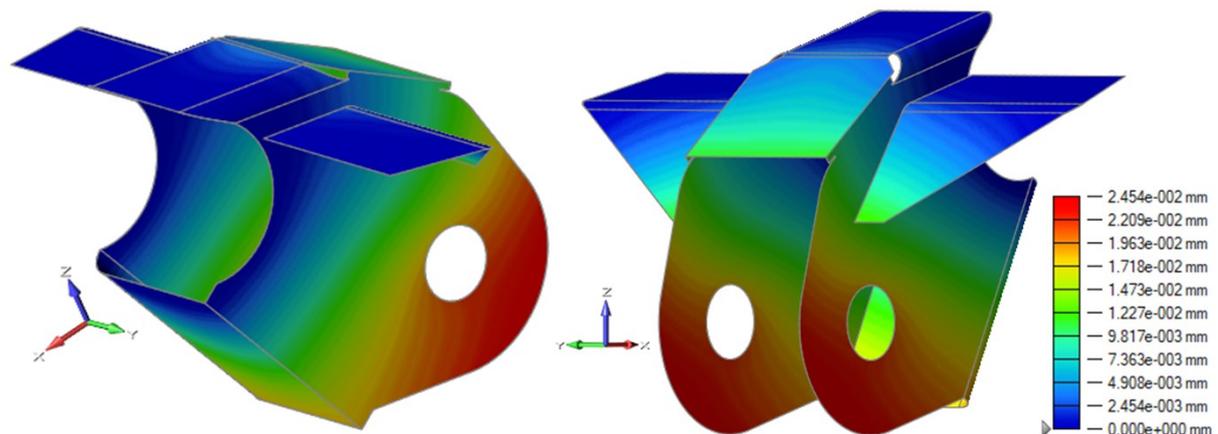


Figura 3.69 Andamento degli spostamenti

Poiché sia la nuova geometria, che quella realizzata mediante tecnologie additive, soddisfano i requisiti strutturali, la scelta sul componente che verrà impiegato sul motociclo avverrà in funzione del peso e della saldabilità a telaio. Valutando quest'ultimo aspetto, come detto in precedenza, la staffa prodotta mediante lamiere saldate offre maggiori garanzie, in quanto non causa sollecitazioni localizzate alla struttura tubolare della culla motore e inoltre, tramite la sua forma, facilita il corretto fissaggio, rispetto a quella ottenuta in seguito ad ottimizzazione topologica. Anche dal punto di vista del peso, la struttura in lamiera risulta essere più leggera: 102 g contro i 120 g di quella prodotta in Additive Manufacturing.

Nonostante queste motivazioni puramente ingegneristiche, anche dal punto di vista del design, la struttura scatolata consente una maggiore integrazione estetica con le geometrie tubolari del telaio originale (Figura 3.70).

3.2 - Staffa supporto ammortizzatore

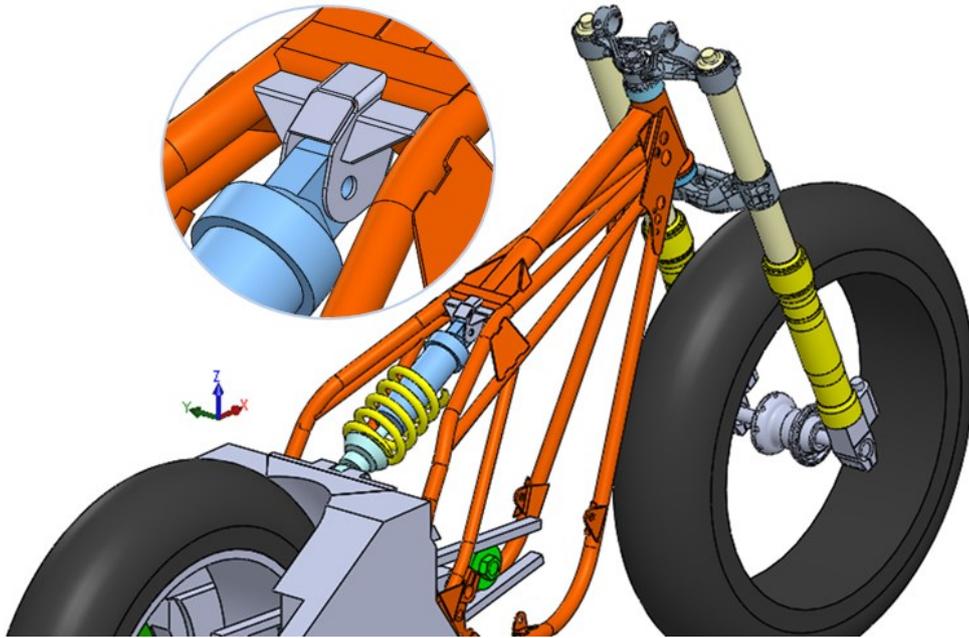


Figura 3.70 Supporto ammortizzatore in lamiera montato su telaio

Questa serie di motivazioni giustifica la scelta di installare la staffa, realizzata con tecniche tradizionali, confermando come l'utilizzo della Fabbricazione Additiva può essere motivato solo in alcune circostanze, integrandosi con le tecnologie tradizionali, senza sostituirle.

3.3 Forcellone

In questa sezione verranno descritti i passaggi svolti durante la riprogettazione del forcellone. Questo componente, a differenza di quelli presentati in precedenza, è stato ideato per essere realizzato in alcune sue aree mediante Additive Manufacturing metallico e nelle restanti tramite la laminazione di materiali compositi. Entrambe queste lavorazioni produrranno zone con funzione strutturale, soggette a vincoli e a carichi derivanti dal funzionamento del motociclo da Flat Track.

Tenendo conto delle condizioni di utilizzo previste per il mezzo e dell'importanza del componente progettato, sia per quanto riguarda le performance che la sicurezza, si è deciso di realizzare le aree metalliche in lega di Titanio, mentre le zone soggette a laminazione saranno prodotte mediante l'utilizzo di fibra di carbonio; questi due materiali, infatti, presentano un'eccezionale resistenza specifica.

In questo elaborato verrà proposta una procedura di ottimizzazione, sia per le zone metalliche sia per quelle in materiale composito, che, tuttavia, non tiene conto dell'aspetto produttivo del componente, specialmente per quanto concerne la laminazione della fibra di carbonio. L'intento è quello di proporre un metodo per l'ottimizzazione di componenti ibridi, soffermandosi sulla messa a punto dei modelli utilizzati e trascurando in questa fase i vincoli legati alla realizzazione in stampi delle parti in composito e dell'analisi a elementi finiti delle aree di giunzione.

Al fine di valutare l'interazione fra le aree in fibra di carbonio e quelle in lega di Titanio, specialmente per quanto riguarda le variazioni di topologia dell'area metallica a fronte di cambiamenti delle caratteristiche meccaniche della parte in materiale composito, sono stati sviluppati in parallelo due studi. Entrambi prevedono l'utilizzo della lega Ti6Al4V, processata mediante SLM, per la realizzazione delle zone metalliche mentre, per quanto riguarda le porzioni in fibra di carbonio, sono stati considerati tessuti pre-impregnati con differenti caratteristiche meccaniche, quali il GG200P DT120-47 e il GG200T DT120-42. Il primo presenta un costo inferiore, una maggior quantità di resina epossidica ed è meno prestazionale (Figura 3.71a); il secondo offre migliori caratteristiche meccaniche e una minor quantità di resina, tuttavia il costo per unità di superficie è nettamente superiore (Figura 3.71b).



Figura 3.71 Plane Weave GG200P (a) e Twill Weave GG200T (b)

In questo elaborato sarà trattato il forcellone realizzato mediante Ti6Al4V e GG200T, mentre il collega Andrea Marola studierà la progettazione di quello prodotto mediante la medesima lega di Titanio e il GG200P

I principali passaggi eseguiti per ottenere il componente finale consistono in:

- ✓ Analisi ad elementi finiti del forcellone originale per ottenere delle prestazioni di riferimento per quanto riguarda gli spostamenti e validare i carichi ricavati in precedenza (paragrafo 2.4 e 2.6.3)
- ✓ Realizzazione della geometria *defeaturizzata* per consentire la massima libertà all'ottimizzatore
- ✓ Ottimizzazione topologica del forcellone a cui è assegnato il solo materiale metallico
- ✓ Ottimizzazione topologica del forcellone a cui è assegnato il solo materiale isotropo equivalente del laminato in fibra di carbonio
- ✓ Divisione della geometria *defeature*, in porzioni da realizzare o in materiale metallico o in composito, in base alle topologie precedenti
- ✓ Ottimizzazione topologica del modello multi-materiale
- ✓ Modellazione al CAD della geometria da realizzare in fibra di carbonio
- ✓ Ottimizzazione topologica delle zone metalliche, fissata la geometria del materiale composito
- ✓ Modellazione al CAD della geometria delle parti in lega di Titanio
- ✓ Ottimizzazione dei materiali compositi (paragrafo 1.5.2) sulla geometria prima creata.

L'effettiva progettazione del forcellone e la successiva realizzazione saranno svolte a partire dalla procedura sviluppata in questo progetto di tesi, considerando i vincoli legati alla manifattura dei laminati e le linee guida stilistiche impartite dal designer. L'obiettivo finale consiste nel produrre un componente prestazionale che rispetti le linee estetiche del veicolo, andando di conseguenza ad interpretare le topologie ottenute. Inoltre, sarà posta grande attenzione alla giunzione dei due differenti materiali mediante l'utilizzo di adesivo strutturale.

3.3.1 Modello per l'analisi preliminare

Volendo riprogettare il nuovo forcellone è stato necessario reperire dei valori di performance da un prodotto analogo presente sul mercato, in modo tale da permettere un successivo confronto prestazionale. Non potendo tuttavia disporre di grandezze fornite da produttori consolidati nel settore, si è deciso di ricavare delle misure di paragone direttamente dal forcellone originale. Inoltre, per rendere la comparazione la più veritiera possibile, sono state utilizzate, quando concesso, le stesse condizioni di carico anche sul modello soggetto al processo di ottimizzazione.

Per eseguire l'analisi del componente originale, si è creata la geometria CAD del forcellone di partenza (Figura 3.72), attraverso le tecniche presentate nel paragrafo 2.2; successivamente, tramite l'inserimento di forze e vincoli si è simulato il suo comportamento in funzionamento. Tuttavia, poiché l'analisi che si intende compiere ha lo scopo di fornire solamente delle indicazioni sulle scelte progettuali successive, si è studiata una sola delle possibili configurazioni che si possono ottenere durante l'escursione della ruota posteriore. Pertanto le forze che si andranno ad applicare nella fase successiva saranno valutate nella condizione di ammortizzatori estesi, con valori pari a quelli trattati nel paragrafo 2.6.3.

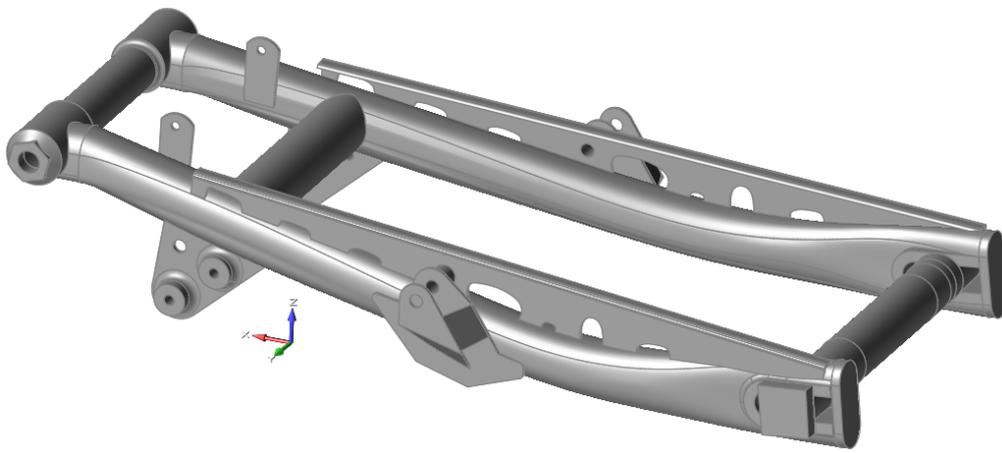


Figura 3.72 Forcellone originale

Per rendere il modello più veritiero, è stato inserito un perno nella posizione intermedia di regolazione della ruota, simulato come componente rigido, con lo scopo di impedire il relativo allontanamento delle estremità di battuta sul mozzo, condizione irrealizzabile durante il reale funzionamento. Il perno è stato anche sfruttato per consentire l'applicazione di vincoli e carichi. Analizzando proprio questi ultimi, come è possibile osservare in Figura 3.73, le forze scambiate dalla ruota con il suolo, presentate nel paragrafo 2.4, sono state posizionate nel punto di contatto con il terreno e collegate al perno, mediante connettori flessibili *RBE3*. In questo modo non è stato necessario il calcolo di momenti di trasporto.

Focalizzando l'attenzione sui carichi, si osserva in Figura 3.73 che per quanto concerne la condizione di accelerazione, la *forza Longitudinale (1)*, *Laterale (2)* e il *Trasferimento di Carico (3)* sono stati valutati in condizione limite di impennamento (Tabella 2.7). Discorso diverso è stato effettuato per il carico *Longitudinale in Decelerazione (4)*, ricavato in condizione limite di aderenza (Tabella 2.8). Non sono state inserite altre forze poiché queste presenterebbero direzioni analoghe alle precedenti, ma moduli inferiori, aumentando così il costo computazionale senza fornire risultati ulteriori.

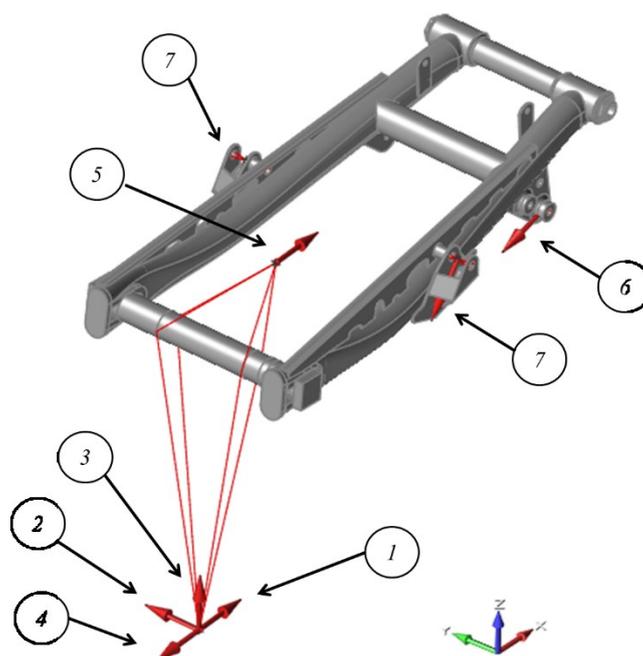


Figura 3.73 Forcellone con carichi applicati

Il perno ruota è stato sfruttato anche per consentire l'inserimento del carico causato dal tiro catena durante la fase di accelerazione, il quale genera un momento imbarcante dovuto alla distanza tra il piano medio longitudinale del mezzo e quello della corona. Il posizionamento e orientamento della *forza* (5) sono avvenuti analizzando il diametro della corona originale (avente 52 denti), e il suo valore è stato ricavato tramite l'equazione 2.33, nell'ipotesi del montaggio di una ruota *Maxxis*.

Infatti, nonostante la dimensione della ruota da Flat Track differisca rispetto a quella originale, il punto di contatto con il terreno è stato collocato a 350 mm dall'asse del perno, ipotizzando l'installazione del nuovo pneumatico *Maxxis*. Ciò infatti consente una maggiore veridicità del confronto che si andrà ad eseguire con il componente riprogettato.

Anche in questo caso la forza è stata applicata al perno ruota tramite l'ausilio di connettori flessibili *RBE3*.

A differenza di quanto avverrà con il nuovo componente, il *KTM* originale presenta un freno a tamburo. Per tale motivo, nell'eseguire i confronti prestazionali con la nuova geometria, sarà necessario tener presente la diversa tipologia del meccanismo di frenata.

Per impedire la rotazione del dispositivo di frenata attorno all'asse ruota, è montato sul motociclo un elemento rigido collegato al telaio (Figura 3.74). Le sollecitazioni che questo genera sono state ricavate valutando l'equilibrio di momento attorno all'asse ruota, in cui compaiono la forza longitudinale in condizione di frenata, il raggio ruota e la distanza tra asse mozzo posteriore e punto di applicazione del vincolo sul freno. Si è così ricavata la *forza* (6), il cui modulo è pari a 4206 N.



Figura 3.74 Sistema di bloccaggio freno a tamburo

Tuttavia, per poter bloccare staticamente il modello, a fronte dei carichi presentati, è stato necessario inserire i vincoli indicati in Figura 3.75, quali la *cerniera fissa* (1) e gli *appoggi* (2), applicati per impedire gli spostamenti lungo la direzione dell'asse degli ammortizzatori laterali.

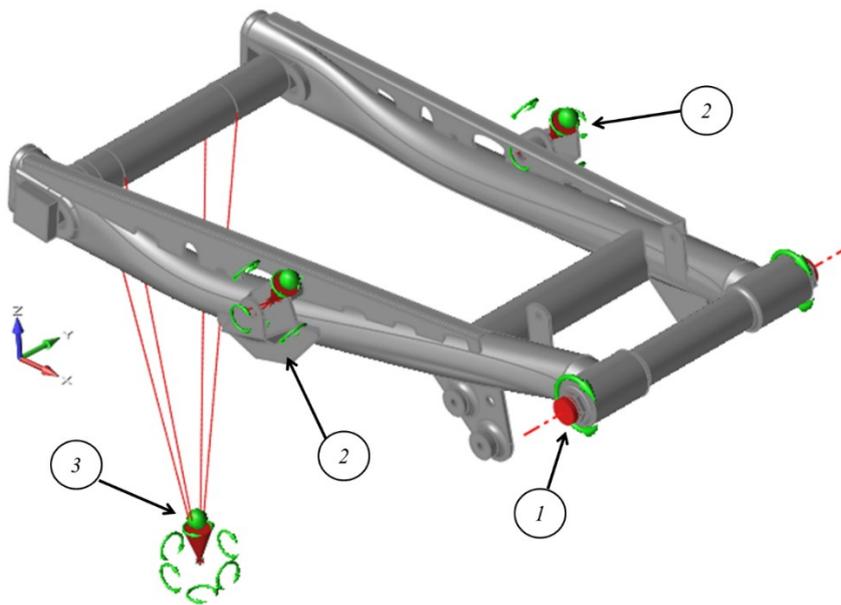


Figura 3.75 Forcellone con vincoli applicati

Si sono inoltre analizzate le sollecitazioni che gli ammortizzatori causano sull'intera struttura nel caso in cui si portino a compressione massima. Volendo rendere il più possibile confrontabili i risultati del forcellone originale e riprogettato, è stata ipotizzata la forza totale dei due ammortizzatori laterali uguale a quella del mono-ammortizzatore fornito da *Andreani Group International* (paragrafo 2.6.3). Pertanto, ciascun componente, eserciterà un carico di 4200 N, applicato con connettori flessibili *RBE3* alle rispettive sedi (Figura 3.73 forza 7).

3.3 - Forcellone

Poiché questa forza sarebbe interamente assorbita dai vincoli (2), si è resa necessaria la loro rimozione. Il sistema è stato reso “statico” tramite un appoggio posizionato nella zona di contatto della ruota con il terreno (*vincolo 3*), impedendo così la rotazione del forcellone attorno alla *cerniera (1)*.

Nonostante questo, i successivi confronti dovranno essere eseguiti con la consapevolezza che il sistema ammortizzante originale risulta completamente differente rispetto a quello destinato alla riprogettazione.

Tramite la combinazione di carichi e vincoli è stata possibile la realizzazione di cinque condizioni di carico, come indicato in Tabella 3.15.

<i>Condizione carico</i>	<i>Carichi</i>	<i>Vincoli</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	<i>1 e 5</i>	<i>1 e 2</i>
<i>Laterale</i>	<i>2</i>	<i>1 e 2</i>
<i>Trasferimento carico</i>	<i>3</i>	<i>1 e 2</i>
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	<i>4 e 6</i>	<i>1 e 2</i>
<i>Ammortizzatori</i>	<i>7</i>	<i>1 e 3</i>

Tabella 3.15 Schema condizioni di carico

Nonostante la presenza dei vincoli precedentemente trattati, questi non sarebbero sufficienti se non si rendesse solidale il perno ruota con l'intero forcellone. Per questo motivo sono stati inseriti, lungo tutta la zona di interfaccia, dei contatti di tipo *Bonded*, attraverso i quali si sono eliminati tutti e sei i gradi di libertà (Figura 3.76).

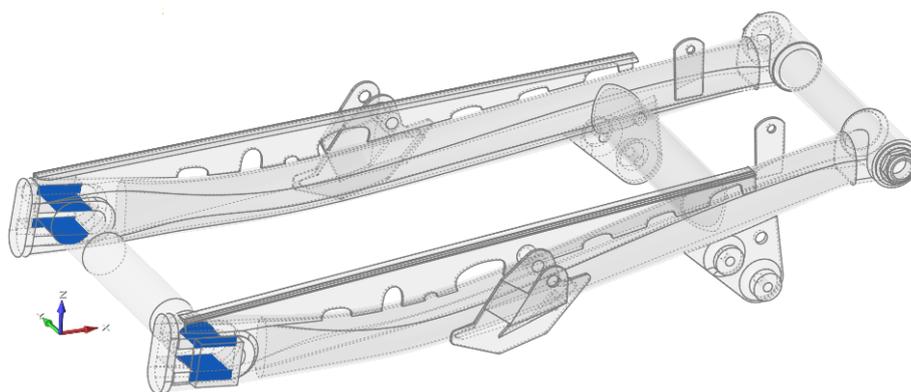


Figura 3.76 Contatti di tipo Bonded

Una volta realizzato il modello è seguita l'assegnazione del materiale, ovvero la lega 25CrMo4 per l'intera struttura, le cui proprietà sono mostrate in Tabella 3.16, ad eccezione del perno, al quale è stato imposto un modulo elastico di $10 \cdot 10^3$ GPa.

<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>v</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0,2} [MPa]</i>
25CrMo4	210	0.29	7,75·10 ³	700

Tabella 3.16 Proprietà meccaniche 25CrMo4

Infine, per ottenere risultati attendibili evitando costi computazionali eccessivamente elevati, si è realizzata, tramite *Inspire*, una mesh del secondo ordine con dimensione pari a 1 mm per l'intera geometria, ad eccezione del perno, la cui dimensione media è stata imposta di 7 mm. Una taglia così fitta è necessaria a causa dello spessore del componente, pari a 2 mm. Eseguendo l'analisi strutturale su server di calcolo, si è esportato, tramite apposita funzione di *Inspire*, il solver deck *.fem* e analizzato mediante *OptiStruct*.

3.3.2 Analisi preliminare

I risultati ottenuti hanno confermato come le condizioni di carico ipotizzate permettano di ottenere un comportamento molto vicino a quello reale, fornendo dei valori di tensioni massime, secondo il criterio di von Mises, significativamente inferiori rispetto al valore di snervamento del materiale. In particolare, è stato ampiamente rispettato un $CS \geq 2$ ($\sigma \leq 350$ MPa), come mostrato in Figura 3.77.

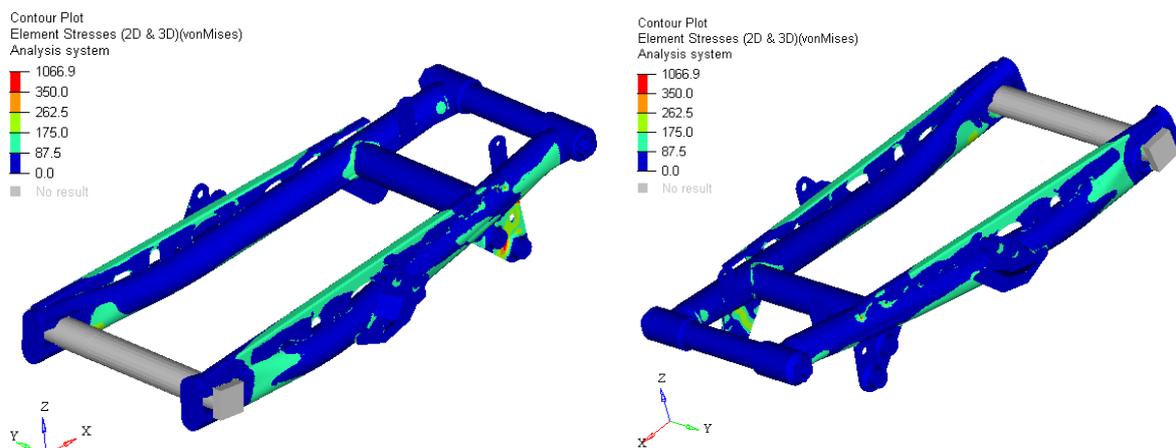


Figura 3.77 Condizione di carico che procura la maggiore tensione equivalente di von Mises sull'elemento

Unica eccezione è la zona su cui si scarica la forza che impedisce la rotazione del freno a tamburo in cui le tensioni si avvicinano ad un $CS=2$. Tuttavia, non è stato necessario approfondire questo aspetto, poiché il nuovo design non prevedrà questo meccanismo di frenata.

È invece possibile supporre che anche nel nuovo componente il vincolo maggiormente stringente non sarà legato al valore massimo di tensione, ma ai limiti sulle deformazioni ammissibili.

3.3 - Forcellone

I valori di spostamento invece risultano significativi, in particolar modo nella condizione di carico *Laterale*, dove si assiste a una deflessione del forcellone di circa 1,3 mm (Figura 3.78).

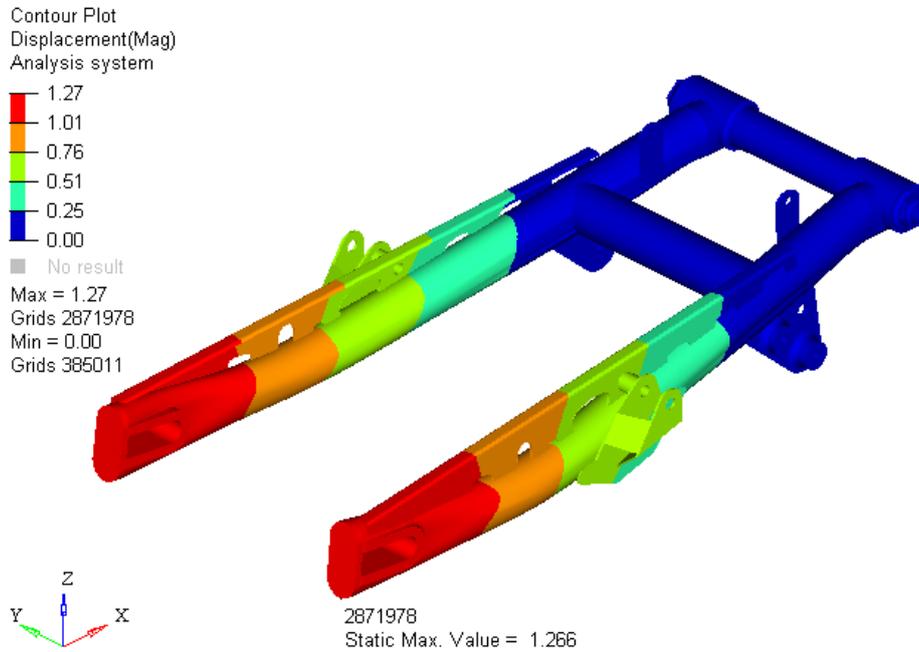


Figura 3.78 Spostamenti in condizione di carico Laterale

Infine, si riportano in Tabella 3.17 i valori di spostamenti massimi, nelle rispettive condizioni di carico.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,38
<i>Laterale</i>	1,27
<i>Trasferimento carico</i>	0,83
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	1,20
<i>Ammortizzatore</i>	0,78

Tabella 3.17 Spostamenti massimi nelle relative condizioni di carico

Se le prime tre potranno essere agevolmente confrontabili con la nuova geometria, le restanti invece, a causa delle marcate diversità del nuovo design, non potranno essere così facilmente comparate.

3.3.3 Defeaturation della geometria

Per consentire la massima libertà al solutore, durante le ottimizzazioni topologiche, è stato effettuato il processo di *defeaturation* della geometria, a partire dal modello presentato in Figura 2.53. Quest'ultimo rispetta il cinematismo della sospensione posteriore, studiata in precedenza (paragrafo 2.5.3), andando a collegare i punti notevoli: cerniera culla motore, centro ruota e attacco ammortizzatore.

Durante le prime ottimizzazioni topologiche mono-materiale è stata realizzata una versione del *defeaturizzato* (Figura 3.79) che ha permesso la massima libertà all'ottimizzatore, rendendo possibile l'identificazione delle zone con densità relativa maggiore. Questa tiene in conto, in modo dettagliato, degli ingombri della culla motore e dello pneumatico, a differenza di quanto avviene per l'impianto frenante e il sistema di trasmissione.

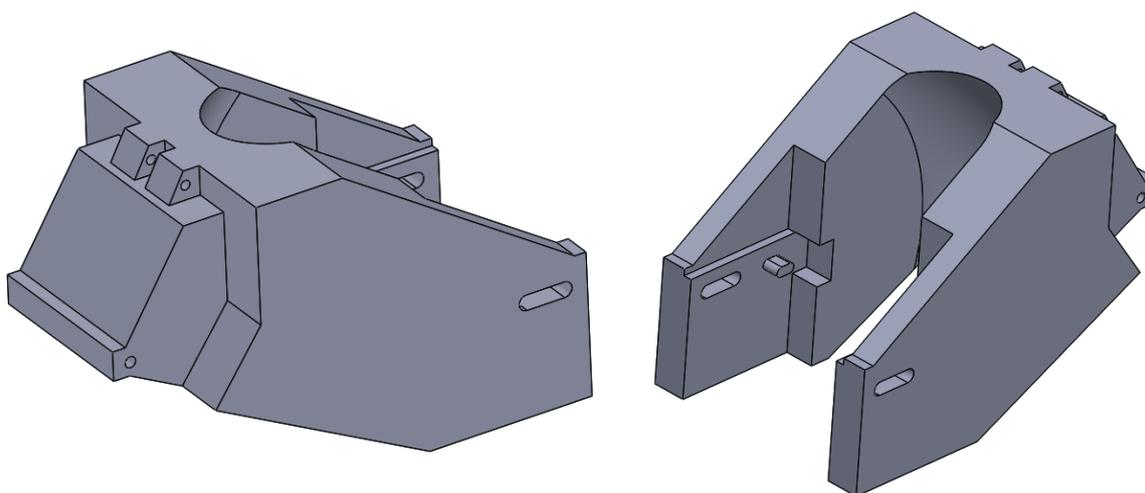


Figura 3.79 Geometria defeaturation iniziale del forcellone

Ciò assicura ugualmente il rispetto del cinematismo della sospensione (Figura 3.80) e presenta tutte le aree di interfaccia del forcellone con i restanti componenti del motociclo, come ad esempio: l'asola di regolazione ruota, la cerniera di attacco a telaio e gli occhielli per l'attacco dell'ammortizzatore.

Durante tutta l'escursione della ruota viene garantito che il forcellone non vada in interferenza con il telaio.

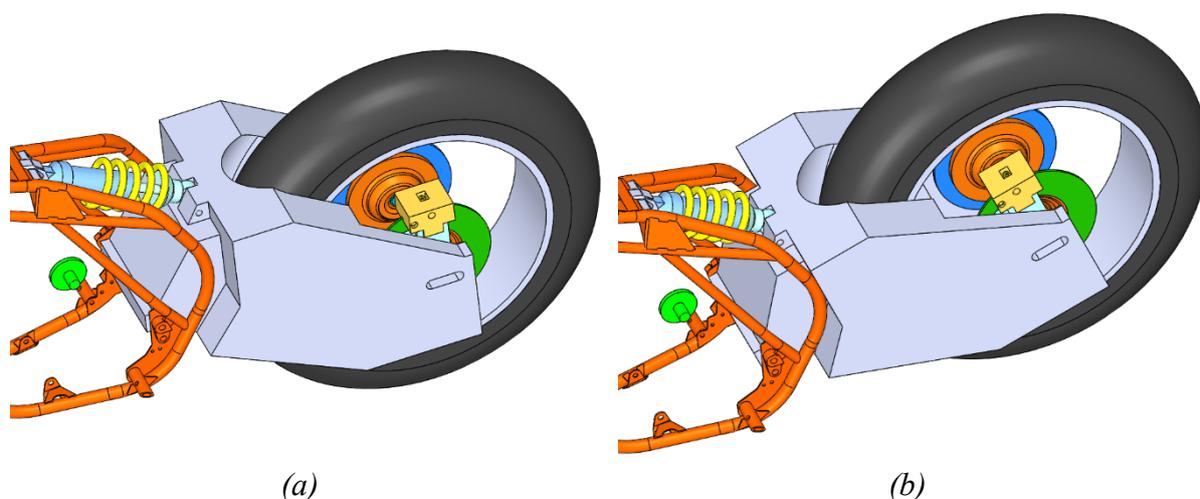


Figura 3.80 Movimento defeature forcellone durante escursione ruota: a) ammortizzatore esteso; b) ammortizzatore compresso

La geometria è stata successivamente raffinata per eseguire le ottimizzazioni multi-materiale e il loro risultato è stato utilizzato per definire la topologia della parte realizzata in fibra di carbonio. Si è accuratamente tenuto conto, nel modello di Figura 3.81, degli ingombri del freno, della staffa di supporto freno e del disco freno.

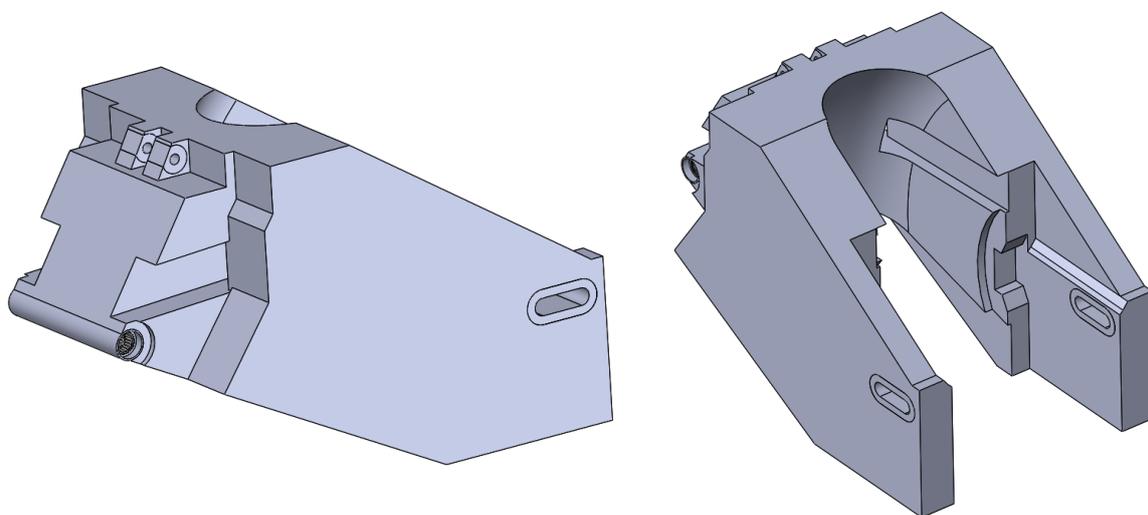


Figura 3.81 Nuova geometria defeature del forcellone

Sono anche stati previsti dei passaggi per il sistema di trasmissione (Figura 3.82). Per il loro dimensionamento si è tenuto conto della posizione occupata dalla catena durante tutta l'escursione della ruota, considerando l'intero campo di regolazione del passo previsto dal forcellone. Le posizioni occupate dalla catena sono state valutate considerando l'ingranamento di un pignone da 13 denti con una corona da 44 denti, la più piccola che si è ipotizzato di montare, oppure da 50 denti, la più grande installabile.

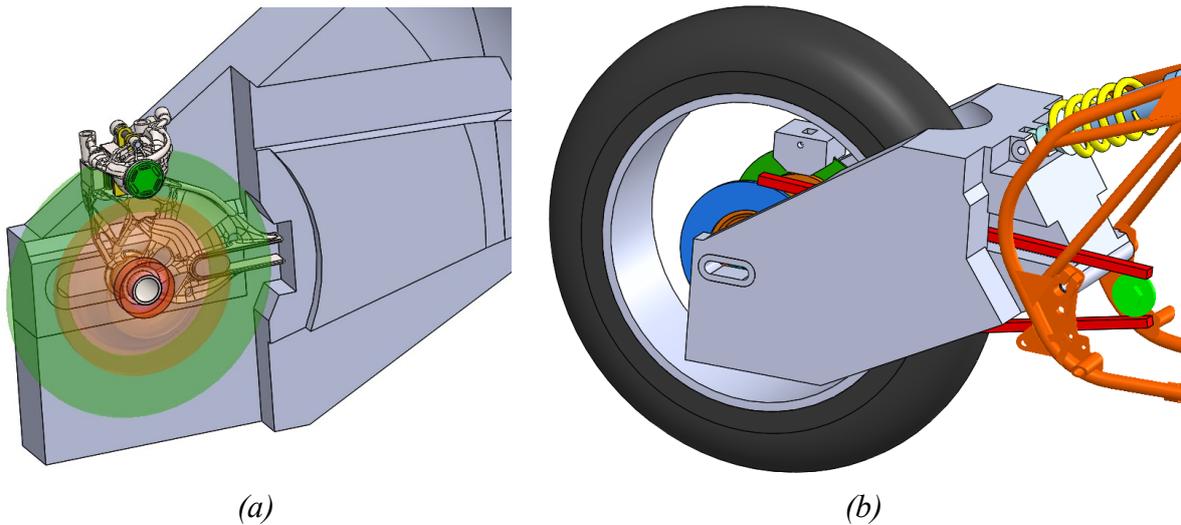


Figura 3.82 Modifiche defeature forcellone: a) Scavi per evitare interferenze impianto frenante; b) fori per passaggio catena

Rispetto alla geometria precedente, è stata variata la zona di attacco alla culla motore, ricreando la tipologia di cerniera presente sul forcellone originale, composta da un perno, solidale al telaio, che permette la rotazione del forcellone tramite una coppia di cuscinetti a rullini, calettati su quest'ultimo.

Il design di questo secondo *defeaturizzato* è stato modellato in maniera simmetrica poiché questo vincolo risulterà presente anche durante le ottimizzazioni topologiche. Così facendo si è diminuito il costo computazionale non realizzando la mesh in aree che, a causa del *manufacturing constraint*, sarebbero state rimosse alla prima iterazione del calcolo di ottimizzazione.

È stata infine creata un'ultima variante *defeature* (Figura 3.83), utilizzata nell'ottimizzazione topologica definitiva della zona metallica, successiva alla modellazione della geometria della fibra di carbonio, che rappresenta l'area in lega di Titanio su cui agirà il solutore. La divisione in aree di materiale metallico e composito sarà trattata in seguito nel dettaglio.

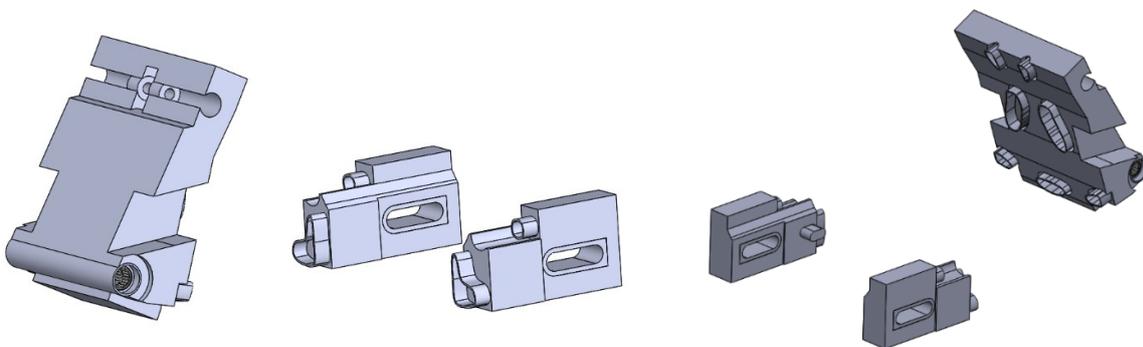


Figura 3.83 Geometria defeature della zona metallica del forcellone

Si può notare come siano state realizzate delle sporgenze, ideate per inserirsi all'interno del guscio di fibra di carbonio e andare a consolidare le parti insieme, mediante adesivo strutturale. È stata inoltre modificata la zona circostante agli occhielli ammortizzatore, rendendoli più piccoli e aumentando il materiale nel loro intorno, per concedere maggiori libertà all'ottimizzatore, sempre evitando la presenza di interferenze durante il funzionamento.

3.3.4 Modello per le ottimizzazioni

Proprio come detto in precedenza, per rendere il più veritiero possibile il confronto prestazionale tra la nuova geometria e quella originale, le condizioni di carico che si andranno ad applicare al nuovo modello saranno analoghe a quelle trattate nel paragrafo 3.3.1. Tuttavia, per ottenere dei risultati che descrivano più fedelmente il comportamento dell'ammortizzatore, le diverse configurazioni sono state realizzate non solo nell'ipotesi di ammortizzatore esteso, ma anche compresso e nella condizione di escursione intermedia (30 mm di corsa residua).

Per eseguire le ottimizzazioni topologiche è necessario definire in quali aree della geometria *defeature* il solutore ha libertà di azione. Sono state identificate le zone di *Design Space* e di *Non Design Space* (Figura 3.84) bloccando, come effettuato per i componenti precedenti, le geometrie delle aree soggette all'applicazione di vincoli e carichi, oppure che presentano accoppiamenti con altri componenti del motociclo.

Al fine di ottenere un costo computazionale non eccessivamente elevato le aree non soggette a ottimizzazione, durante le fasi iniziali, sono state realizzate in modo da permettere la loro corretta discretizzazione con elementi di taglia media simile a quella del *Design Space*.

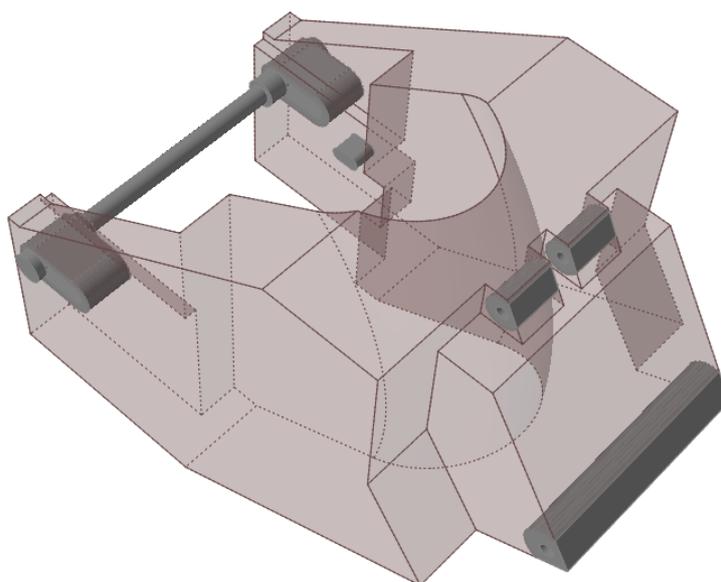


Figura 3.84 Aree di Non Design in grigio, area di Design in trasparenza

Le aree di *Non Design Space* sono state poste in corrispondenza delle seguenti zone:

- Zona di accoppiamento con il telaio motore
- Occhielli di accoppiamento con il mono-ammortizzatore
- Zone di contatto delle asole di regolazione con il perno ruota
- Zona di appoggio della staffa di supporto pinza freno

Al fine di rendere solidali questi nuovi corpi creati, sono stati vincolati al *Design Space* mediante l'introduzione di contatti di tipo *Bonded* (Figura 3.85), eliminando sei gradi di libertà per ogni nuovo corpo introdotto.

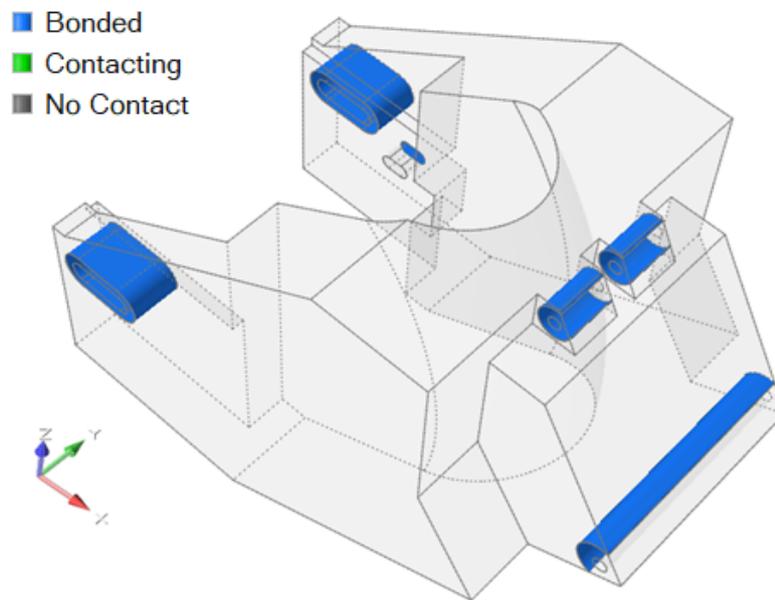


Figura 3.85 Contatti di tipo *Bonded* tra *Design Space* e *Non Design Space*

Per permettere l'esecuzione dell'analisi strutturale è stato necessario l'inserimento dei carichi a cui il componente è soggetto (Figura 3.86).

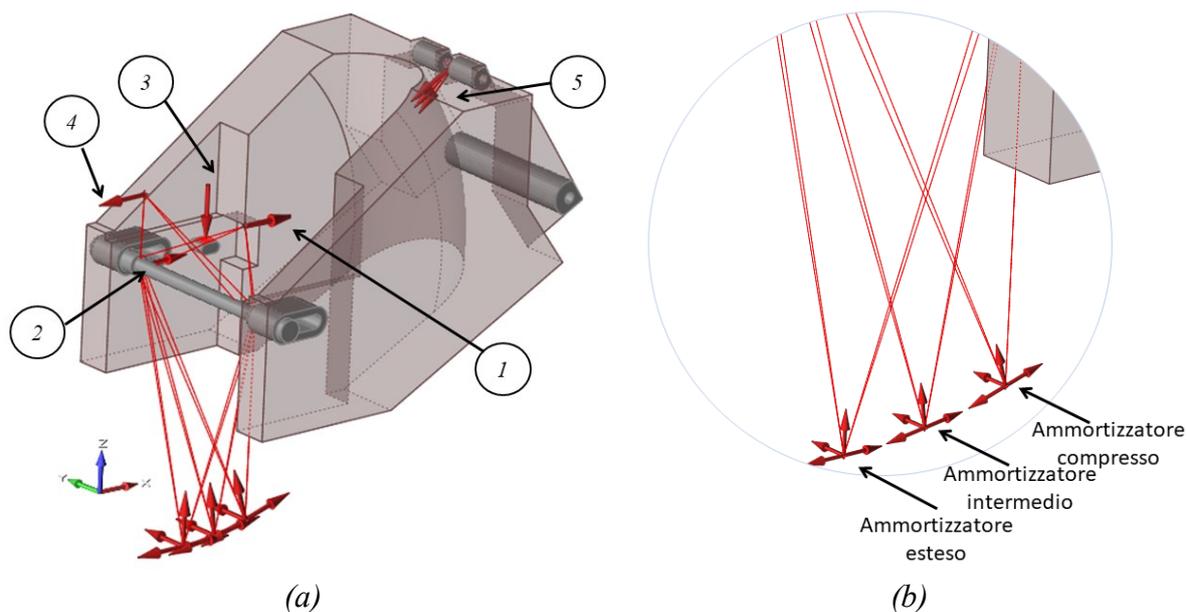


Figura 3.86 Carichi applicati al modello (a) e dettaglio su contatto ruota-terreno (b)

Se la forza *Longitudinale Accelerazione e Decelerazione*, quella *Laterale* e il *Trasferimento di Carico* sono rimasti immutati rispetto al modello precedente nella condizione di ammortizzatore esteso, la loro direzione e punto di applicazione è cambiata al variare della corsa del dispositivo smorzante (Figura 3.86b). In analogia a quanto detto nel paragrafo 3.3.1, sono stati utilizzati connettori flessibili *RBE3* per collegare le forze con il perno ruota.

Anche l'inserimento del carico dovuto al tiro catena (*forza 1*) è avvenuto con gli stessi criteri trattati nel paragrafo 3.3.1, ma con modulo e posizione pari a quelli descritti nel paragrafo 2.6.2. Tuttavia, a causa della presenza di un sistema frenante tramite freni a disco, assente nel modello precedente, è stato necessario l'inserimento delle *forze 2,3,4*. Se le prime due sono causate dalla presenza della staffa freno, descritta nel paragrafo 2.6.1, la restante è generata dall'interazione tra il disco e le pastiglie freno.

Le *forze 2 e 4* presentano modulo uguale ma diverso punto di applicazione, causando due momenti imbarbanti, di moduli e versi differenti.

Infine, sempre come affermato nel paragrafo 2.6.1, la rotazione della staffa attorno all'asse ruota è impedita mediante l'inserimento di una zona di appoggio, sulla quale si scarica una forza ad essa perpendicolare di 7854 N (Figura 3.86 *carico 3*).

A differenza della sospensione originale, la nuova geometria presenta un mono-ammortizzatore centrale. Pertanto non risulta più necessario ripartire la forza massima da questo generata, pari a 8400N, come avvenuto in precedenza, ma è possibile applicarla direttamente sulla sede di accoppiamento con il forcellone (*forza 5*). Tuttavia, proprio per come avvenuto per i carichi trasmessi al suolo, è stata valutata la sua direzione in funzione delle tre diverse escursioni della ruota.

Valutando invece la ripartizione dei vincoli, questa è avvenuta in analogia a quanto descritto nel paragrafo 3.3.1 (Figura 3.87).

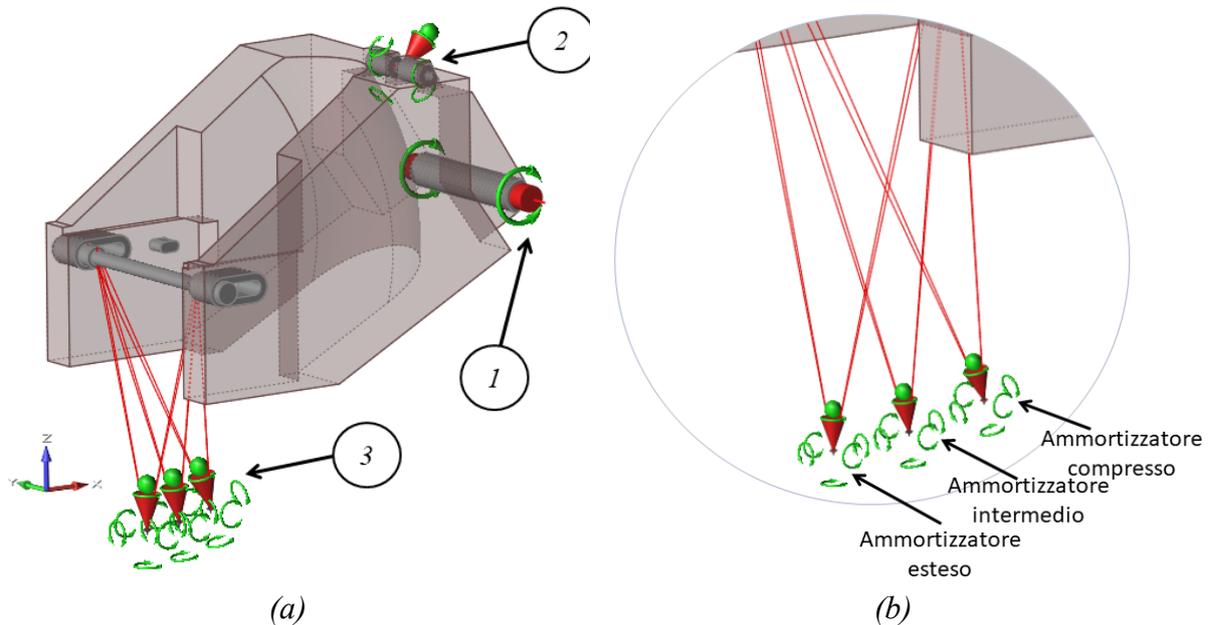


Figura 3.87 Vincoli applicati al modello (a) e dettaglio su contatto ruota-terreno (b)

A causa del mono-ammortizzatore centrale, la rotazione attorno alla cerniera fissa (*vincolo 1*), è stata impedita mediante un singolo appoggio (*vincolo 2*), la cui direzione cambia al variare delle tre configurazioni di escursione della ruota. Anche la posizione dell'appoggio a terreno (*vincolo 3*), ha subito delle variazioni in funzione dell'escursione dell'ammortizzatore, mantenendo però sempre una distanza dall'asse mozzo di 350 mm.

È stato pertanto possibile realizzare cinque condizioni di carico, analoghe a quanto presentato in Tabella 3.15, per ciascuno dei tre valori di escursione della ruota trattati ottenendo, nel complesso, quindici condizioni di carico totali.

Infine, sull'area di *Design Space* è stato inserito un *Manufacturing Constraint* di simmetria planare (Figura 3.88) in modo da ricavare una geometria simmetrica esteticamente più gradevole. Per ottenere le migliori performance del componente, abbinate alla massima riduzione in massa possibile, sarebbe stato ottimale non imporre questo vincolo andando a realizzare topologie asimmetriche che seguano la natura dei differenti carichi generati sul lato destro dal sistema di trasmissione e su quello sinistro dall'impianto frenante.

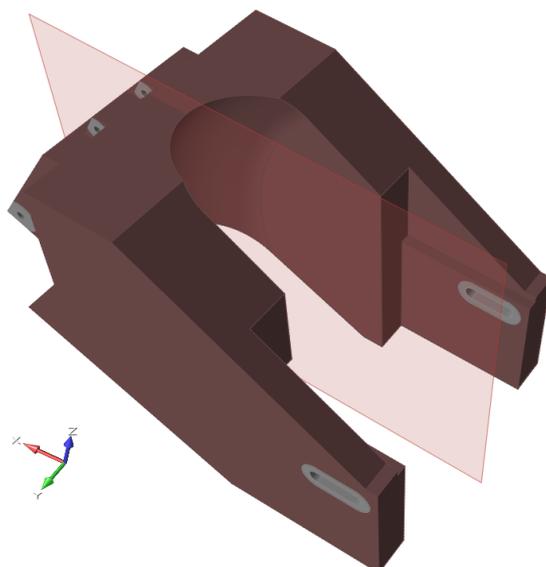


Figura 3.88 Manufacturing constraint di simmetria planare

3.3.5 Ottimizzazione topologica mono-materiale

Le ottimizzazioni topologiche mono-materiale sono state eseguite nella prima fase del processo, assegnando un unico materiale al modello del forcellone, per permettere la successiva divisione del *Design Space* in aree da realizzare tramite Additive Manufacturing metallico o mediante materiale composito. Il modello utilizzato presenta la geometria *defeaturizzata* di Figura 3.79 ed è analogo a quello descritto nel paragrafo precedente.

La sua discretizzazione è avvenuta tramite una mesh tetraedrica del primo ordine con taglia media pari a 5 mm sul *Design Space*; per quanto riguarda le aree di *Non Design Space* la dimensione degli elementi, mostrata in Figura 3.89, è tale da garantirne la presenza di almeno tre sulla dimensione minima del corpo.

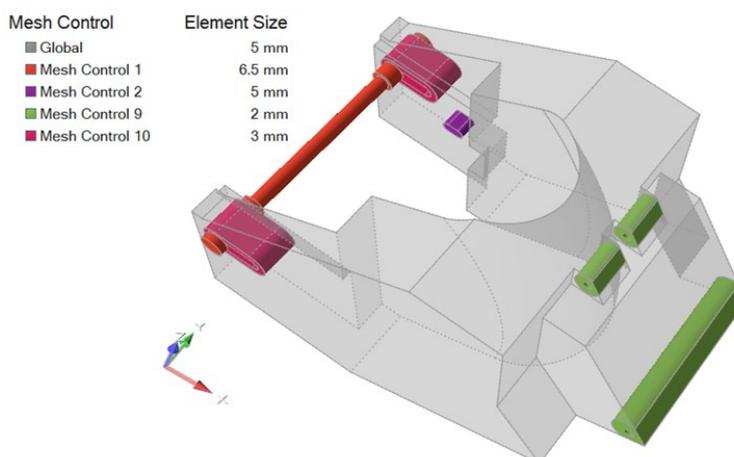


Figura 3.89 Mesh Control modello per l'ottimizzazione topologica mono-materiale

Poiché l'ottimizzazione topologica può essere eseguita solamente assegnando al modello materiali con caratteristiche isotrope, è stato necessario realizzare un materiale isotropo equivalente delle pelli in fibra di carbonio che hanno tipicamente proprietà ortotrope.

GG200T DT120-42		
Spessore	<i>t</i>	0,235 mm
Modulo Elastico 1	<i>E11</i>	97500 MPa
Modulo Elastico 2	<i>E22</i>	97500 MPa
Modulo a Taglio 12	<i>G12</i>	3500 MPa
Modulo a Taglio 13	<i>G13</i>	3500 MPa
Modulo a Taglio 23	<i>G23</i>	3500 MPa
Numero di Poisson 12	<i>ν 12</i>	0,05
Resistenza a trazione 1	<i>Xt</i>	551 MPa
Resistenza a trazione 2	<i>Yt</i>	622 MPa
Resistenza a compressione 1	<i>Xc</i>	302 MPa
Resistenza a compressione 2	<i>Yc</i>	332 MPa
Resistenza a taglio sul piano	<i>S</i>	51 MPa
Densità	<i>ρ</i>	1467 kg/m ³
Tensione di de laminazione a taglio	<i>ILSS</i>	57 MPa

Tabella 3.18 Caratteristiche meccaniche del GG200T DT120-42

Si sono quindi considerate le caratteristiche meccaniche della pelle di GG200T DT120-42 (Tabella 3.18), fornite dalla caratterizzazione di *Bercella S.R.L.*, ed è stata valutata una laminazione simmetrica bilanciata quasi isotropa, con 8 pelli [0/90/+45/-45/-45/+45/90/0] (Figura 3.90).

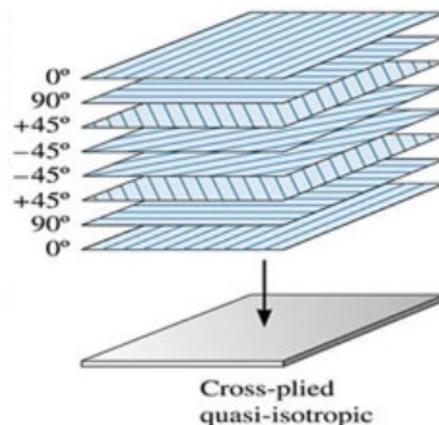


Figura 3.90 Laminazione quasi isotropa a 8 pelli [33]

3.3 - Forcellone

Inserendo la sequenza di laminazione con le caratteristiche delle singole pelli nel software *Helius Composite* di *Autodesk* è stato possibile ottenere le proprietà meccaniche del materiale isotropo equivalente, calcolate mediante la teoria della laminazione, ottenendo i valori riportati in Tabella 3.19.

<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>
GG200T isotropo	67,18	0.34	1,47·10 ³

Tabella 3.19 Caratteristiche meccaniche isotropo equivalente GG200T

Questi valori risultano attendibili considerandoli nel piano; tuttavia, nella direzione perpendicolare al laminato sono sovrastimati. In questa fase di ottimizzazione preliminare sono stati comunque considerati validi, poiché lo scopo è solamente quello di identificare la distribuzione di materiale per ottenere la massima rigidità del componente.

La lega di Titanio processata tramite SLM e utilizzata per la seconda ottimizzazione, nonostante presenti proprietà anisotrope nella condizione *as-built*, dopo trattamento termico è assimilabile a un materiale isotropo con le caratteristiche, fornite da *BeamIT*, e riportate in Tabella 3.20.

<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
Ti6Al4V	105	0,31	4,429·10 ³	1004

Tabella 3.20 Caratteristiche meccaniche Ti6Al4V

A partire dal modello presentato nel paragrafo 3.3.3 sono state eseguite due ottimizzazioni topologiche, la prima con Ti6Al4V su tutta la geometria, mentre la seconda con GG200T nelle aree di *Design Space*, mantenendo le aree di *Non Design Space* della lega precedente.

Questo è legato all'obiettivo che si vuole raggiungere, ossia la suddivisione delle aree da generare in metallo e in composito. Tuttavia, poiché a livello produttivo sarebbe particolarmente complessa la realizzazione, mediante la fibra di carbonio, delle zone di accoppiamento del forcellone con altri componenti, le aree di *Non Design* sono state in entrambe i casi previste in lega di Titanio. Anche il perno, non essendo soggetto alla riprogettazione, è stato simulato con un materiale particolarmente rigido, avente modulo elastico di 10·10³GPa.

Poiché, come constatato nel paragrafo 3.3.2, il forcellone originale presenta valori di tensione massima molto inferiori rispetto a quelli limite, anche per i nuovi modelli si è ipotizzato un comportamento analogo. Pertanto non è stato possibile eseguire delle ottimizzazioni in cui la funzione obiettivo consistesse nella minimizzazione della massa, ma si è resa necessaria l'imposizione di un volume residuo a fronte del quale si è richiesta al software la massimizzazione della rigidità.

Per entrambe le ottimizzazioni si sono eseguiti dei tentativi, variando la percentuale di volume residuo e la dimensione massima e minima delle geometrie, al fine di ottenere una massa il più possibile simile a quella del forcellone originale, senza la formazione di bracci non completi e design con zone eccessivamente sottili o spesse. I parametri utilizzati sono quelli mostrati in Tabella 3.21.

	<i>Ti6Al4V</i>	<i>GG200T</i>
<i>% volume residuo DS</i>	4	10
<i>Spessore minimo (mm)</i>	15	15
<i>Spessore massimo (mm)</i>	40	40

Tabella 3.21 Parametri ottimizzazioni topologiche mono-materiale

Poiché l'obiettivo di questo processo non è l'ottenimento di un design finale, ma la suddivisione delle aree da realizzare con ciascuno dei due materiali, non verrà eseguito un processo di *OSSmooth* con il quale conoscere i valori reali di tensione e spostamento. La trattazione invece verterà sull'analisi dei design generati dall'ottimizzatore, mostrati in Figura 3.91.

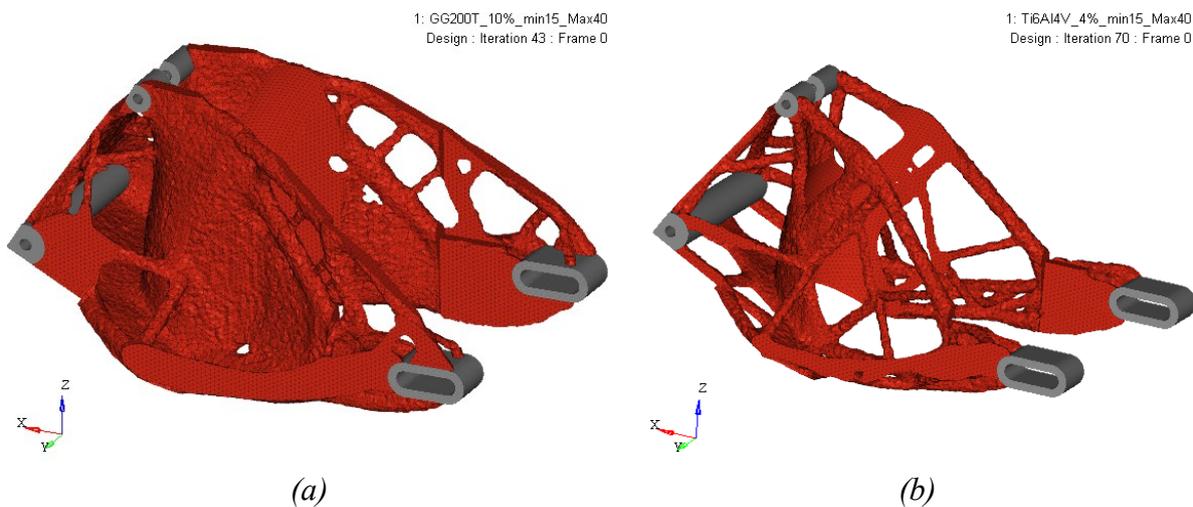


Figura 3.91 Risultati ottimizzazione mono-materiale: GG200T (a) e Ti6Al4V (b)

Valutando il risultato ottenuto sul modello in materiale composito, i cui elementi aventi densità relativa superiore a 0,3 sono mostrati in Figura 3.91a, è possibile notare la presenza di una zona centrale particolarmente piatta e priva di strutture ramificate, difficilmente realizzabile mediante tecniche additive, ma riproducibile tramite la laminazione dei materiali compositi. Considerazioni opposte sono invece quelle relative alle zone di collegamento al telaio motore e alla ruota in cui la complessità geometrica renderebbe eccessivamente onerosa la creazione di tali strutture in fibra di carbonio. Tuttavia, come si osserva in Figura 3.91b in cui sono

mostrati gli elementi aventi densità relativa superiore a 0,2, le zone limitrofe alle aree di *Non Design Space* presentano geometrie facilmente riproducibili mediante Additive Manufacturing.

Questo ha permesso di poter suddividere la geometria complessiva in tre zone: un'area centrale, caratterizzata da pareti estese in fibra di carbonio e le due aree limitrofe alle zone di *Non Design Space* in lega di Titanio, a partire dalle quali eseguire una nuova ottimizzazione topologica di tipo multi-materiale.

3.3.6 Ottimizzazione topologica multi-materiale

È stato così necessario realizzare un nuovo modello con il quale poter effettuare questa suddivisione del materiale. Lo scopo è quello di ottenere un design della zona in composito, sulla quale verranno, in seguito, effettuate le ottimizzazioni del carbonio. Per questo motivo la nuova geometria presenta, a differenza di quella precedente, un maggiore livello di dettaglio, tenendo conto degli ingombri di altri componenti del retrotreno, come mostrato in Figura 3.81. Questa è stata suddivisa in tre macro parti, a due delle quali è stato assegnato il Ti6Al4V (*DS* attacco motore e attacco ruota) e alla restante il GG200T (*DS* corpo centrale), come mostrato in Figura 3.92.

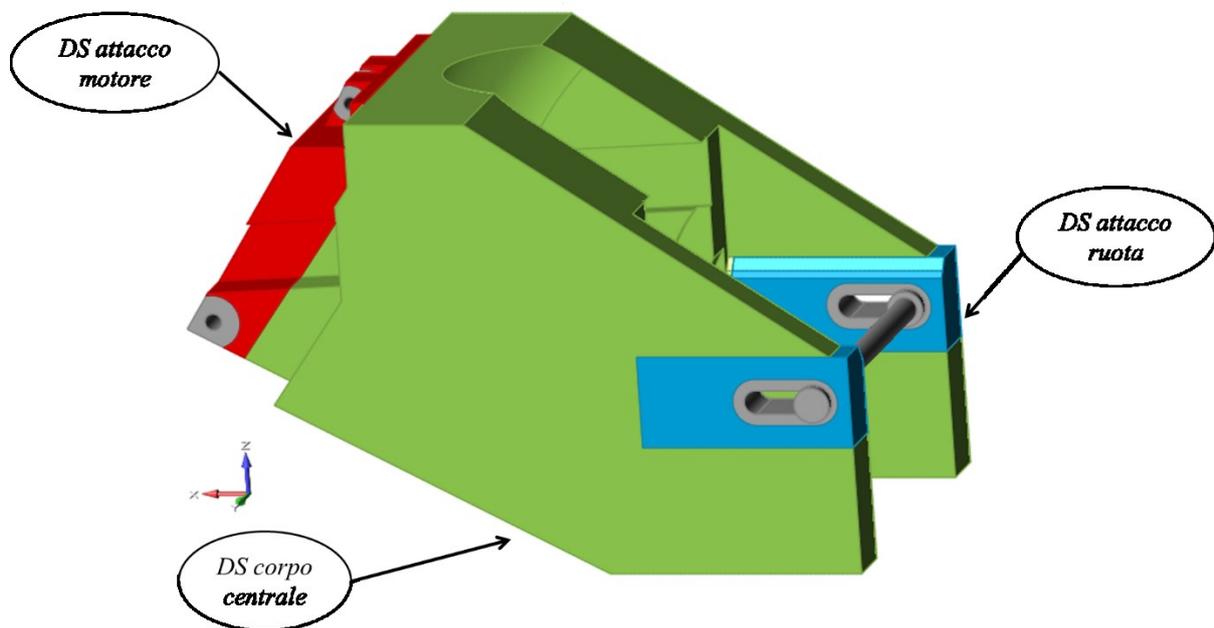


Figura 3.92 Suddivisione delle aree di Design Space

Questa divisione è stata scelta in virtù dei risultati forniti dall'ottimizzazione precedente, oltre che dall'aver prodotto uno dei migliori risultati nell'ottimizzazione multi-materiale.

Nonostante le variazioni sulla nuova geometria, la distribuzione dei vincoli e dei carichi è rimasta immutata rispetto a quanto detto nel paragrafo 3.3.4. Anche le aree di *Non Design*, in riferimento ai cambiamenti geometrici presentati nel paragrafo 3.3.3, sono rimaste in Ti6Al4V.

Tuttavia, a causa della divisione del modello in diverse parti, è stato necessario l'inserimento di contatti di tipo *Bonded* per rendere solidali fra loro tutte le aree di *Design* e *Non Design Space*, come mostrato in Figura 3.93.

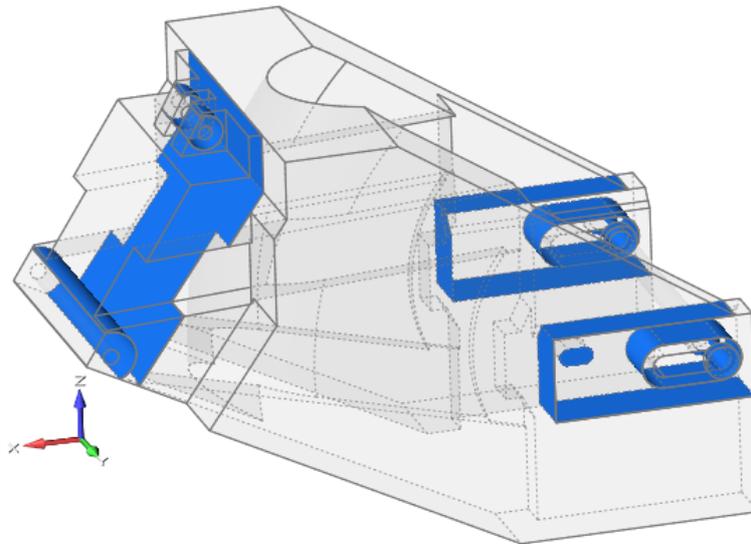


Figura 3.93 Distribuzione dei contatti di tipo *Bonded*

Una volta assegnate le proprietà dei materiali ai vari componenti, quali quelle dell'isotropo equivalente del GG200T per il corpo centrale (Figura 3.92) e quelle del Ti6Al4V per le restanti parti, ad eccezione del perno che è stato nuovamente trattato come corpo rigido, sempre tramite il software *Inspire* è stata realizzata la mesh. La taglia media è stata imposta pari a un terzo dello spessore minimo nelle zone di *ND* e ad un terzo dello spessore minimo consentito, per la fase successiva di ottimizzazione, in quelle di *Design* (Figura 3.94).

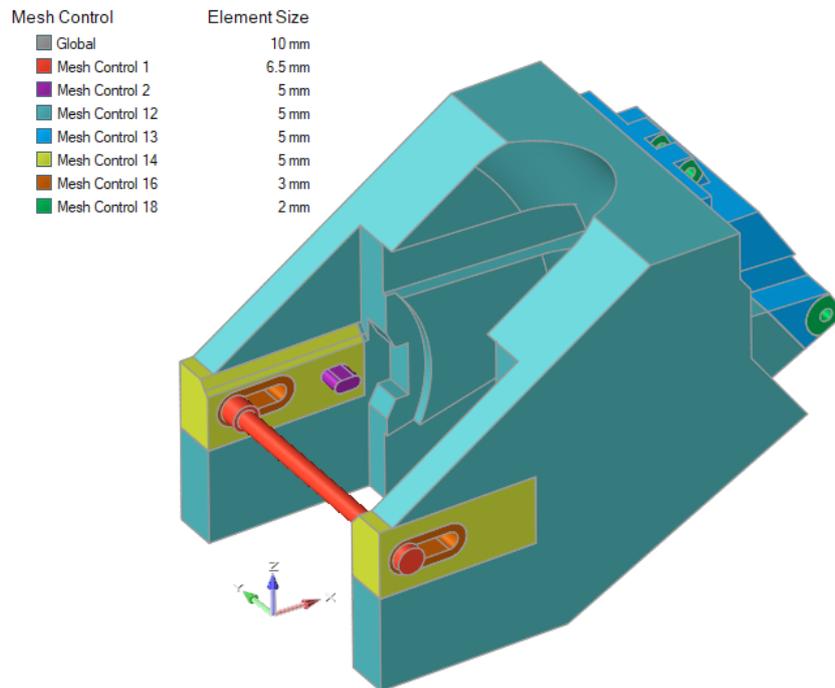


Figura 3.94 Distribuzione della taglia media della mesh

Come per quanto avvenuto durante la riprogettazione delle piastre di sterzo (paragrafo 3.1.4), l'assegnazione dei vincoli e dell'obiettivo dell'ottimizzazione topologica non è avvenuta prima dell'esportazione del *Solver Deck*, ma in ambiente *HyperMesh*. Infatti, poiché *Inspire* non offre la possibilità di generare diverse aree di *Non Design*, una volta esportato il file *.fem*, questo è stato importato su *HyperMesh*, attraverso il quale sono state generate tre diverse zone di *Design* alle quali assegnare vincoli differenti. In particolar modo, come mostrato in Tabella 3.22 e Tabella 3.23, per ciascuna area di *Design*, sono stati imposti determinati valori di volume residuo e vincoli sullo spessore massimo e minimo. Lo scopo di questa ottimizzazione, infatti, consiste nell'individuazione di una geometria preliminare della zona realizzata mediante materiale composito, senza prestare particolare attenzione ai valori massimi di tensioni e spostamenti.

Non potendo conoscere a priori quali fossero le riduzioni ottimali per ciascuna area di *Design*, è stata eseguita una ripartizione dei volumi con lo scopo di ottenere un peso del componente simile al forcellone originale (Tabella 3.22).

	<i>DS attacco motore</i>	<i>DS corpo centrale</i>	<i>DS attacco ruota</i>
<i>% volume residuo DS</i>	4	10	4
<i>Spessore minimo (mm)</i>	15	15	15
<i>Spessore massimo (mm)</i>	40	40	40

Tabella 3.22 Prima ripartizione del volume tra le aree di *Design Space*

Tuttavia il risultato dell'ottimizzazione ha fornito strutture eccessivamente ramificate per la zona in carbonio e particolarmente sottili per quelle metalliche (Figura 3.95).

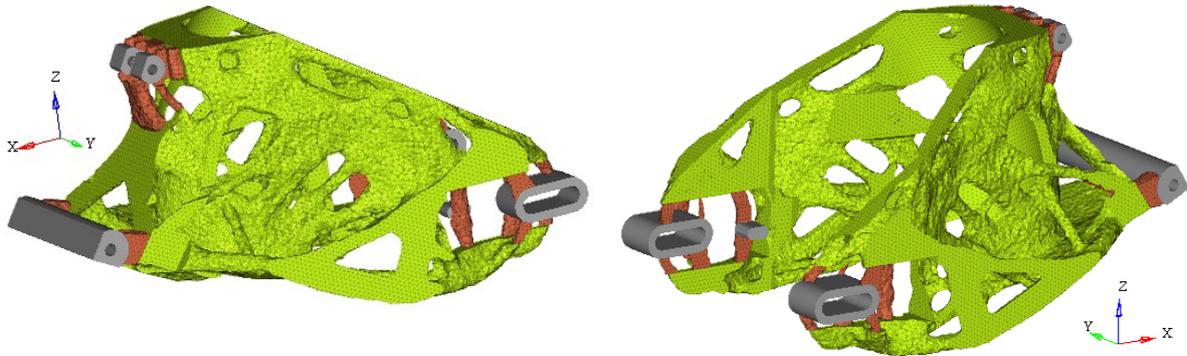


Figura 3.95 Risultati prima ottimizzazione multi-materiale

Si è reso così necessario variare i vincoli di ottimizzazione, sostituendoli con quelli mostrati in Tabella 3.23.

	<i>DS attacco motore</i>	<i>DS corpo centrale</i>	<i>DS attacco ruota</i>
<i>% volume residuo DS</i>	5	8	10
<i>Spessore minimo (mm)</i>	15	25	15
<i>Spessore massimo (mm)</i>	-	50	-

Tabella 3.23 Seconda ripartizione del volume tra le aree di Design Space

Il design così ottenuto, mostrato in Figura 3.96, presenta, per quanto riguarda la zona metallica, geometrie molto più massicce rispetto al caso precedente.

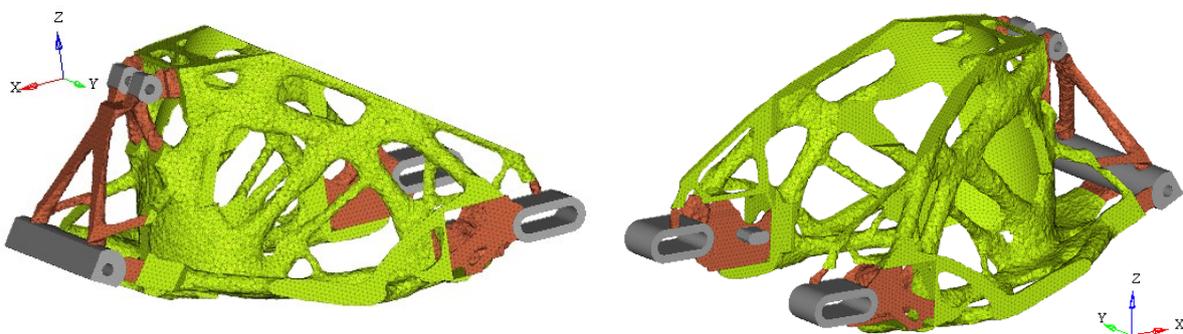


Figura 3.96 Risultati seconda ottimizzazione multi-materiale

Anche eseguendo un'analisi preliminare, gli stress risultano particolarmente inferiori rispetto al limite massimo ($CS=2$). Gli spostamenti, i cui valori massimi sono riscontrati nella

condizione di ammortizzatore esteso, sono invece di gran lunga superiori a quelli ricavati sul componente originale (Tabella 3.24). Ciò è da attribuirsi non solo alla struttura centrale, non ancora ottimizzata, ma anche alla presenza di elementi con densità intermedie che comportano una sottostima della rigidità dell'intera struttura. Nonostante ciò, non è stata eseguita un'analisi sull'*OSSmooth*, poiché i risultati che si sarebbero ottenuti non sarebbero stati ugualmente realistici a causa delle successive modifiche del design.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	1,02
<i>Laterale</i>	2,58
<i>Trasferimento carico</i>	0,67
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	2,74
<i>Ammortizzatore</i>	0,45

Tabella 3.24 Spostamenti massimi nelle relative condizioni di carico con ammortizzatore esteso

È infatti possibile osservare come le aree d'interfaccia tra il Ti6Al4V e il GG200T siano particolarmente complesse. Inoltre, nonostante la presenza di strutture molto meno complesse sulla zona in composito rispetto al risultato di Figura 3.95, queste risulterebbero ugualmente troppo ramificate per essere successivamente realizzate.

Per questi motivi i risultati ottenuti sono stati utilizzati come linee guida per la creazione di un nuovo design, in cui si tiene conto non soltanto dei vincoli produttivi, ma si presta particolare attenzione alle zone di interfaccia tra metallo e carbonio, verificando che i diversi componenti possano essere assemblati correttamente.

Ne consegue che, poiché è richiesta una semplificazione del design ottenuto, sarebbe necessario ricreare una nuova geometria, diversa da quella fornita dall'ottimizzazione multi-materiale. Si è così deciso di utilizzare la distribuzione di massa ricavata, a fronte degli stessi parametri di ottimizzazione, dal collega Andrea Marola. Come si può notare in Figura 3.97, il nuovo design della parte in composito è molto simile a quello mostrato in Figura 3.96, ma presenta strutture più massicce e un numero minore di bracci.

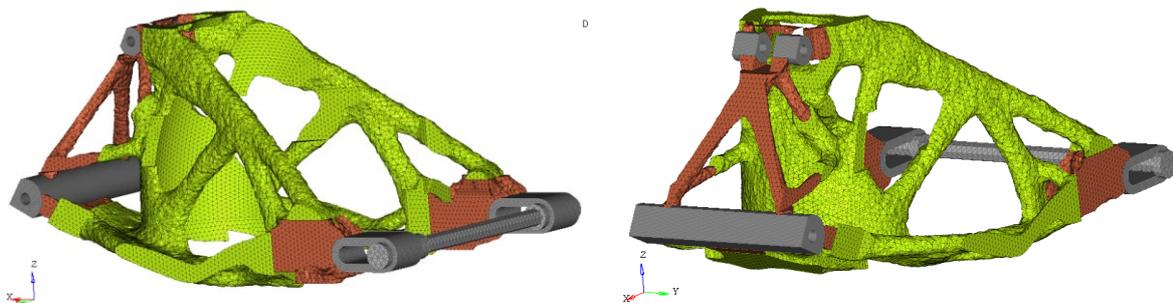


Figura 3.97 Risultati ottimizzazione multimateriale con composito GG200P

A partire da questo risultato verrà modellata, tramite *PolyNURBS*, una geometria della parte in composito. Verrà in seguito ottimizzata sia assegnando le proprietà del GG200P che del GG200T a parità di condizioni di carico, consentendo così un confronto finale sulle performance dei due forcelloni, a fronte di una differente fibra, ma analoga geometria.

3.3.7 Rimodellazione della porzione in materiale composito

Per eseguire la successiva ottimizzazione della zona metallica si rende pertanto necessaria la realizzazione di una geometria preliminare dell'area in fibra di carbonio. Questa è stata rimodellata partendo dal risultato mostrato in Figura 3.97, attraverso il programma *Evolve*.

Poiché l'obiettivo è quello di realizzare un componente la cui dimensione sia pari all'ingombro massimo della struttura in fibra di carbonio, si è prestata non solo attenzione agli ingombri ma anche al design. Pertanto il risultato dell'ottimizzazione ha costituito una linea guida, a partire dalla quale sono state modellate le *PolyNURBS* del lato sinistro del forcellone, evitando futuri problemi di interferenza tra la geometria, la catena della moto e la ruota (Figura 3.98).

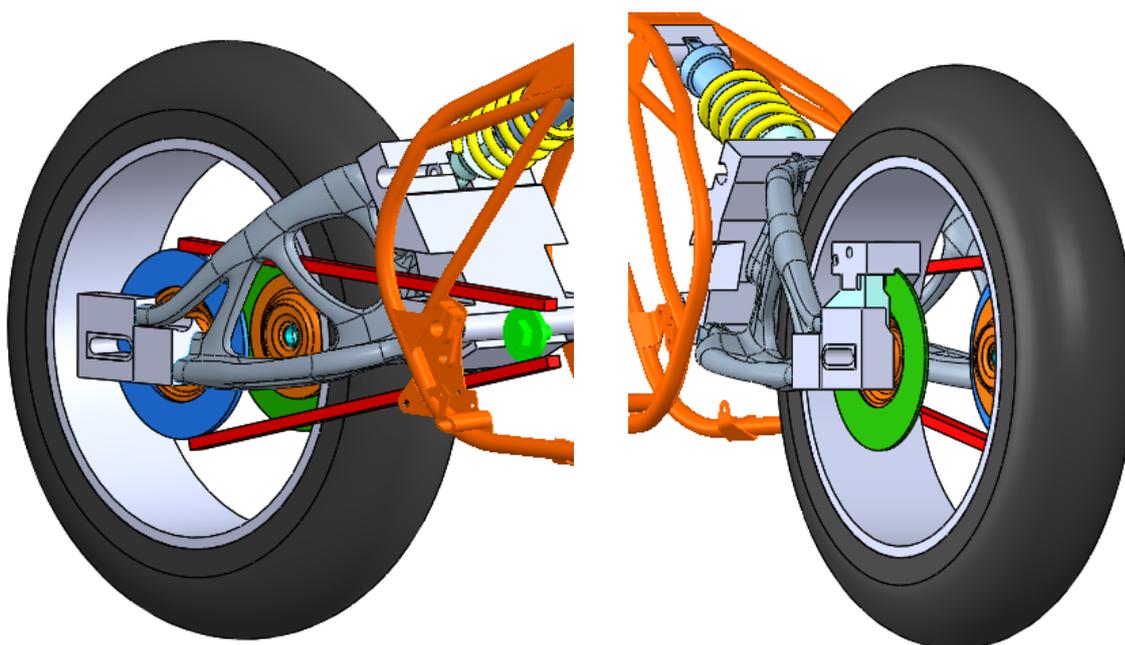


Figura 3.98 Interazioni del nuovo design con l'assieme della moto

Altra criticità è causata dalla modalità di accoppiamento della parte in carbonio con quella in metallo. Avendo infatti previsto l'unione delle parti tramite adesivi strutturali, è necessario realizzare delle sedi in cui gli inserti metallici possano essere introdotti. Tuttavia, affinché ciò possa avvenire correttamente, è essenziale che queste sedi, per ciascuna area di accoppiamento, risultino tra loro parallele (Figura 3.99).

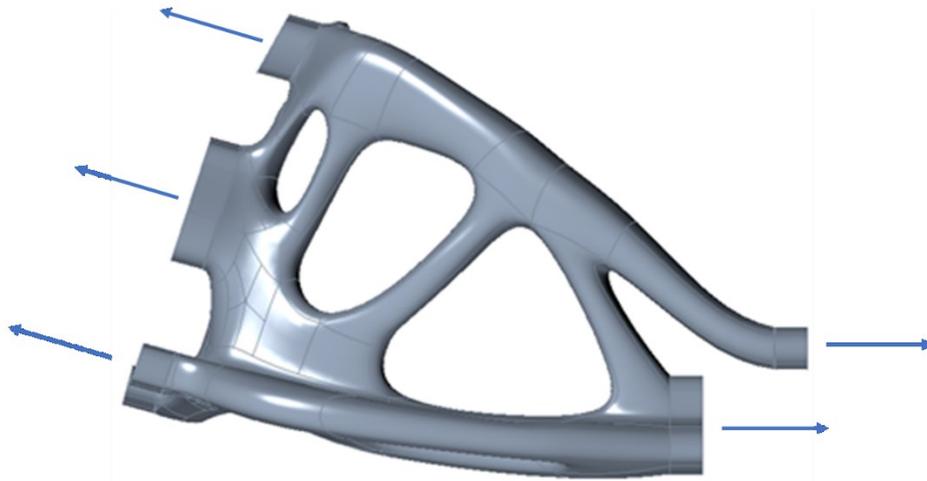


Figura 3.99 Vista laterale corpo centrale rimodellato

Successivamente, poiché si prevede una struttura simmetrica, la geometria è stata specchiata lungo il piano longitudinale ottenendo il componente presentato in Figura 3.100.

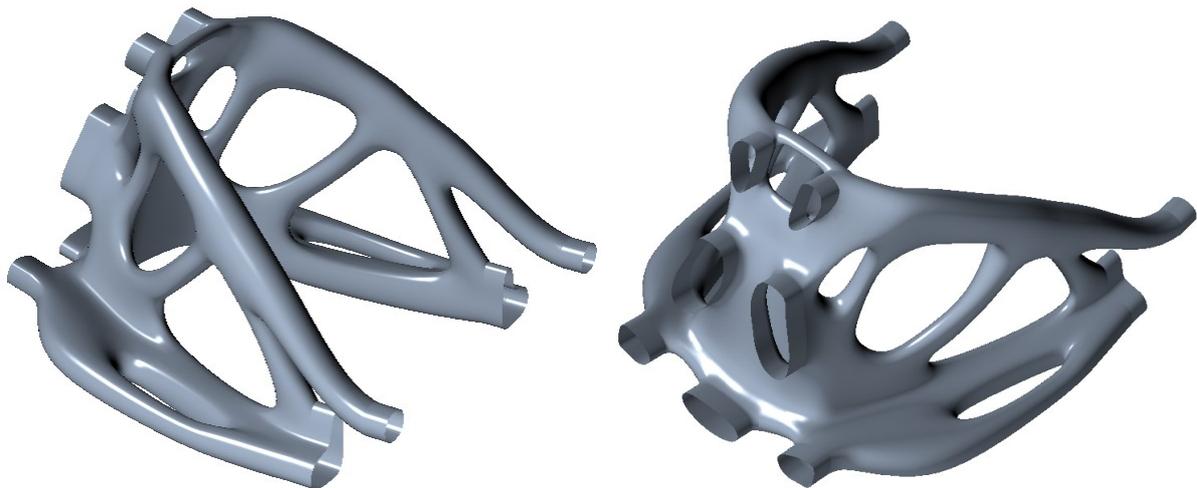


Figura 3.100 Ingombro massimo dell'area in fibra di carbonio

Come si può osservare, le zone di incollaggio si integrano perfettamente con le linee del corpo centrale, ma ciò è stato possibile discostandosi in parte dalle indicazioni fornite dall'ottimizzatore (Figura 3.101).

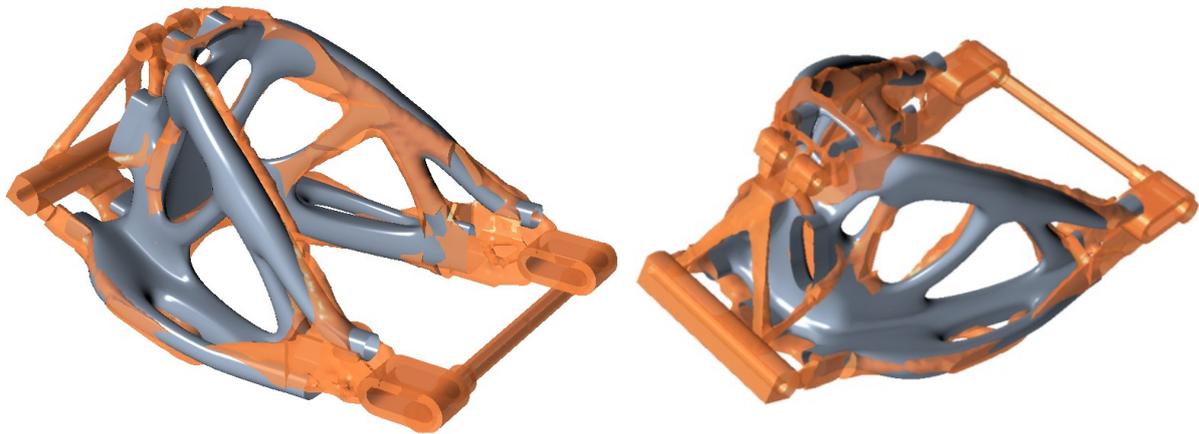


Figura 3.101 Confronto della nuova geometria con quella fornita dall'ottimizzatore

Tuttavia questo non compromette i futuri risultati prestazionali, perché le ottimizzazioni trattate in precedenza hanno avuto solamente lo scopo di consentire la realizzazione di un design di partenza, in cui l'aspetto estetico si integra in quello funzionale.

Il raggiungimento invece delle prestazioni desiderate avverrà tramite le ottimizzazioni seguenti, quali quelle del metallo e le successive del composito.

3.3.8 Ottimizzazione topologica della zona metallica

La superficie così generata è stata utilizzata per la realizzazione di un'ottimizzazione topologica sulla zona metallica. Lo scopo è quello di ottenerne il design, attraverso il quale verranno in seguito eseguite le tre ottimizzazioni sul carbonio.

Nonostante i carichi e i vincoli siano rimasti invariati rispetto al modello trattato nel paragrafo 3.3.4, le zone di *Design Space*, costituite dalle aree da realizzare in metallo, hanno subito delle sensibili variazioni in modo da integrarsi con la nuova geometria della struttura in carbonio. In analogia a quanto fatto precedentemente, tutte le aree di applicazione dei carichi sono state rese di *Non Design*, ma a queste si sono aggiunte le zone soggette alla successiva fase di incollaggio, garantendo così la possibilità di interfacciare, a ottimizzazione conclusa, le zone metalliche con quelle in fibra di carbonio (Figura 3.102).

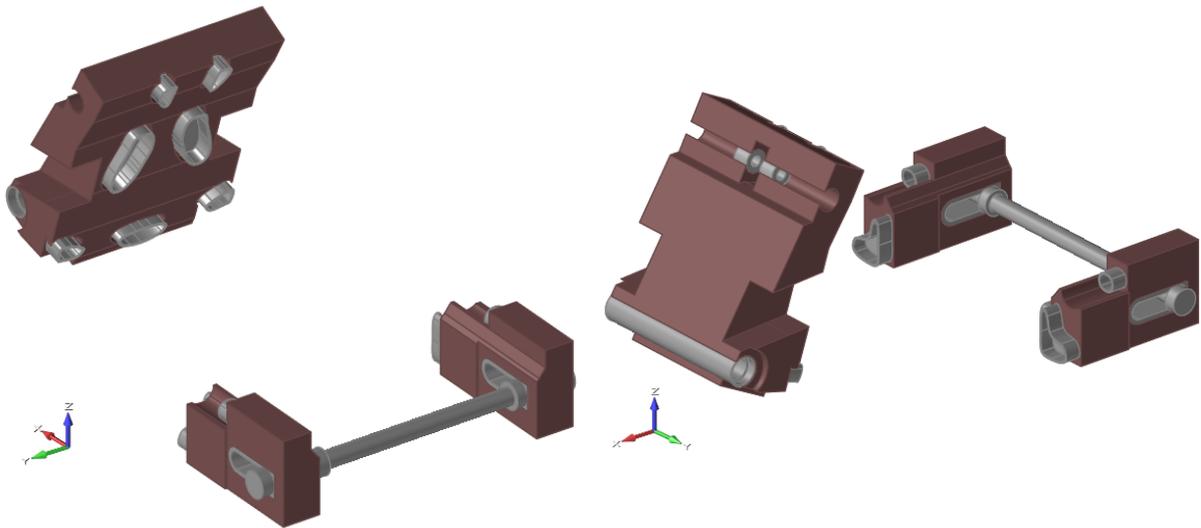


Figura 3.102 Zone metalliche: in grigio Non Design Space, in bordeaux Design Space

Inoltre, per permettere lo spostamento longitudinale della ruota posteriore, è stata modificata l'asola di regolazione, creando una superficie verticale piana sulla quale inserire in futuro un meccanismo di regolazione (Figura 3.103a), analogo a quello presente sulla moto originale (Figura 3.103b). Non si è invece variata la geometria del *Design Space*, rimuovendo materiale nella zona limitrofa all'estremità posteriore dell'asola, poiché si prevede, a seguito dei precedenti risultati, che l'ottimizzatore eliminerà autonomamente il materiale in quest'area.

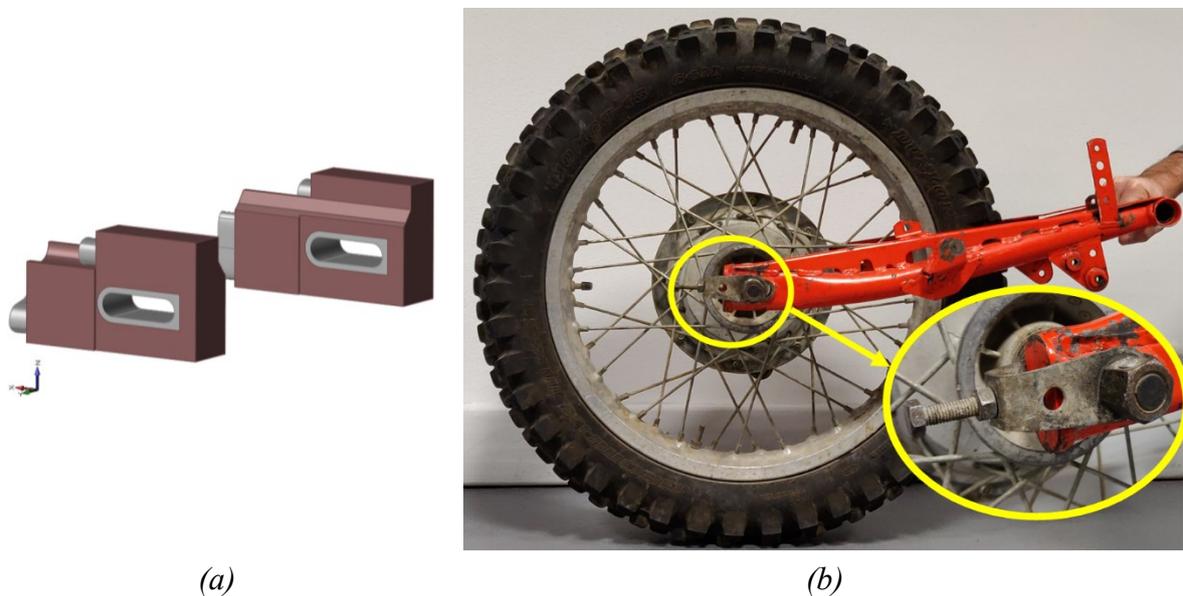


Figura 3.103 Asola di regolazione aggiornata (a), meccanismo di regolazione originale (b)

È seguita l'assegnazione dei materiali ai vari componenti, quali il Ti6Al4V, per la zona metallica, e le proprietà dell'isotropo equivalente del GG200T, in quanto l'ordine di

laminazione sarà definito in una fase successiva. Analogamente a quanto avvenuto in precedenza, il perno sarà simulato come elemento rigido.

Poiché per motivi estetici è richiesta la realizzazione di geometrie simmetriche, sono stati impostati due vincoli di simmetria sulle due aree di *DS*, ottenendo complessivamente il modello presentato in Figura 3.104.

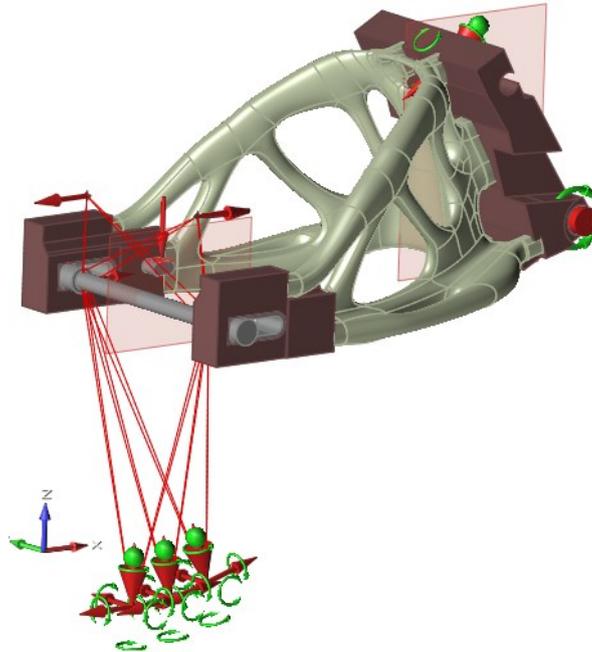


Figura 3.104 Modello per l'ottimizzazione topologica della zona metallica

Per ottenere dei risultati soddisfacenti e non rendere eccessivamente gravoso il costo computazionale, la superficie esterna del corpo centrale è stata discretizzata mediante elementi di tipo *Shell* a quattro nodi, aventi dimensione media di 4 mm, e ad essi applicata la proprietà di spessore (Figura 3.105).



Figura 3.105 Mesh di tipo *Shell* a quattro nodi su corpo centrale

Tuttavia, poiché il design rimodellato costituisce l'ingombro massimo accettabile, è stato necessario effettuare un offset della mesh in funzione dello spessore ad esso associato, ottenendo così la *Midsurface* della geometria. Pertanto, nella successiva ottimizzazione con spessore della struttura in carbonio pari a 2 mm, l'offset è stato di 1mm, mentre in quella con spessore di 4 mm l'offset è stato incrementato sino a 2 mm.

Per quanto riguarda la restante parte metallica, è stata invece realizzata una mesh tetraedrica, con dimensione variabile, in funzione delle forme geometriche, come mostrato in Figura 3.106.

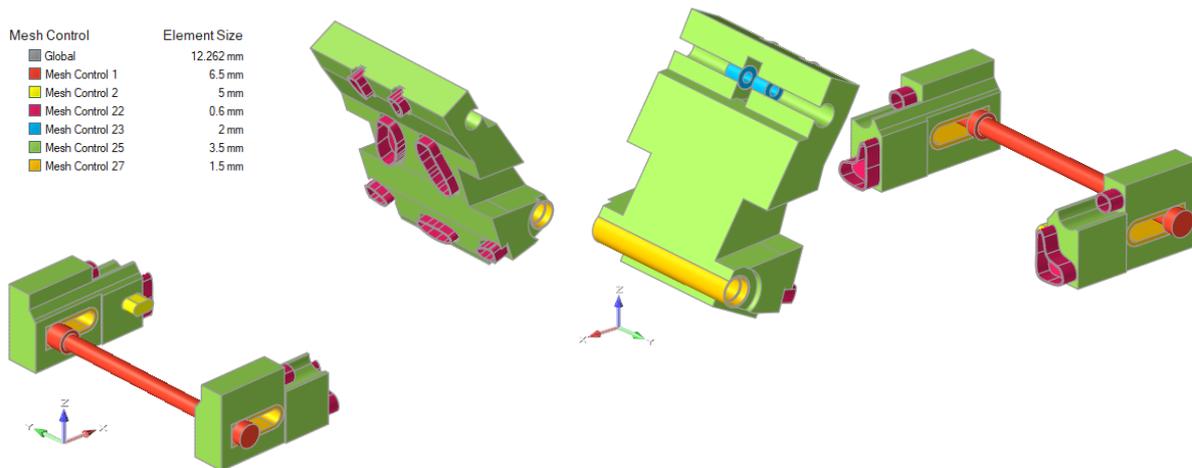


Figura 3.106 Dimensione media della mesh per componenti metallici

Infine, per rendere solidali i componenti che costituiscono il modello, sono stati applicati dei contatti di tipo *Bonded*, come mostrato in Figura 3.107.

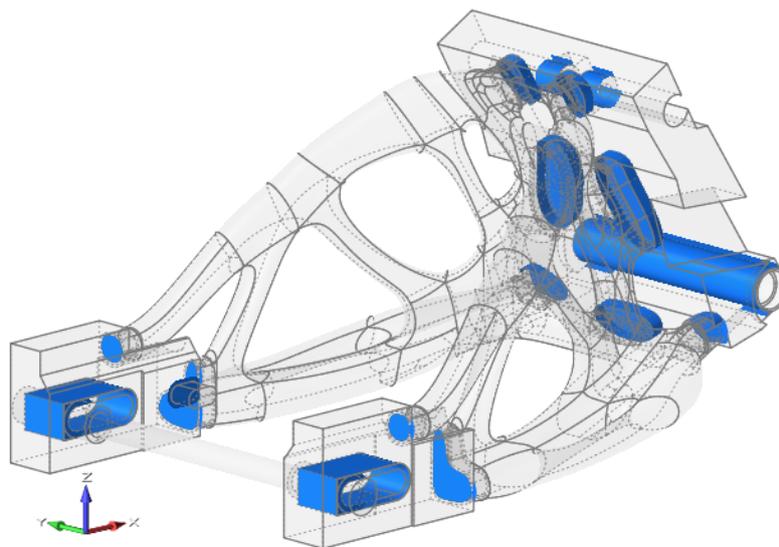


Figura 3.107 Aree di contatto di tipo Bonded

Anche in questa ottimizzazione topologica è stata assegnata, per ciascuna area di *Design Space*, una riduzione di volume percentuale, ponendo come obiettivo la massimizzazione della rigidità. Si è deciso di imporre gli stessi vincoli percentuali applicati nell'ottimizzazione topologica multimateriale, poiché riduzioni ulteriori avrebbero causato o spostamenti molto elevati o strutture non continue. Pertanto, i parametri di ottimizzazione topologica, inseriti tramite *HyperMesh* a causa della loro diversità tra i due *Design Space*, sono quelli presentati in Tabella 3.25.

	<i>DS attacco motore</i>	<i>DS attacco ruota</i>
<i>% volume residuo DS</i>	5	10
<i>Spessore minimo (mm)</i>	15	15

Tabella 3.25 Parametri di ottimizzazione topologica

Poiché anche lo spessore della struttura in carbonio è oggetto di questo studio, si è inizialmente ipotizzato di porlo pari a 2 mm. Tuttavia ciò ha causato dei valori di spostamenti molto elevati, riducibili solamente con significativi incrementi del volume residuo della zona di *DS*, ma che potrebbero comportare un eccessivo aumento di peso.

Per tale motivo, lo spessore del corpo centrale è stato incrementato a 4 mm, ottenendo il design di Figura 3.108.

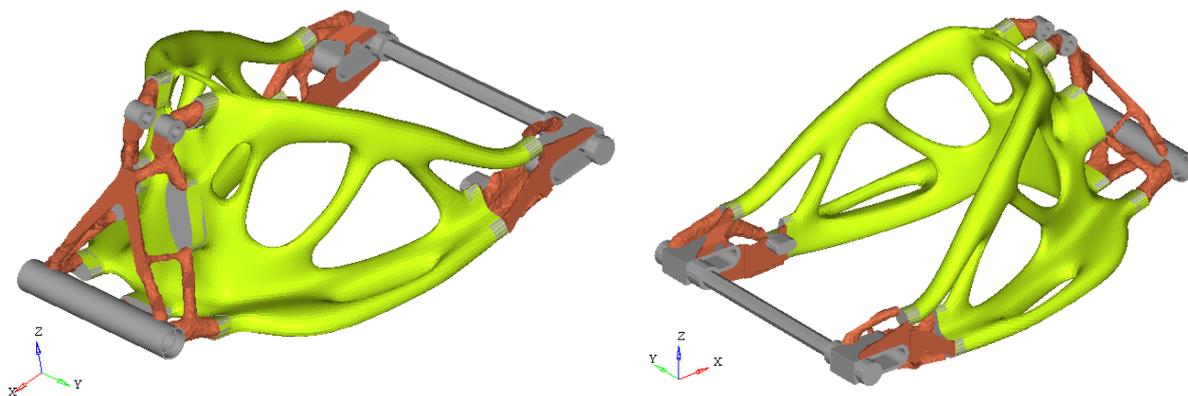


Figura 3.108 Design fornito dall'ottimizzazione topologica mono-materiale: elementi con densità relativa $\geq 0,3$

Poiché in Figura 3.108 sono rappresentati tutti gli elementi aventi densità relativa superiore a 0,3, maggiori riduzioni di volume avrebbero causato la formazione di geometrie eccessivamente sottili o addirittura non continue, comportando valori di spostamenti elevati.

Per tale motivo è stata eseguita un'operazione di *OSSmooth* sul design fornito dall'ottimizzatore, al fine di poter ottenere i reali valori di tensioni e deformazioni, convertendo gli elementi con densità relative superiori a 0,3 in elementi aventi densità relativa unitaria.

Anche in questo caso gli stress massimi sono stati molto inferiori rispetto al valore limite ($CS=2$), come mostrato in Figura 3.109.

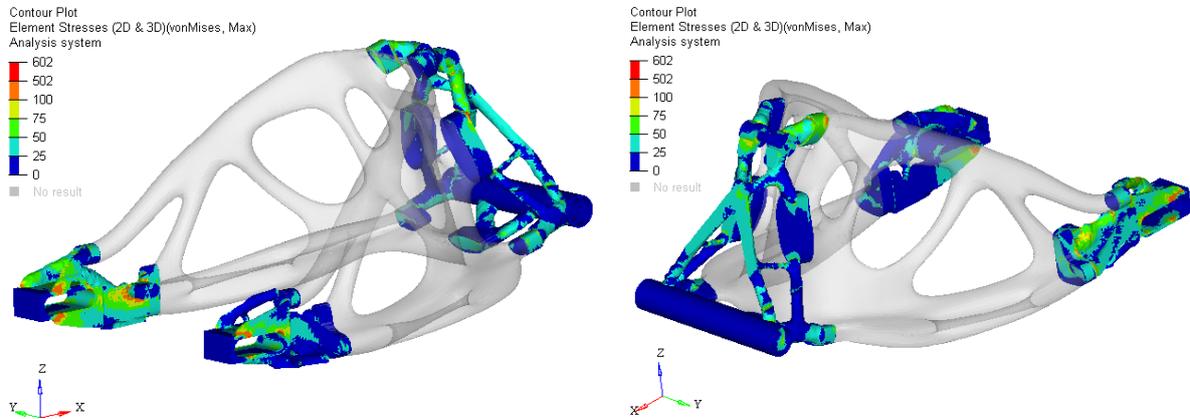


Figura 3.109 Distribuzione degli stress in condizione di Envelope

Anche i valori di spostamento massimo, presenti nella condizione di ammortizzatore esteso, sono significativamente ridotti rispetto a quanto ottenuto durante l'ottimizzazione topologica multi-materiale (Tabella 3.26).

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,28
<i>Laterale</i>	1,37
<i>Trasferimento carico</i>	0,34
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	1,50
<i>Ammortizzatore</i>	0,27

Tabella 3.26 Spostamenti massimi nelle relative condizioni di carico con ammortizzatore esteso

Nonostante questo sia da attribuirsi in parte al fatto che i risultati di Tabella 3.24 sono stati ricavati con elementi aventi densità relative intermedie, questo mostra come gli step seguiti per la realizzazione della zona metallica non abbiano causato la formazione di geometrie eccessivamente cedevoli.

Tuttavia, durante l'ottimizzazione del carbonio, si assisterà a valori ancora differenti, poiché sul componente laminato verranno applicate le reali proprietà meccaniche ortotrope del GG200T.

3.3.9 Rimodellazione del materiale metallico

Per poter proseguire con le fasi successive è però necessario modellare la nuova geometria delle zone in metallo. In analogia a quanto fatto in precedenza per i componenti ottimizzati, la rimodellazione è avvenuta tramite le *PolyNURBS* in ambiente *Evolve*.

È stato dunque importato il file *.stl* dell'area ottimizzata sul software e utilizzato come linea guida per la creazione del nuovo design.

Poiché quello che si intende realizzare è la geometria definitiva della parte metallica, si è posta particolare attenzione non soltanto a rispettare le indicazioni fornite dall'ottimizzatore, garantendo ad esempio il passaggio della catena, ma anche a creare delle strutture esteticamente gradevoli, il cui design si integri con l'intera geometria del forcellone (Figura 3.110).

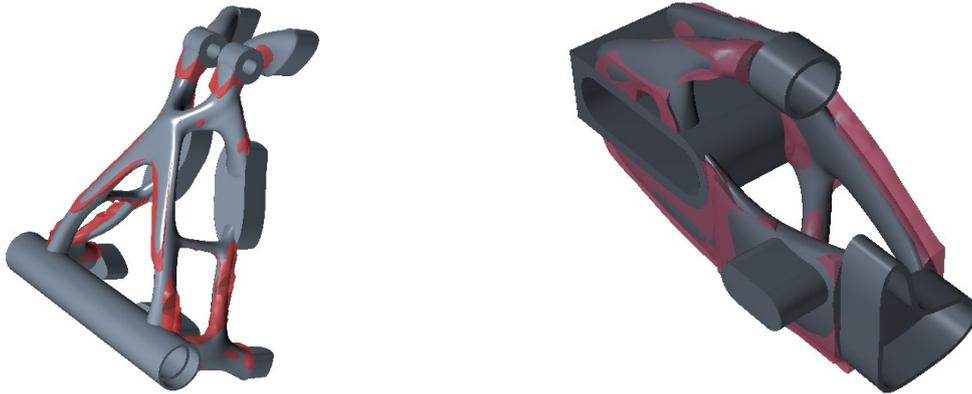


Figura 3.110 Confronto geometria rimodellata e risultato dell'ottimizzazione topologica

Poiché il componente che si intende realizzare presenta una forma simmetrica, è stata rimodellata solo la metà sinistra e successivamente, mediante apposita funzione, specchiata lungo il piano longitudinale.

Infine, per ottenere omogeneità con gli inserti necessari per la finale fase di incollaggio delle varie parti, sono stati realizzati degli ampi raccordi tra la nuova geometria e il *Non Design Space* metallico, ottenendo la struttura di Figura 3.111.



Figura 3.111 Nuova geometria del forcellone con parti metalliche rimodellate

3.3.10 Ottimizzazione del laminato in materiale composito

Una volta ottenuta la geometria definitiva della parte metallica è stato possibile concentrarsi su quella in fibra di carbonio. In questo caso, a differenza di quanto descritto nei paragrafi precedenti, non verrà modificato il design del componente ma, tramite i tre step dell'ottimizzazione del carbonio (paragrafo 1.5.2), verrà analizzato il corretto ordine di laminazione e lo spessore delle relative pelli.

Poiché questo tipo di ottimizzazione non è realizzabile attraverso *Inspire*, tutta la fase di creazione del modello, ad eccezione della realizzazione della mesh sulla parte metallica, avverrà mediante *HyperMesh*.

- **Ottimizzazione di *Free Size***

La prima fase consiste nell'ottimizzazione di *Free Size*, appartenente alla famiglia delle ottimizzazioni di livello *Concept*, che ottimizza lo spessore delle pelli, agendo elemento per elemento. Il risultato sarà inizialmente costituito dall'assegnazione, per ciascun elemento, di una o più *ply*, con un definito spessore e orientamento di fibra ottenendo così una prima forma delle pelli che andranno a costituire i vari strati del materiale composito.

Per poter eseguire l'ottimizzazione è stato necessario realizzare un modello sul quale applicare carichi e vincoli. Rimasti invariati rispetto a quanto trattato nei paragrafi precedenti, poiché applicati esclusivamente alla zona metallica, la loro assegnazione è avvenuta in ambiente *Inspire* (Figura 3.112).

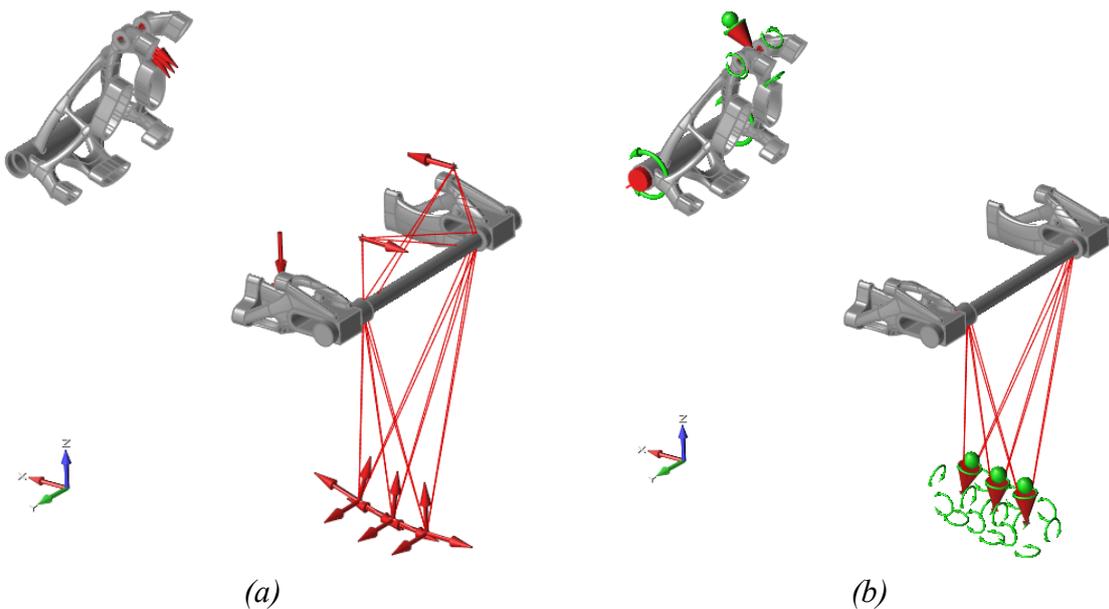


Figura 3.112 Applicazione carichi (a) e vincoli (b)

Sempre tramite lo stesso software è stata realizzata la mesh tetraedrica del secondo ordine sui nuovi componenti metallici, la cui dimensione media degli elementi è stata imposta in modo tale da non generare un costo computazionale eccessivo durante la fase di ottimizzazione (Figura 3.113).

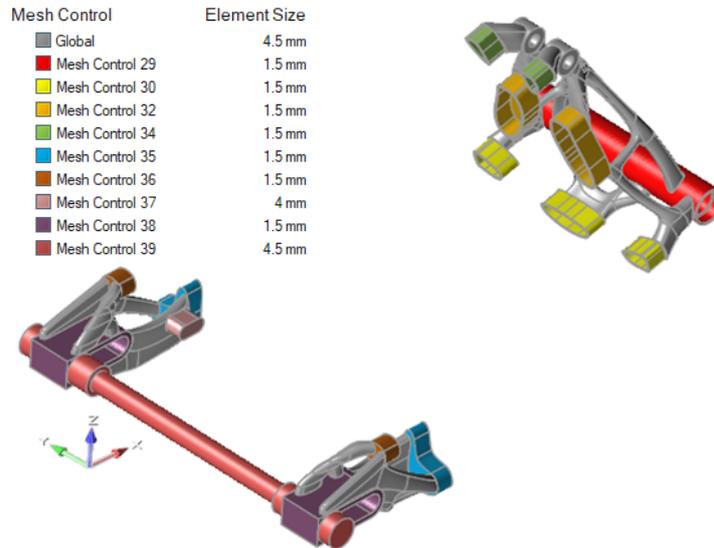


Figura 3.113 Dimensione media della mesh per componenti metallici

Invece, nonostante il componente centrale sia rimasto immutato rispetto a quanto descritto nel paragrafo 3.3.8, è stata ugualmente realizzata una nuova mesh simmetrica rispetto al piano longitudinale della moto, in quanto l'obiettivo delle ottimizzazioni è quello di fornire una geometria simmetrica.

Per conseguire questo risultato è stata ricavata la *Midsurface* del componente modellato nel paragrafo 3.3.7, avente spessore 4 mm, e su una sua metà realizzata una mesh del primo ordine di 4 mm di tipo *Shell*, con elementi a quattro nodi. Questa, infine, è stata specchiata rispetto al piano longitudinale, ottenendo il risultato di Figura 3.114.



Figura 3.114 Mesh di tipo shell sul componente in fibra di carbonio

Per poter rendere solidali le aree metalliche e quelle in composito, sono stati assegnati, mediante *HyperMesh*, contatti di tipo *Freeze* sugli elementi di interfaccia tra le parti (Figura 3.115). Questo tipo di contatto, corrispondente a quello *Bonded* presente in *Inspire*, impedisce lo scorrimento relativo delle parti.

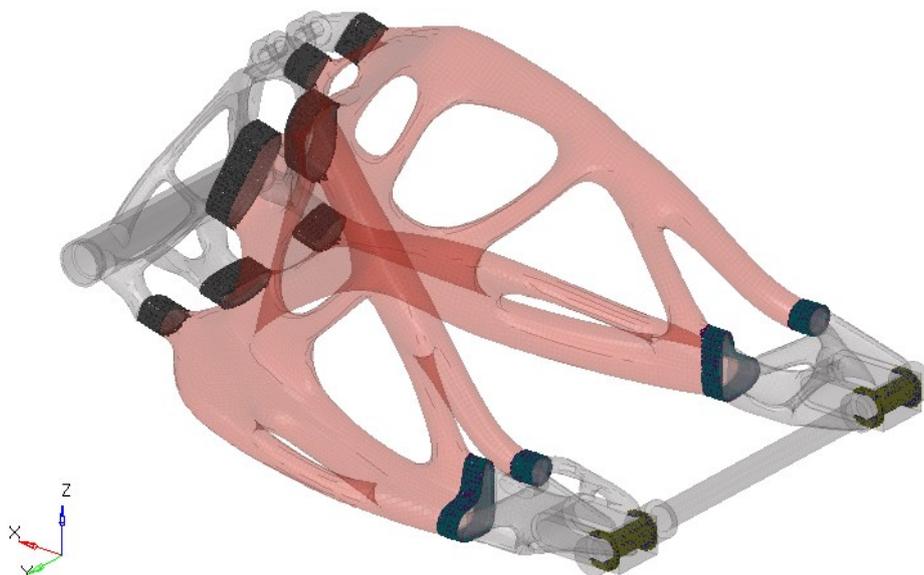


Figura 3.115 Contatti di tipo *Freeze*

Se le proprietà del materiale nell'area metallica sono rimaste invariate e pari a quelle presentate in Tabella 3.20, valori differenti sono stati attribuiti per la zona in composito. Infatti, dovendo definire le caratteristiche del laminato, a partire dalla disposizione delle pelli sino al loro ordine di laminazione, le proprietà delle GG200T sono state quelle reali (Tabella 3.18) e non dell'isotropo equivalente.

Per eseguire l'ottimizzazione di *Free Size* è necessario realizzare dei *super-ply*, in cui ciascuno di questi rappresenta una pelle fittizia avente un determinato spessore e orientamento delle fibre. Il compito dell'ottimizzatore consiste, elemento per elemento, nell'assegnare, per ciascun orientamento di fibra presente nel *super-ply*, un definito spessore, al fine di soddisfare i vincoli e gli obiettivi dell'ottimizzazione.

Nel caso analizzato, volendo realizzare una geometria con spessori massimi di 4 mm, sono stati creati quattro *super-ply*, ciascuno di 1 mm di spessore, aventi l'orientamento delle fibre di 0°, 90°, 45°, -45°, mostrato in Figura 3.116.

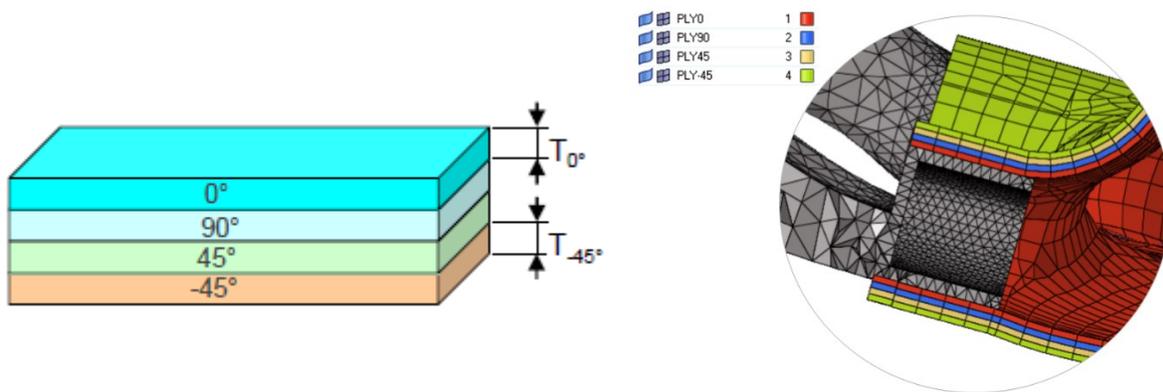


Figura 3.116 Sovrapposizione dei quattro super-ply con relativo orientamento delle fibre [34]

È stato così possibile generare il laminato, costituito dai quattro *super-ply*, e applicato alla superficie di tipo *Shell*. Poiché l'ordine di laminazione verrà definito durante l'ultima fase dell'ottimizzazione sui compositi, questo è stato trascurato durante l'ottimizzazione di *Free Size* e di *Size* tramite l'inserimento dell'opzione *SMEAR*. Questo comando consente di annullare l'effetto di impilamento ottenendo dei risultati indipendenti dalla sequenza di laminazione.

Tuttavia, per poter assegnare a ciascun *super-ply* un'orientazione della fibra, è stato necessario definire una direzione di riferimento per tutto il componente, a partire dalla quale orientare, con angoli differenti, le quattro pelli fittizie. Questa coincide con la direzione longitudinale della parte, con verso uguale all'asse delle ascisse, ottenendo l'orientamento di partenza mostrato in Figura 3.117.

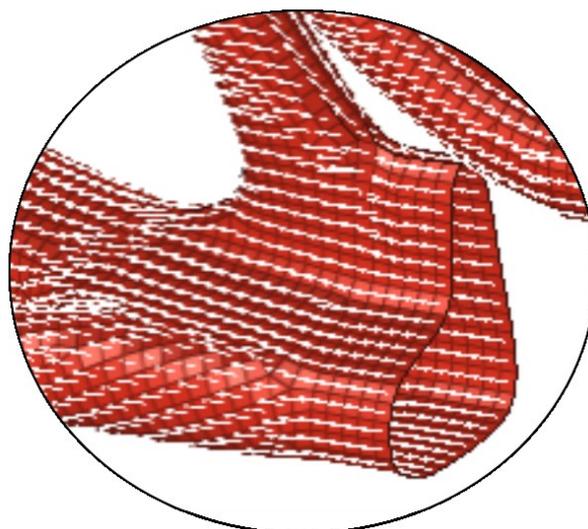


Figura 3.117 Dettaglio orientamento iniziale del materiale

Per impedire la formazione di pelli eccessivamente piccole, è stata a loro imposta una larghezza minima di 20 mm.

Inoltre sono inseriti i seguenti parametri alla zona di design:

- Uno spessore minimo del laminato di 0,1 mm: questo ha impedito la formazione di zone prive di materiale, che causerebbero la creazione di fori sulla geometria.
- Uno spessore massimo di 4 mm, poiché ingombri maggiori comporterebbero problemi di assemblaggio con gli altri componenti della moto.
- Un vincolo di simmetria rispetto al piano longitudinale.

L'ottimizzazione di *Free Size* è stata utilizzata per conoscere la disposizione delle pelli, con l'obiettivo di massimizzare la rigidità. Ciò è avvenuto imponendo il dimezzamento del volume residuo del laminato, poiché uno spessore medio inferiore, come trattato nel paragrafo 3.3.8, causerebbe dei valori di deformazione eccessivi.

Tramite processo di ottimizzazione, la redistribuzione del materiale è avvenuta come mostrato in Figura 3.118.

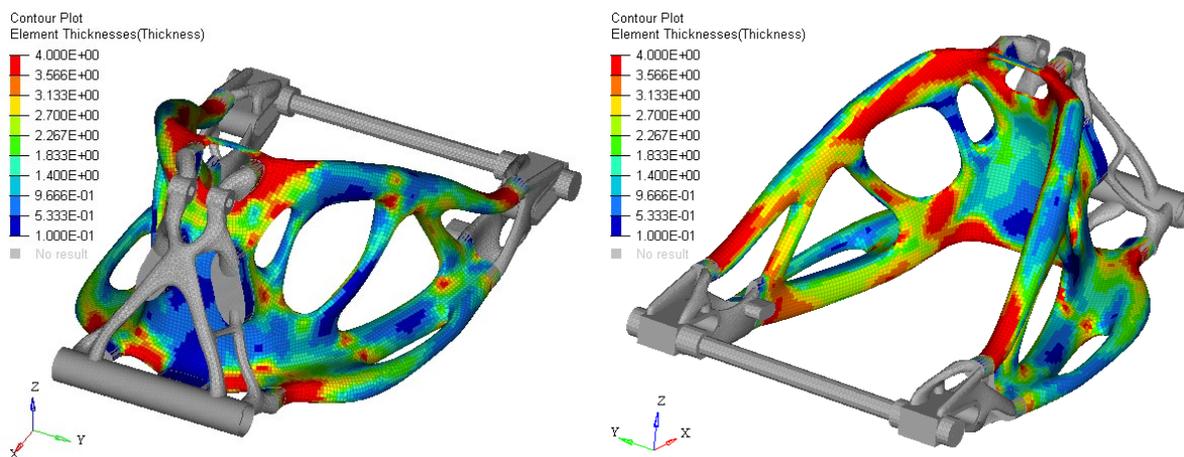


Figura 3.118 Distribuzione dello spessore del materiale a seguito di ottimizzazione *Free Size*

Analizzando i valori di spessore, in funzione dell'orientamento delle fibre, quelle orientate a 0° e a 90° presentano gli stessi risultati (Figura 3.119).

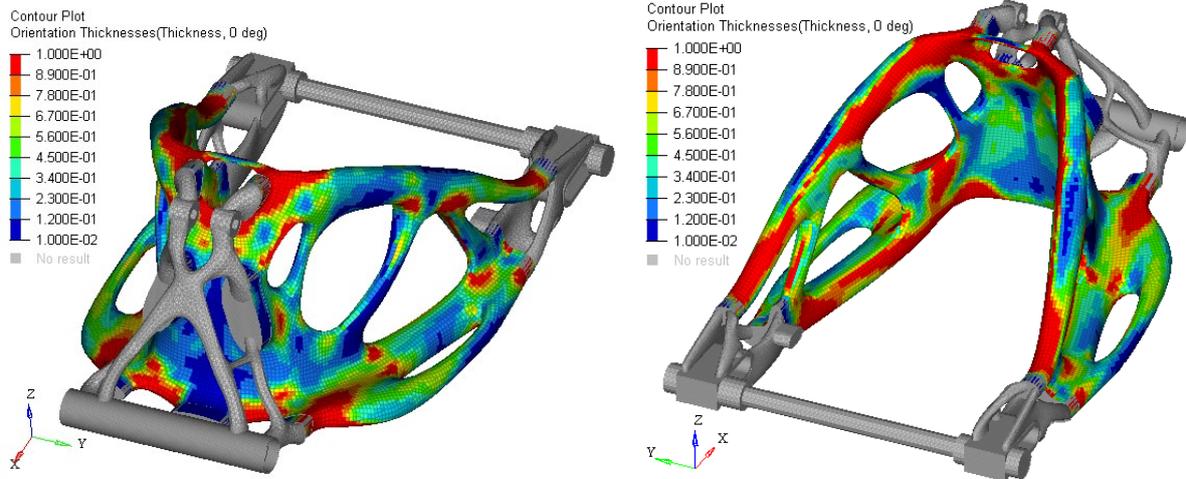


Figura 3.119 Spessore delle fibre a 0° e 90°

Analogo discorso è da effettuarsi per gli orientamenti di 45° e -45° (Figura 3.120).

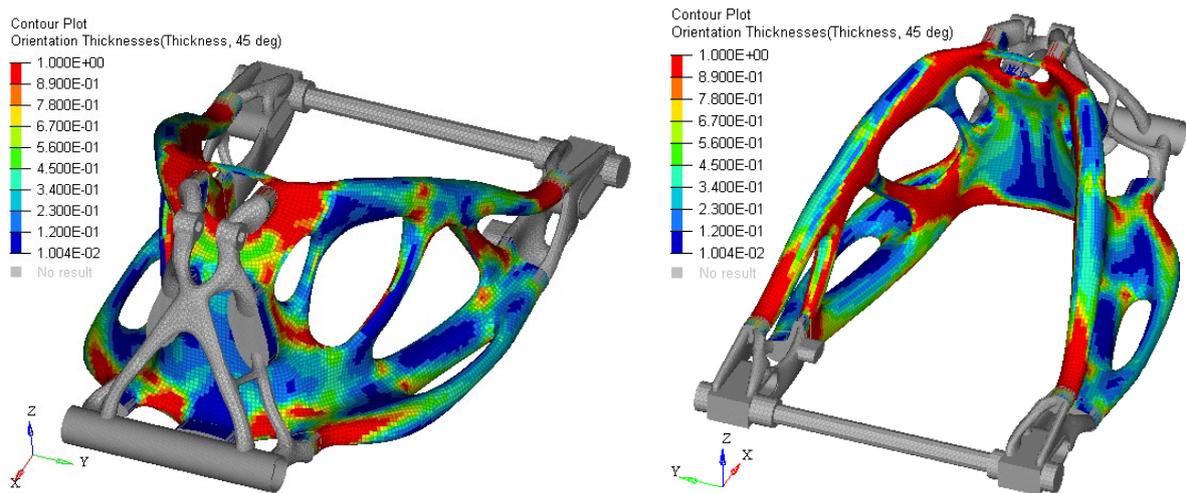


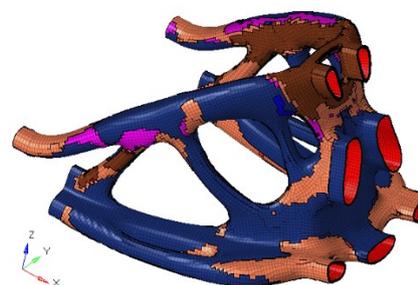
Figura 3.120 Spessore delle fibre a 45° e -45°

In entrambi i casi ciò è dovuto alle caratteristiche del materiale ortotropo GG200T, il quale ha le stesse proprietà meccaniche lungo le due direzioni principali.

Tuttavia i risultati mostrati presentano un'eccessiva variabilità di spessori per ciascun orientamento della fibra, irrealizzabile durante la fase produttiva. Per questo motivo, tramite l'operazione di *OSSmooth*, sono raggruppati gli elementi aventi lo stesso orientamento del materiale in un numero di *ply* non superiore a quattro, con proprietà di spessore differente. La suddivisione dei quattro *super-ply* iniziali così ottenuta è mostrata in Figura 3.121.

Name	Id	Color	Material	Thickness	Orientatic
PLYS_11100	11100	■	GG200T	0.25773	0.0
PLYS_12100	12100	■	GG200T	0.25819	90.0
PLYS_13100	13100	■	GG200T	0.24303	45.0
PLYS_14100	14100	■	GG200T	0.24314	-45.0
PLYS_11200	11200	■	GG200T	0.24898	0.0
PLYS_12200	12200	■	GG200T	0.25421	90.0
PLYS_13200	13200	■	GG200T	0.25949	45.0
PLYS_14200	14200	■	GG200T	0.25952	-45.0
PLYS_11300	11300	■	GG200T	0.30663	0.0
PLYS_12300	12300	■	GG200T	0.30618	90.0
PLYS_13300	13300	■	GG200T	0.31364	45.0
PLYS_14300	14300	■	GG200T	0.31400	-45.0
PLYS_13400	13400	■	GG200T	0.18384	45.0
PLYS_14400	14400	■	GG200T	0.18333	-45.0

(a)



(b)

Figura 3.121 Suddivisione dei quattro super-ply dopo OSSmooth (a) e distribuzione delle pelli sul componente(b)

- **Ottimizzazione di Size**

Una volta ricavata la forma delle pelli che andranno a costituire la struttura in fibra di carbonio, è stata eseguita un'ottimizzazione di *Size*, appartenente alle ottimizzazioni di *fine-tuning*.

Questo processo permette per ogni *ply*, generato a seguito del processo di *OSSmooth* e definito *ply bundle*, di variarne lo spessore al fine di rispettare, oltre i vincoli strutturali imposti, anche quelli manifatturieri. Lo scopo è quindi quello di ottimizzare lo spessore di ogni singolo *ply bundle* che dovrà però essere un multiplo dello spessore della pelle adottata.

Il risultato finale consentirà di ottenere una struttura in cui sia la forma delle singole pelli, il loro orientamento e lo spessore del laminato saranno ottimizzati per sfruttare al meglio le proprietà del materiale.

Per questo motivo, si è partiti dal risultato fornito dall'*OSSmooth*, assegnando all'intero componente uno spessore massimo consentito di 4 mm e minimo di 0,47 mm, pari allo spessore di due pelli, assicurando così l'assenza di zone forate o eccessivamente sottili per essere prodotte.

Tuttavia, per concedere maggiore libertà al software, ad ogni singola *ply* è stato imposto solo uno spessore massimo di 4 mm, così da rispettare gli ingombri esterni, senza impedire la realizzazione di pelli con spessore nullo.

Infine, per garantire la suddivisione dei *ply bundle* in *ply* realmente realizzabili, è stato imposto un vincolo di spessore di pelle pari a 0.235 mm.

Volendo ottenere una geometria performante, ma al contempo leggera, è stata inizialmente realizzata un'ottimizzazione in cui la funzione obiettivo consiste nella minimizzazione della massa, a fronte di valori massimi di tensioni imposti.

Tuttavia, poiché il forcellone è formato da una struttura in laminato, non è stato possibile utilizzare il criterio di *von Mises* in quanto applicabile solo a materiali metallici duttili. Pertanto, il criterio fenomenologico adottato è stato quello di *Tsai-Wu*, con il quale è possibile ricavare il relativo indice di cedimento. Questo valore, considerando sia l'energia di distorsione che di deformazione del laminato, risulta essere minore o uguale ad uno nel caso in cui non si raggiunga il cedimento del componente, mentre è maggiore di uno nella situazione opposta. Poiché tutta la progettazione precedente è avvenuta imponendo un $CS \geq 2$, pari al rapporto tra tensione massima ammissibile e reale, anche in questo caso sono state effettuate delle considerazioni analoghe. Pertanto, in quanto il limite massimo di resistenza con il criterio di *Tsai-Wu* corrisponde a un indice unitario, all'ottimizzazione è stato imposto un valore pari a 0,5. Infatti, applicando la definizione di *CS* sul laminato, ossia dividendo il valore di indice massimo con quello limite imposto, si ottiene una grandezza pari a 2, analoga a quella adottata come *CS* per tutta la precedente progettazione.

Una volta imposti i vincoli e gli obiettivi, la distribuzione degli spessori generati dall'ottimizzatore è quella mostrata in Figura 3.122.

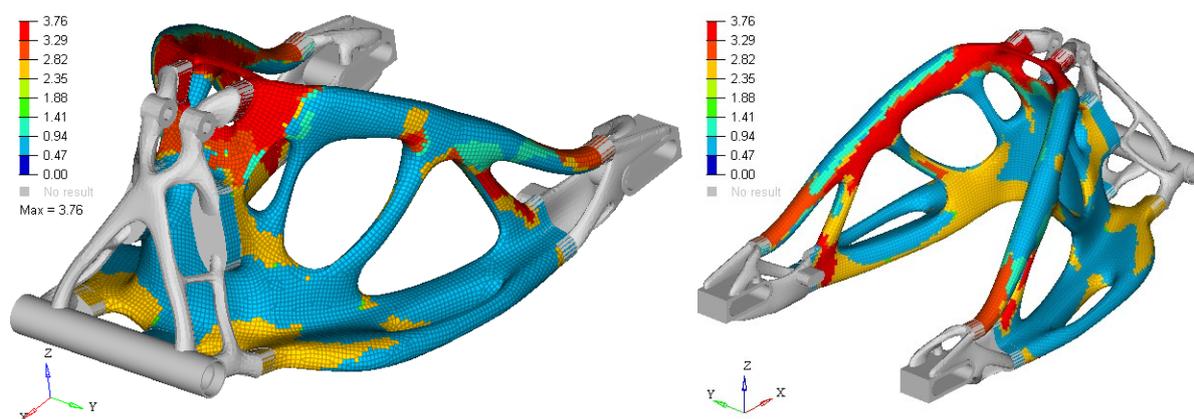


Figura 3.122 Distribuzione degli spessori dopo ottimizzazione di Size con vincolo su indice di *Tsai-Wu*

Il valore di spessore del componente non varia in modo continuo, ma è pari a un multiplo di quello della singola pelle. Inoltre il valore massimo è di 3,76 mm, realizzato tramite la sovrapposizione di 16 *ply* differenti.

Poiché il laminato è costituito da diverse pelli sovrapposte, si mostra in Figura 3.123 il valore del loro spessore in funzione dell'orientamento della fibra. Questo, pari a zero per alcune pelli disposte a 45° e -45°, è complessivamente tale da impedire la formazione di zone cave.

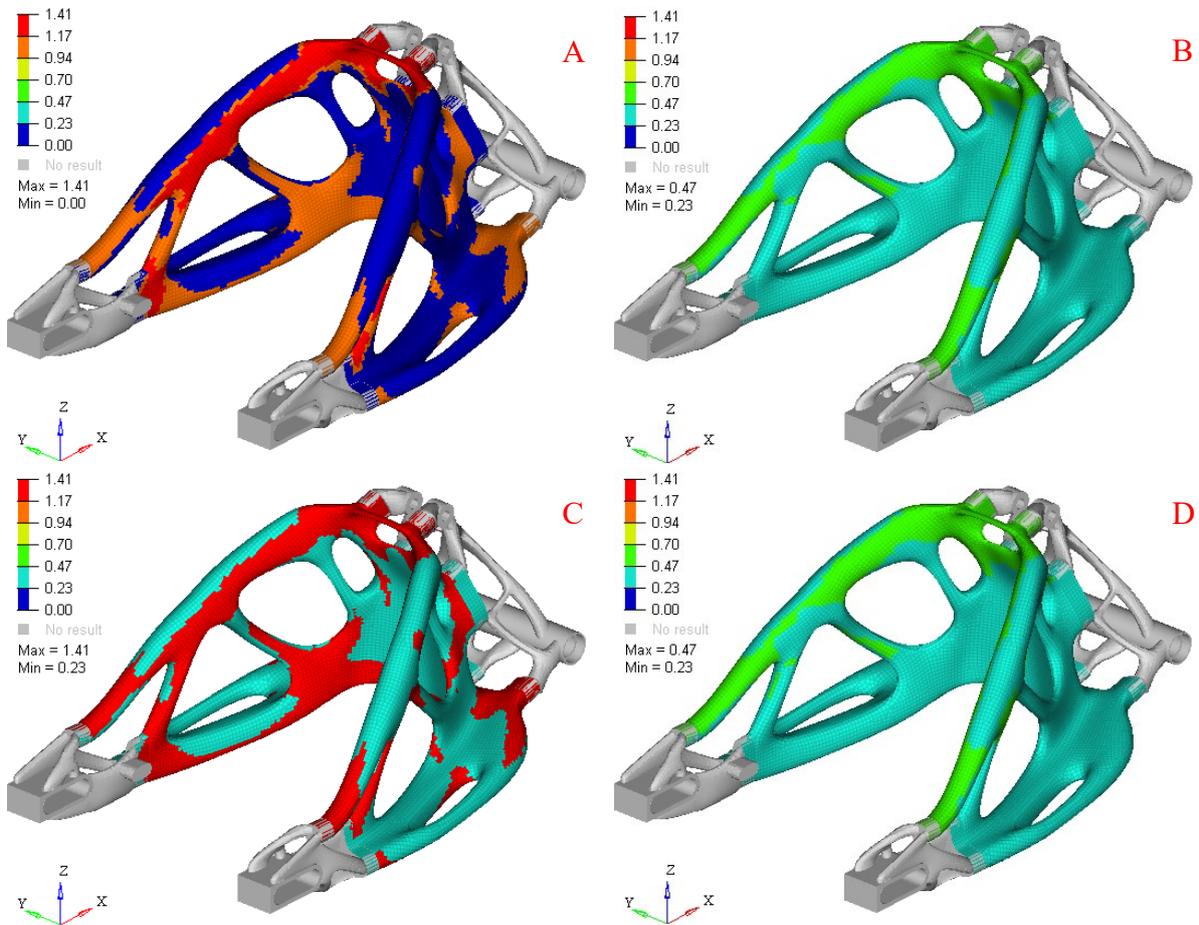


Figura 3.123 Distribuzione dello spessore in funzione dell'orientamento delle fibre: -45° (a), 0° (b), 45° (c), 90° (d)

Infine, poiché è stato inizialmente imposto il vincolo sull'indice di *Tsai-Wu* superiore a 0,5, si riporta in Figura 3.124 il suo valore sull'intero componente, nella condizione di *Envelope*.

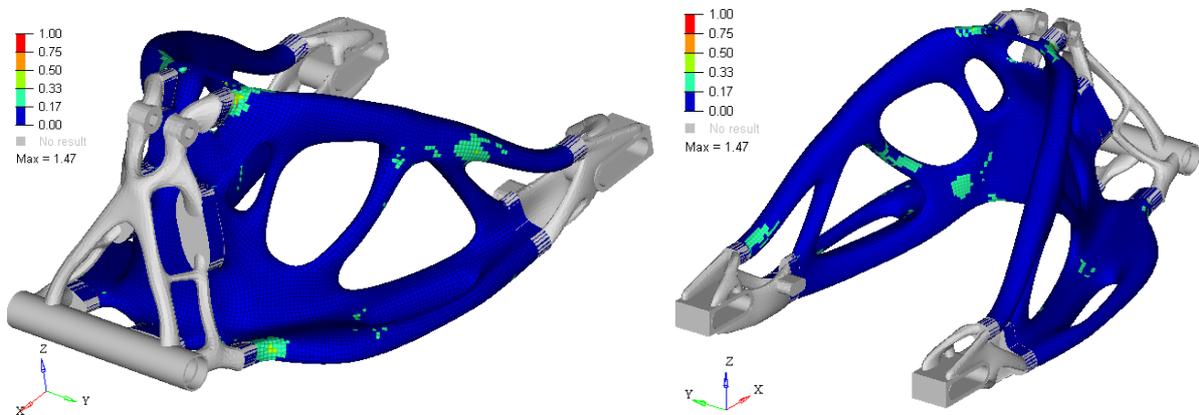


Figura 3.124 Distribuzione indice di *Tsai-Wu* nella condizione di *Envelope*

Il vincolo di 0,5 risulta ampiamente soddisfatto, ad eccezione per alcune zone localizzate in cui supera il limite prescritto. Questo però è da attribuirsi alla struttura della mesh, non sufficientemente fine in alcune aree da discretizzare correttamente il modello (Figura 3.125).

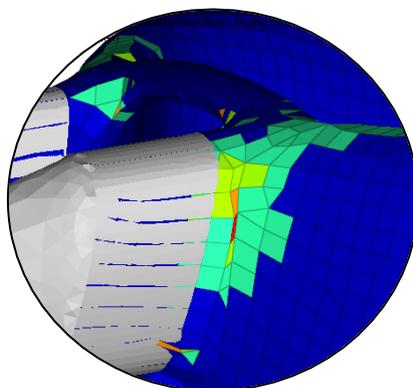


Figura 3.125 Dettaglio area con indice di Tsai-Wu superiore a 0,5

Nonostante le performance descritte, è stata eseguita un'analisi sugli spostamenti in funzione delle differenti condizioni di carico. Si riportano in Tabella 3.27 i valori nella configurazione di ammortizzatore esteso, in quanto peggiorativa a parità di condizione di carico.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,65
<i>Laterale</i>	2,54
<i>Trasferimento carico</i>	0,56
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	1,20
<i>Ammortizzatore</i>	0,43

Tabella 3.27 Spostamenti massimi dopo prima ottimizzazione di Size con ammortizzatore esteso

Come si osserva, le grandezze ottenute risultano mediamente superiori rispetto a quelle riscontrate sul componente originale, trattato nel paragrafo 3.3.2. Questo è causato dal vincolo imposto nell'ottimizzazione di Size in cui è stata ricercata la soluzione che presenta, minimizzando la massa, l'indice di Tsai-Wu inferiore a 0,5, senza prestare attenzione ai valori di spostamento massimi.

Pertanto, sebbene la massa ottenuta sia ridotta (pari a 3,37 kg ed inferiore del 6% rispetto al forcellone originale nonostante la più massiccia struttura) è stato indispensabile eseguire una nuova ottimizzazione con parametri differenti.

È stato così necessario, per ciascuna condizione di carico nella configurazione di ammortizzatore esteso, individuare il nodo sul quale si assiste al massimo spostamento.

In seguito, mantenendo come funzione obiettivo la minimizzazione della massa, è stata variata la funzione di vincolo, imponendo, per ogni condizione di carico in configurazione estesa, i valori di spostamento massimi presentati in Tabella 3.28.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,50
<i>Laterale</i>	2,00
<i>Trasferimento carico</i>	0,50
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	1,30
<i>Ammortizzatore</i>	0,50

Tabella 3.28 Spostamenti massimi ammissibili con ammortizzatore esteso

Questi valori sono stati scelti in seguito a confronti con il componente originale. In particolare, si è cercato di ottenere spostamenti massimi analoghi a quelli ricavati nelle condizioni *Longitudinali Accelerazione e Trasferimento di carico* (Tabella 3.17). Non è stato però tuttavia possibile imporre deformazioni inferiori in quanto l'ottimizzazione non raggiungerebbe la convergenza.

In analogia a quanto fatto in precedenza, si riporta la distribuzione dello spessore sul componente, ottenuto a seguito della seconda ottimizzazione (Figura 3.126).

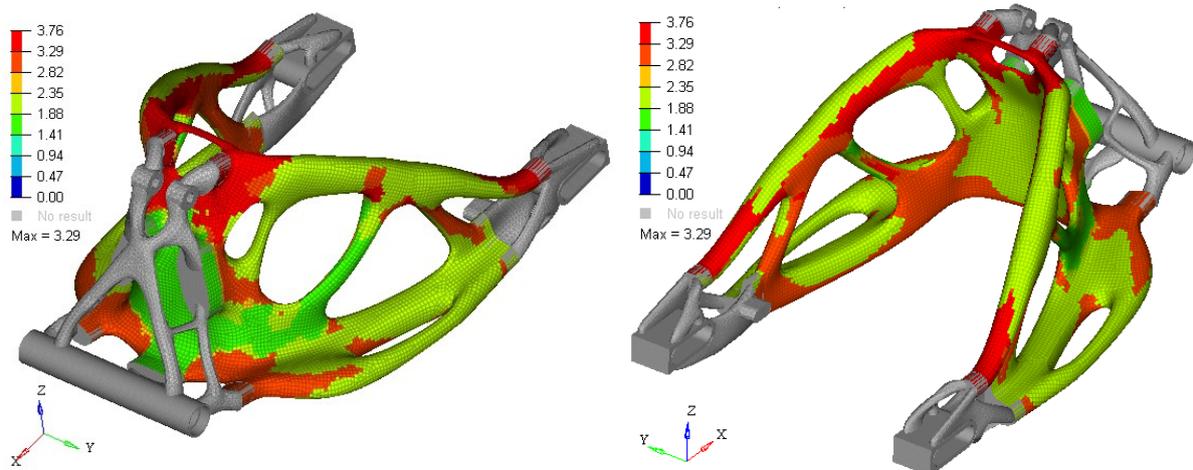


Figura 3.126 Distribuzione dello spessore del laminato a seguito della seconda ottimizzazione

Anche in questo caso, gli spessori delle pelli, per ciascun orientamento, risultano variabili (Figura 3.127) e non sono assenti aree in cui il singolo *ply* presenti spessori nulli.

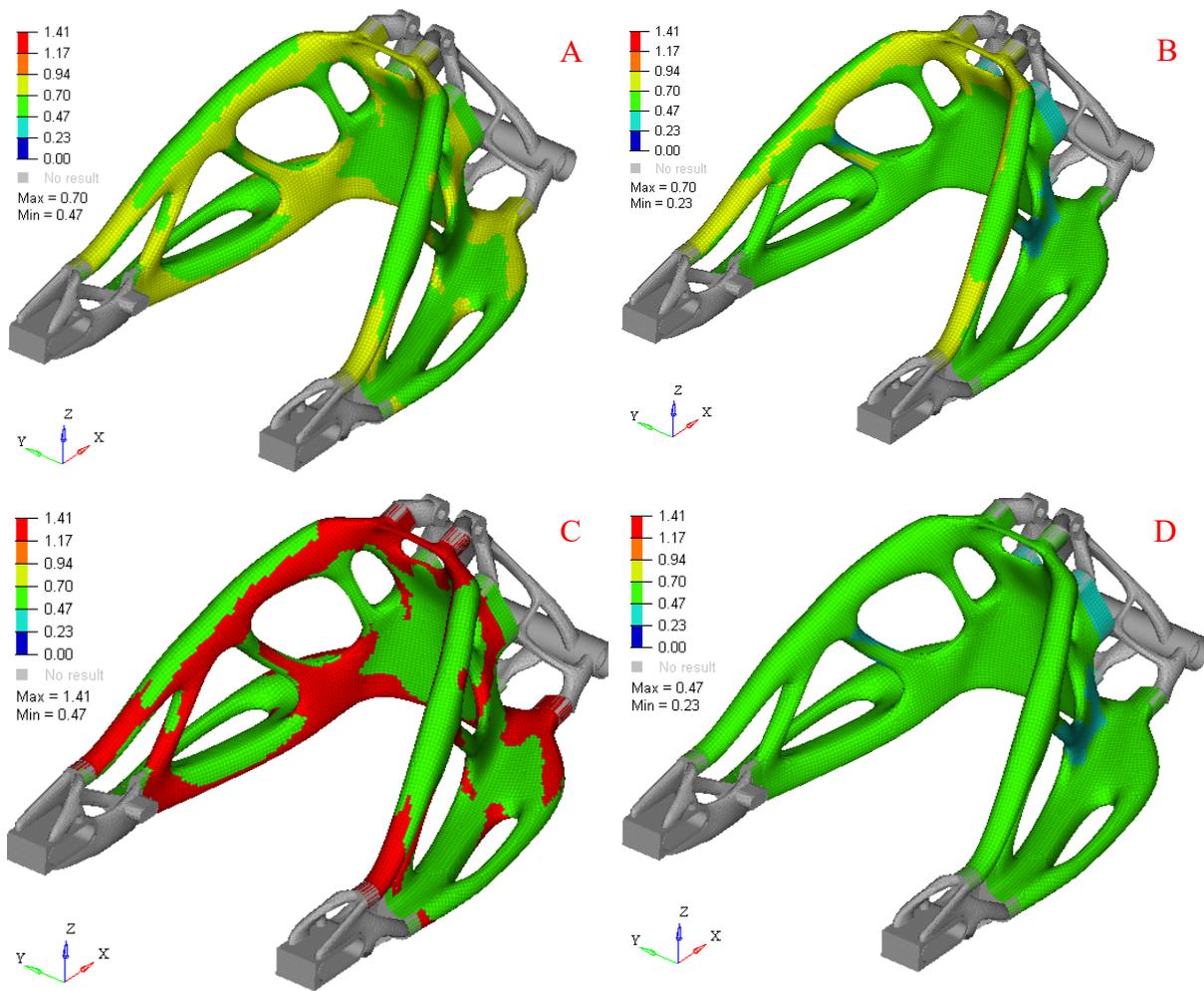


Figura 3.127 Distribuzione dello spessore in funzione dell'orientamento delle fibre a seguito della seconda ottimizzazione di Size: -45° (a), 0° (b), 45° (c), 90° (d)

Avendo imposto i valori massimi ammissibili di spostamento, l'ottimizzatore ha dovuto aumentare la quantità di materiale sul componente. Questo ha causato un incremento di peso di circa 200 g rispetto al forcellone originale, passando da 3,37 kg della geometria precedente a 3,69 kg

Conseguentemente anche l'indice di cedimento di *Tsai-Wu* si è ridotto ulteriormente, come mostrato in Figura 3.128.

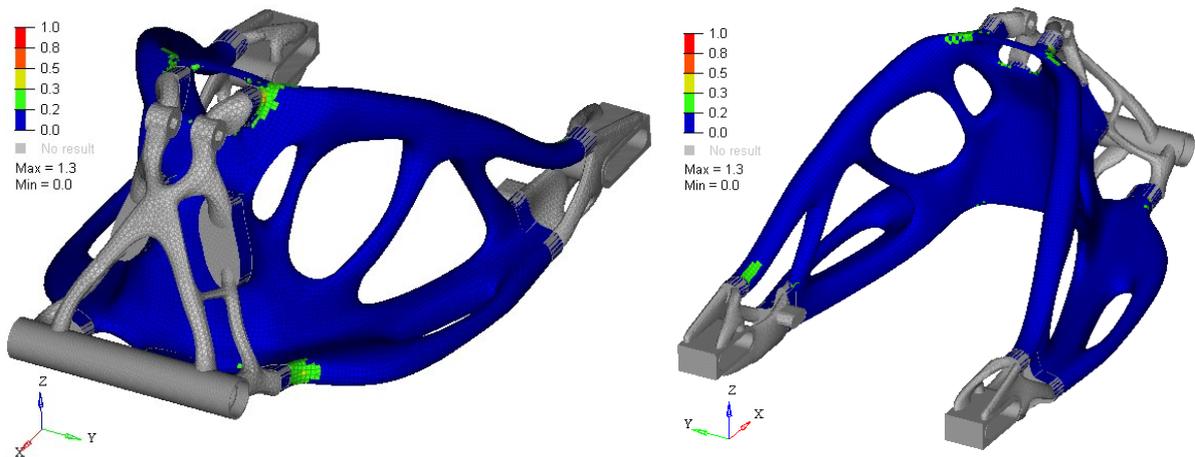


Figura 3.128 Distribuzione indice di Tsai-Wu nella condizione di Envelope dopo seconda ottimizzazione di Size

In Tabella 3.29 si riportano i valori di spostamento massimi, valutati nella condizione maggiormente critica ossia di ammortizzatore esteso. Come è possibile notare, sono stati rispettati ampiamente i vincoli assegnati in precedenza, ottenendo grandezze confrontabili a quelle del forcellone originale.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,43
<i>Laterale</i>	1,87
<i>Trasferimento carico</i>	0,46
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	0,93
<i>Ammortizzatore</i>	0,36

Tabella 3.29 Spostamenti massimi con ammortizzatore esteso dopo seconda ottimizzazione di Size

Tramite questi processi si è resa possibile la definizione delle varie pelli che andranno a costituire il forcellone, sia a livello di forma che orientazione. Tuttavia, avendo imposto a inizio ottimizzazione di *Free Size* l'opzione SMEAR, tutte le ottimizzazioni sono state eseguite senza tenere in considerazione l'ordine di impilamento delle pelli.

Questo tema viene pertanto trattato con la seguente ottimizzazione.

- **Ottimizzazione di *Shuffling***

Come descritto nel paragrafo 1.5.2, è utilizzata per definire l'ordine di impilamento delle singole pelli che costituiscono il laminato, in modo tale da massimizzare la rigidità.

Possono essere applicati dei *manufacturing constraints*, tuttavia non inseriti in questa trattazione in quanto limiterebbero in modo significativo l'azione dell'ottimizzatore. Inoltre, poiché la geometria del forcellone utilizzata è servita per validare il processo, senza tenere conto

3 - Ottimizzazioni dei nuovi componenti

dei vincoli produttivi, si è voluto testare l'incremento di performance, frutto di quest'ultima ottimizzazione.

Pertanto, l'ordine di impilamento che garantisce la massimizzazione della rigidezza è quello mostrato in Figura 3.129, alla quinta e ultima iterazione.

Iteration 0	Iteration 1	Iteration 2	Iteration 3	Iteration 4	Iteration 5	Legend
11101	13101	13101	11301	14301	14301	90.0 degrees
12101	14101	11301	14301	14101	14101	45.0 degrees
13101	11101	11101	14101	14201	14201	0.0 degrees
14101	12101	14301	14201	11301	11301	-45.0 degrees
11201	13201	14101	11101	11101	11101	
12201	14201	14201	11201	11201	11201	
13201	11201	11201	13101	13101	13101	
14201	12201	13201	13201	13201	13201	
11301	13301	12101	12101	12101	12101	
13301	14301	12201	12201	12201	12201	
13302	11301	13301	13301	13301	13301	
13303	13302	13302	13302	13302	13302	
13304	13303	13303	13303	13303	13303	
14301	13304	13304	13304	13304	13304	

Figura 3.129 Sequenza di impilamento delle pelli dopo ottimizzazione di Shuffling

Poiché non è avvenuta una variazione di massa, l'indice di *Tsai-Wu* è rimasto pressoché invariato. Discorso differente è quello relativo agli spostamenti massimi, che hanno subito una piccola riduzione percentuale rispetto a quelli ottenuti in seguito all'ottimizzazione di *Size*, come mostrato in Tabella 3.30.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>	$\Delta\%$
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,43	-0,9%
<i>Laterale</i>	1,85	-1,1%
<i>Trasferimento carico</i>	0,45	-1,5%
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	0,92	-0,9%
<i>Ammortizzatore</i>	0,36	0,0%

Tabella 3.30 Spostamenti massimi con ammortizzatore esteso dopo ottimizzazione di Shuffling e riduzione percentuale rispetto al risultato dell'ottimizzazione di *Size*

Inoltre sono stati verificati gli stress sulla parte metallica, che tuttavia sono risultati particolarmente inferiori rispetto al valore massimo imposto dal *CS*.

È stato così possibile ottenere una geometria del forcellone con una massa molto simile a quella del componente originale e con valori di performance analoghi, se non addirittura superiori in alcuni casi di funzionamento, nonostante la nuova struttura risulti particolarmente più voluminosa.

Tuttavia, il componente così realizzato non sarà quello realmente prodotto, in quanto verranno effettuate delle variazioni sul design del corpo centrale per motivi estetici. Inoltre, durante la fase di ottimizzazione del carbonio, si presterà maggiore attenzione alla forma dei singoli *ply*, in modo tale da poter produrre l'intera struttura tramite processo di laminazione in più stampi e successivo incollaggio delle parti, mediante l'utilizzo di adesivi strutturali.

I risultati ottenuti in questo paragrafo hanno così permesso di validare il processo di ottimizzazione, che verrà utilizzato inizialmente per la produzione del forcellone e successivamente anche per il telaietto sella, componente anch'esso destinato alla riprogettazione.

4 Produzione dei componenti

Una volta modellate e validate le geometrie trattate nei paragrafi precedenti, si è analizzato l'aspetto produttivo. Ne è un'eccezione il forcellone in quanto quello presentato subirà delle variazioni di design.

4.1 Prototipi concettuali

Prima di procedere alla realizzazione dei componenti definitivi, sono stati creati dei prototipi plastici in Poliammide (scala 1:1), tramite la tecnologia di *Selective Laser Sintering* (SLS) presente in *BeamIT*.

Questo ha consentito di valutare le geometrie ottenute, verificando ingombri e prevenendo eventuali problematiche legate all'assemblaggio, senza dover ricorrere alla produzione metallica, molto più costosa e complessa.

Le parti così realizzate sono state:

- Piastra superiore ed inferiore senza le sedi per i collegamenti filettati
- Asse canotto sterzo
- Boccola superiore ed inferiore
- Supporto ammortizzatore ottimizzato topologicamente.

Concentrandosi sulle due piastre di sterzo (Figura 4.1), i prototipi generati hanno facilitato la scelta per posizionamento delle sedi dei collegamenti filettati. In questa fase si è collaborato con un designer, esperto del settore, poiché queste sedi rivestono un ruolo estetico non marginale e devono integrarsi il più possibile con il design delle due piastre.



Figura 4.1 Prototipi piastre ed asse canotto sterzo

Come si vede in figura, il prototipo ha fornito risultati soddisfacenti; tuttavia è stata eseguita una leggera variazione nella zona di accoppiamento della piastra inferiore con l'asse canotto sterzo, prevedendo uno spallamento con il quale garantire il corretto assemblaggio delle due parti (Figura 4.2).

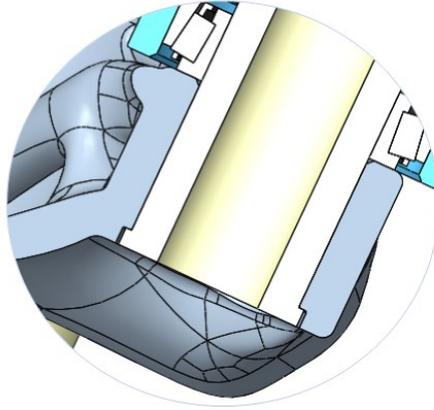


Figura 4.2 Spallamento per corretto accoppiamento tra piastra inferiore e asse canotto sterzo

Il prototipo delle boccole (Figura 4.3) ha invece permesso di ottenere, insieme alle piastre sopra citate e all'asse canotto sterzo, un modello complessivo delle parti riprogettate che compongono l'avantreno.



Figura 4.3 Prototipo delle boccole

Successivamente è stata realizzata la staffa supporto ammortizzatore (Figura 4.4), rimodellata a partire dal risultato fornito dall'ottimizzazione topologica, in modo da confermare le difficoltà descritte in precedenza, legate alla successiva fase di saldatura a telaio.



Figura 4.4 Prototipo supporto ammortizzatore progettato tramite processo di ottimizzazione topologica

Questa fase riveste una significativa importanza, infatti, realizzando il prototipo delle piastre di sterzo è stata facilitata:

- l'assegnazione delle aree su cui applicare i sovrametalli;
- l'orientamento dei pezzi per le operazioni di fresatura;
- la definizione dei dispositivi di staffaggio.

Questi temi verranno trattati nel dettaglio nei paragrafi successivi.

4.2 Sovrametalli

Poiché le geometrie prodotte mediante Additive Manufacturing metallico presentano tolleranze superiori, è necessario prevedere la finitura superficiale nelle zone di accoppiamento. Ciò è permesso tramite l'inserimento in queste aree di 1 mm di sovrametallo, come indicato dai tecnici *BeamIT*, la cui disposizione è descritta, per ciascuna piastra, nei seguenti paragrafi.

4.2.1 Piastra inferiore

Per garantire un perfetto accoppiamento con gli altri componenti che compongono l'avantreno, sono stati inseriti i sovrametalli indicati in Figura 4.5.

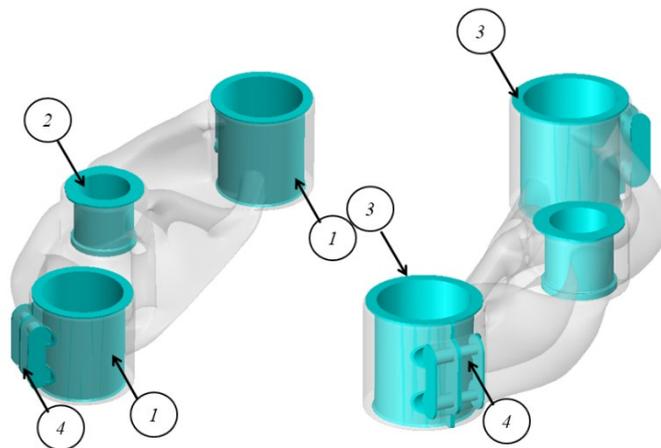


Figura 4.5 Sovrametalli su piastra inferiore

I fori per i dispositivi filettati sono stati riempiti (4) e verranno realizzati, a partire dal pieno, tramite lavorazione meccanica. Le tecnologie additive infatti non ne garantirebbero la corretta forma geometrica.

Per prevenire deformazioni, sia durante la fase produttiva che di finitura, i tagli lungo le sedi per gli steli forcella, paralleli alla direzione dell'asse di sterzo, verranno eseguiti alle macchine utensili.

4.2.1 Piastra superiore

Sono state fatte considerazioni analoghe a quelle presentate per la piastra inferiore. Tuttavia, a causa della presenza dei supporti manubrio e della difficoltà riscontrata nel garantirvi la formazione di una corretta zona di accoppiamento, è stato deciso di realizzare la parte superiore dei riser a partire dal pieno, tramite processo di fresatura. Pertanto la piastra superiore che si andrà a produrre, con le relative aree di sovrametallo, è quella mostrata in Figura 4.6.

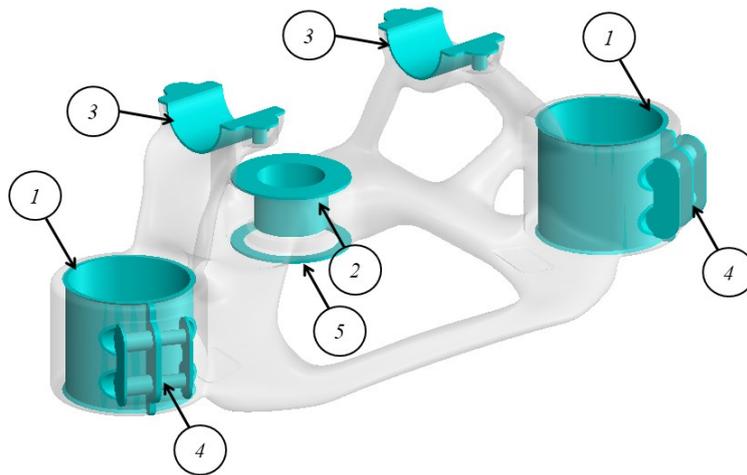


Figura 4.6 Sovrametalli su piastra superiore

4.3 Lavorazioni per asportazione di truciolo su componenti realizzati in AM

Una volta realizzati i componenti tramite AM ed eliminati i supporti, segue la fase di rimozione del sovrametallo. Poiché questa operazione avverrà mediante l'utilizzo di frese a 6 assi, è necessario prevedere degli elementi per lo staffaggio e il riferimento in macchina. Si riporta una descrizione di queste geometrie e delle operazioni di fresatura, che tuttavia potranno subire delle variazioni a seguito delle indicazioni fornite dai tecnici delle aziende che si occuperanno di queste lavorazioni.

4.3.1 Piastra inferiore

Per garantire il corretto riferimento e orientamento in macchina, sono state inserite 4 appendici sacrificali, appoggiate e vincolate tramite viti M6 alla piattaforma di lavoro (Figura 4.7).

Segue la rimozione del sovrametallo nelle zone di accoppiamento (Figura 4.5 sovrametallo 1 e 2) e sulla superficie (3), la realizzazione delle sedi per i dispositivi filettati (4) e la relativa operazione di maschiatura. Si è quindi eseguito per ultimo il taglio lungo le sedi per gli steli forcella, in modo tale da ridurre le deformazioni legate al contatto dell'utensile sul pezzo durante le precedenti operazioni.

Eseguendo queste lavorazioni senza variare l'orientamento in macchina della piastra è possibile ottenere la corretta tolleranza di posizionamento dei fori realizzati.

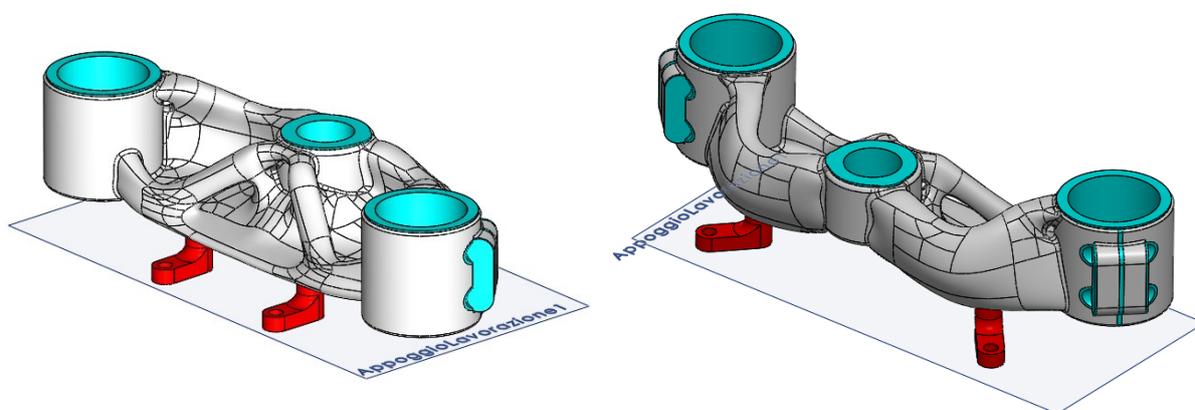


Figura 4.7 Primo posizionamento per operazione di fresatura piastra inferiore

Per permettere la rimozione dei dispositivi di staffaggio è necessario un secondo posizionamento. Questo è avvenuto appoggiando sulla piattaforma di lavoro la superficie ottenuta dalla rimozione del sovrametallo (3). Per orientare e fissare in modo univoco il componente è prevista la realizzazione di due corpi cilindrici, inseriti nelle sedi degli steli appena lavorati e imbullonati alla piattaforma (Figura 4.8).

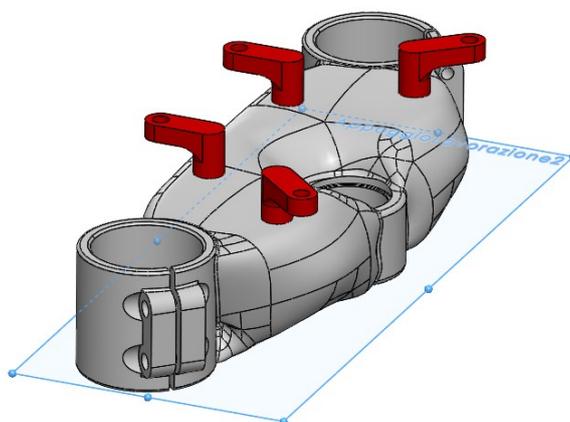


Figura 4.8 Secondo orientamento per operazione di fresatura piastra inferiore

4.3.2 Piastra superiore

In analogia a quanto fatto per quella inferiore, sono stati previsti dei dispositivi per l'orientamento e il bloccaggio del componente. Anche in questo caso sono state utilizzate delle viti M6 per vincolare la parte con la piattaforma di lavoro. Tuttavia, a causa della geometria della piastra, è stato possibile inserire solo tre supporti, ma più massicci rispetto ai precedenti. A seguito di confronti con esperti del settore motociclistico, si è deciso di eseguire una lieve variazione all'area di accoppiamento tra piastra e asse canotto sterzo, sostituendo la zona conica con una lamatura e appoggiando direttamente la piastra sulla ghiera di precarico del cuscinetto superiore (Figura 4.9). Questo ha un duplice effetto, in quanto impedisce l'ipotetico svitamento della ghiera di precarico e al contempo non necessita la creazione della zona conica, difficilmente realizzabile sulla piastra con un buon livello di tolleranza.

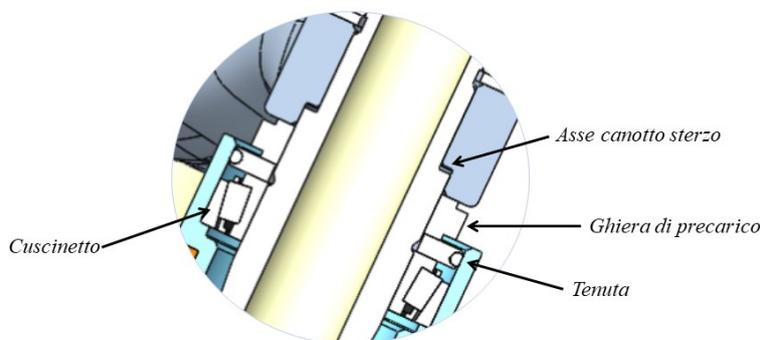


Figura 4.9 Lamatura su piastra superiore

Durante il primo posizionamento, avvenuto sui tre dispositivi di supporto (Figura 4.10), è stato rimosso il sovrametallo (1), (2), (3). Inoltre sono state realizzate le sedi per le viti (4) ed eseguite tutte le maschiature. Infine si è realizzato il taglio lungo la superficie in accoppiamento con gli steli, così da evitare eventuali deformazioni durante le lavorazioni precedenti.

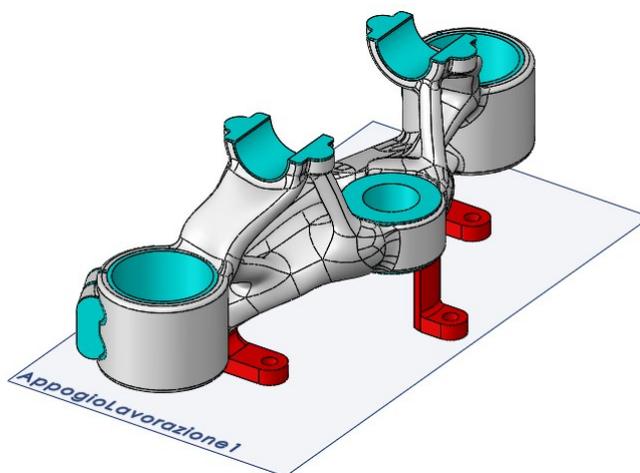


Figura 4.10 Primo posizionamento per operazione di fresatura piastra superiore

È stato così possibile ruotare il componente, vincolandolo alla piattaforma tramite quattro viti M6 passanti per le sedi di fissaggio della parte superiore dei riser (Figura 4.11).

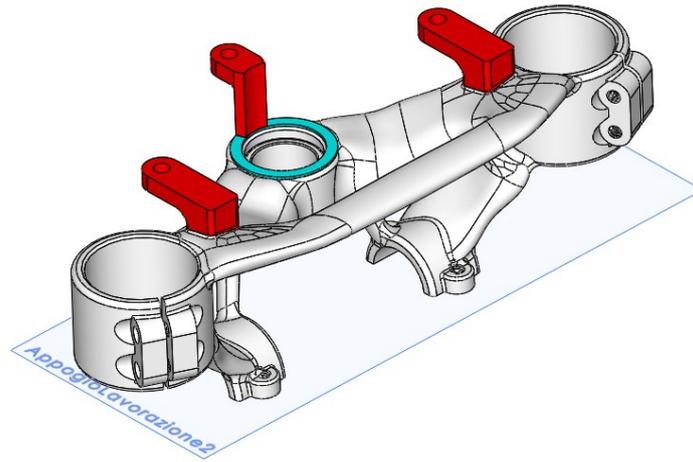


Figura 4.11 Secondo posizionamento per operazione di fresatura piastra superiore

È avvenuta così la completa rimozione dei dispositivi di staffaggio e del sovrametallo (5).

Il risultato ottenuto, a seguito delle lavorazioni meccaniche delle due piastre, è quello mostrato in Figura 4.12.

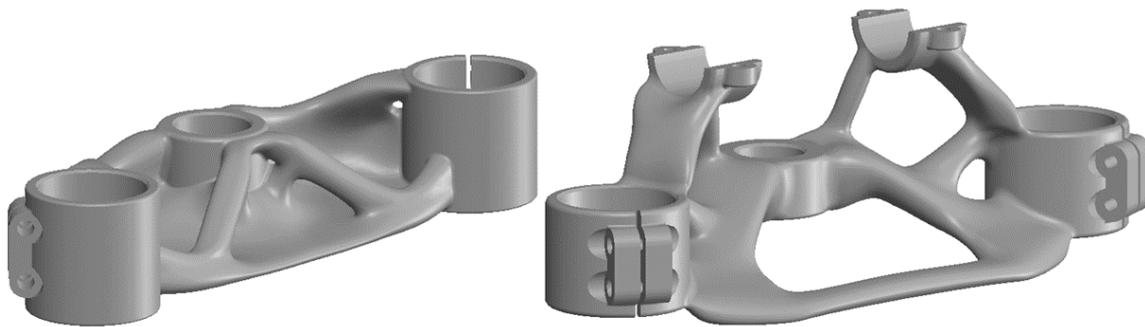


Figura 4.12 Piastre di sterzo dopo lavorazioni meccaniche

Infine, per eliminare il più possibile i segni della presenza dei supporti di staffaggio da entrambe le piastre, dopo il processo di fresatura è stata eseguita una finitura manuale ed una sabbiatura di tutta la superficie.

4.4 Lavorazioni convenzionali

Nonostante l'asse canotto sterzo sia stato simulato nel paragrafo 3.1 in AlSi10Mg, non sarebbe conveniente produrlo mediante tecniche additive. Per questo motivo la sua realizzazione avverrà al tornio e sarà prodotto in Al6061-T6. Questo non invalida i risultati presentati nei

paragrafi precedenti in quanto le proprietà meccaniche del materiale risultano essere analoghe, se non addirittura superiori rispetto a quelle utilizzate in fase di analisi strutturale.

Anche le boccole, grazie alla loro geometria assialsimmetrica, verranno realizzate con tecniche tradizionali e prodotte in acciaio, per consentire la saldabilità con il telaio.

Come citato nel paragrafo 4.2.1, la parte superiore dei riser verrà anch'essa realizzata a partire dal pieno. In questo modo si riducono in modo significativo le difficoltà riscontrabili sia in fase di produzione, mediante Additive Manufacturing, sia in fase di finitura.

Infine, anche la staffa ammortizzatore non sarà prodotta tramite la tecnologia SLM. Come descritto nel paragrafo 3.2.5, questa si compone di un corpo centrale e due elementi di rinforzo laterale, costituiti da lamiere piegate e successivamente saldate. Poiché il componente presentato in precedenza presentava geometrie di difficile realizzazione, è stata prodotta una soluzione alternativa di più semplice realizzazione (Figura 4.13), in cui il corpo centrale è costituito da 3 lamiere saldate.

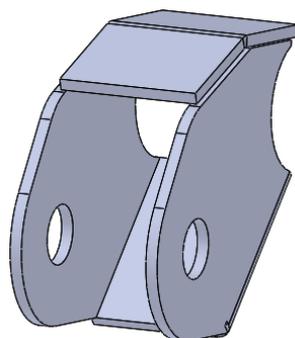


Figura 4.13 Corpo centrale staffa ammortizzatore: versione con tre lamiere saldate

In particolare, dopo aver eseguito il taglio della lamiera, si procede alla successiva fase di piegatura, ottenendo le tre parti di Figura 4.14.

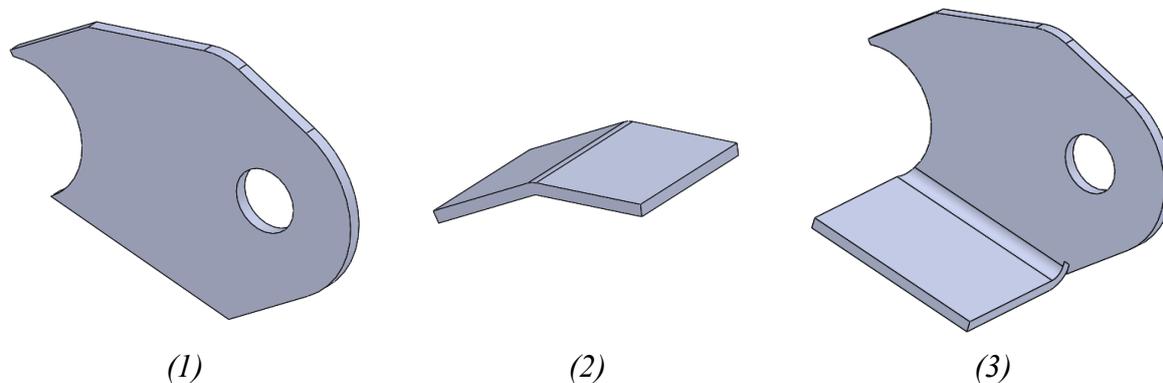


Figura 4.14 Lamiere piegate per successiva fase di saldatura

Segue la realizzazione della saldatura di tipo MIG tra il corpo (1) e il (3). Per garantire la corretta distanza tra i due occhielli sui quali andrà fissato l'ammortizzatore, è previsto l'utilizzo di un distanziale realizzato appositamente. Infine, la geometria così realizzata è a sua volta saldata con il corpo (2) e con i dispositivi di rinforzo laterali, ottenendo il componente mostrato in Figura 4.15.

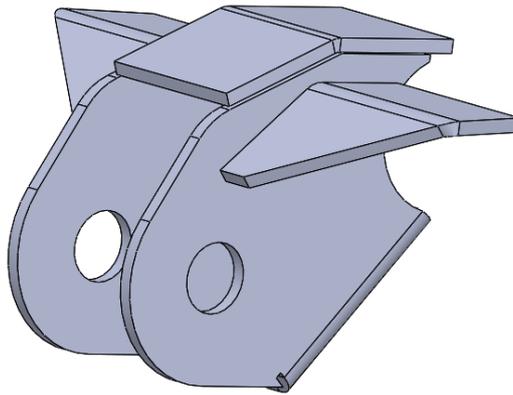


Figura 4.15 Supporto ammortizzatore: versione con cinque lamiere saldate

4.5 Messa in macchina per la produzione additiva

Una volta realizzato il modello CAD del componente si procede alla messa in macchina del pezzo, a partire dalla quale si potranno produrre le parti mediante la tecnologia additiva.

Questa fase riveste un'importanza fondamentale perché solo grazie ad un suo corretto posizionamento sulla piattaforma di lavoro sarà possibile ottenere la geometria desiderata.

Segue in questo paragrafo la descrizione delle fasi di messa in macchina, senza però prestare particolare attenzione alle caratteristiche dei supporti utilizzati, sia perché i dispositivi di staffaggio presentati potrebbero subire delle leggere variazioni e quindi richiedere una modifica delle caratteristiche dei supporti, sia per motivi di riservatezza, in quanto i parametri di questi ultimi sono stati sviluppati da *BeamIT*.

Il punto di partenza per la messa in macchina dei componenti consiste nella preparazione dei file in formato *.stl*. Questi contengono una discretizzazione delle superfici geometriche, effettuata mediante una triangolazione. Al fine di discretizzare al meglio le superfici e contenere le dimensioni dei file generati, la mesh presenterà molti triangoli in corrispondenza delle superfici con piccolo raggio di curvatura, viceversa, pochi triangoli in corrispondenza delle superfici con curvatura elevata.

È così possibile importare la triangolazione sul software *Magics* sviluppato dalla software house *Materialize*, con il quale orientare la geometria sulla piattaforma di lavoro e realizzare i supporti. Questi hanno il ruolo di sorreggere l'intera struttura, facilitare l'evacuazione del calore

e impedire la deformazione del pezzo causata dai ritiri termici. In quanto non funzionali durante l'utilizzo del componente, dovranno essere rimossi tramite successive operazioni di finitura. Tuttavia, in base al tipo di materiale, l'inclinazione massima delle superfici che non richiedono i supporti può variare. In particolare, nel caso delle leghe di Alluminio, tutte le superfici con inclinazione inferiore a 45° rispetto al piano della piattaforma non necessitano il loro inserimento.

Poiché le due piastre verranno realizzate in contemporanea sulla stessa macchina, la *SLM 500* a due laser con dimensione del piatto di lavoro di $500 \times 280 \times 365 \text{ mm}^3$, è necessario disporre i due componenti in modo tale da impedirne la compenetrazione. Inoltre, per evitare la realizzazione di zone di overlapping, il loro posizionamento è stato tale da consentire la realizzazione di ogni singola piastra con un solo laser.

Per consentire un'omogenea distribuzione della polvere, la *SLM 500* utilizza una racla che si muove lungo la direzione della piattaforma di dimensione 500 mm. Per questo motivo si dovrà prevedere la disposizione delle geometrie in modo tale da evitare impuntamenti del dispositivo sul pezzo e permetterne una più graduale movimentazione.

A pezzo prodotto avverrà l'estrazione della piattaforma di lavoro dalla macchina. Affinché ciò sia possibile è necessaria la rimozione dei 6 bulloni posizionati sulla sua zona perimetrale. Dovrà quindi essere previsto, durante la fase di orientamento del componente, lo spazio per consentire all'operatore di rimuovere con gli appositi utensili questi dispositivi di fissaggio.

Focalizzando l'analisi sulla piastra inferiore, dopo aver realizzato il file *.stl* (Figura 4.16) e importato su *Magics*, è stata effettuata la correzione di alcuni errori introdotti dalla modalità di triangolazione delle superfici, quali piccoli overlapping e triangoli mancanti nella mesh.

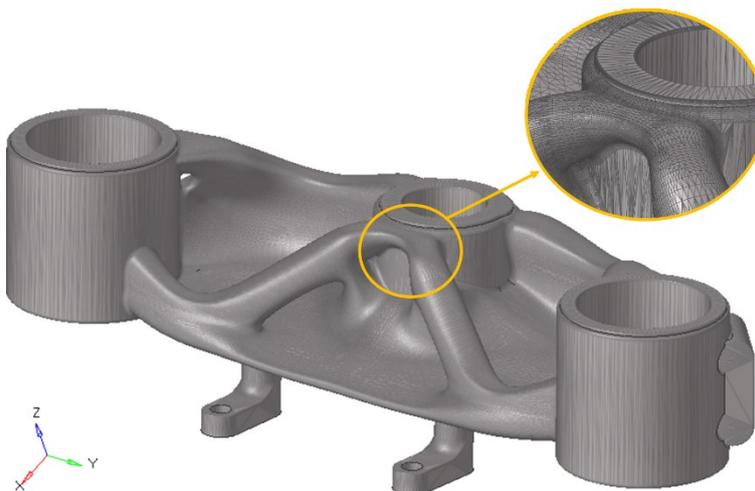


Figura 4.16 Triangolazione superficiale della piastra inferiore

È così seguito il posizionamento della parte sulla piattaforma di lavoro, in modo tale da consentire la produzione del componente con un singolo laser. Per tale motivo, in quanto la

zona di overlapping dei due laser consiste in una area centrale della piattaforma, la piastra inferiore è stata posizionata come mostrato in Figura 4.17, permettendone la realizzazione con un singolo laser.

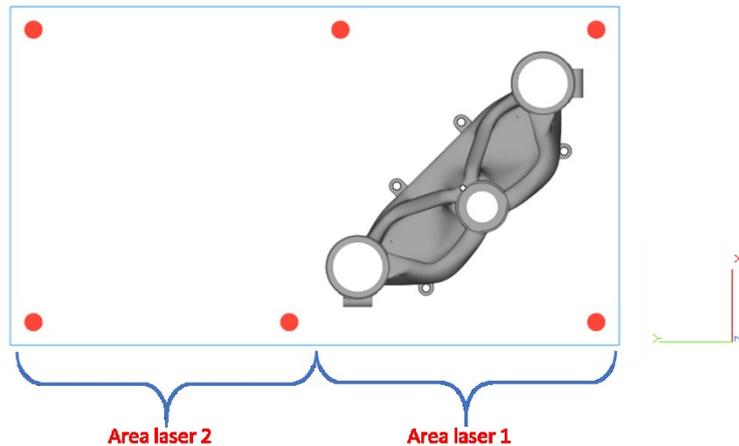


Figura 4.17 Vista superiore posizionamento piastra inferiore su piattaforma

La parte è stata ruotata attorno all'asse perpendicolare alla piattaforma per consentire una graduale movimentazione della racla ed evitare fenomeni di impuntamento, ricordando che questa trasla lungo la direzione Y (Figura 4.17).

È stata posta particolare attenzione all'inclinazione del pezzo rispetto alla piattaforma di costruzione. Infatti, per minimizzare il numero di supporti, si potrebbe imporre un'inclinazione inferiore a 45° . Ciò invece non è stato fatto in previsione delle successive fasi di lavorazione, prevedendo, una volta realizzata la geometria, di rimuoverla dalla piattaforma mediante processo di elettroerosione a filo.

Infatti, per ottenere un buon livello di planarità delle superfici inferiori dei dispositivi di staffaggio integrati nel pezzo, il posizionamento è stato tale da renderli paralleli rispetto alla piattaforma di costruzione e sono stati estrusi a partire da questa (Figura 4.18). In questo modo, tramite la successiva operazione di elettroerosione, sarà possibile ottenere le superfici con la precisione richiesta.

Per consentire la corretta orientazione delle geometrie durante la fase di finitura superficiale, oltre alle aree appena citate, è necessario ottenere anche un buon livello di precisione per almeno due delle superfici laterali dei dispositivi di staffaggio, requisito soddisfatto con il posizionamento descritto, in quanto perpendicolari alla piattaforma.

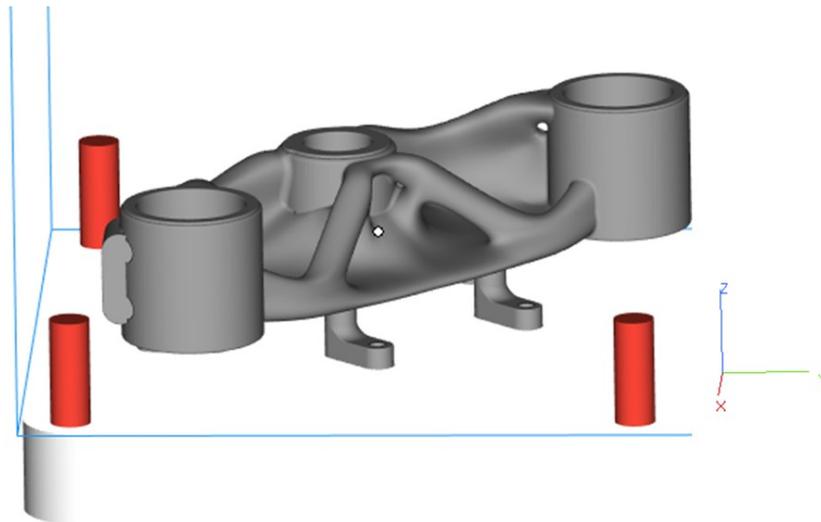


Figura 4.18 Orientamento piastra inferiore con dispositivi di staffaggio paralleli a piattaforma di costruzione

La fase successiva consiste nell'inserimento dei supporti, posizionati sulla faccia inferiore della piastra (Figura 4.19). Nonostante questi ricoprano un'ampia superficie, grazie ai parametri sviluppati da *BeamIT*, non risulterà eccessivamente onerosa la loro eliminazione. Inoltre, applicandoli sulla superficie inferiore della piastra, eventuali tracce delle lavorazioni durante la loro rimozione saranno difficilmente visibili una volta che il componente verrà montato sulla moto.

I dispositivi di staffaggio invece, in quanto direttamente estrusi dalla piattaforma, non hanno necessitato della presenza dei supporti, ma è stato maggiorato di 1 mm il loro spessore lungo Z, in modo tale da compensare la quantità di materiale rimosso a causa del successivo processo di elettroerosione.

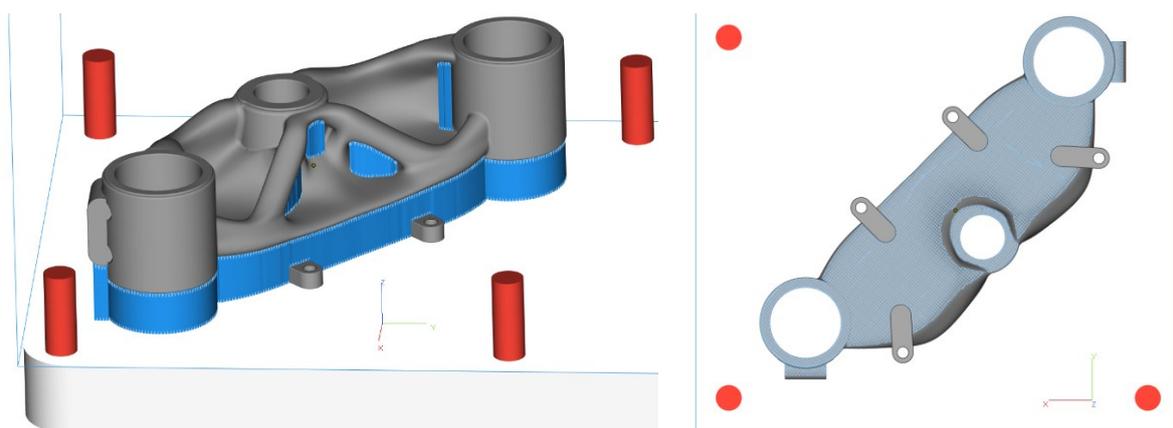


Figura 4.19 Supporti su piastra inferiore

Considerazioni analoghe a quelle appena trattate sono state fatte per la piastra superiore. Anche in questo caso è stato generato il file *.stl* (Figura 4.20) e importato su *Magics*.

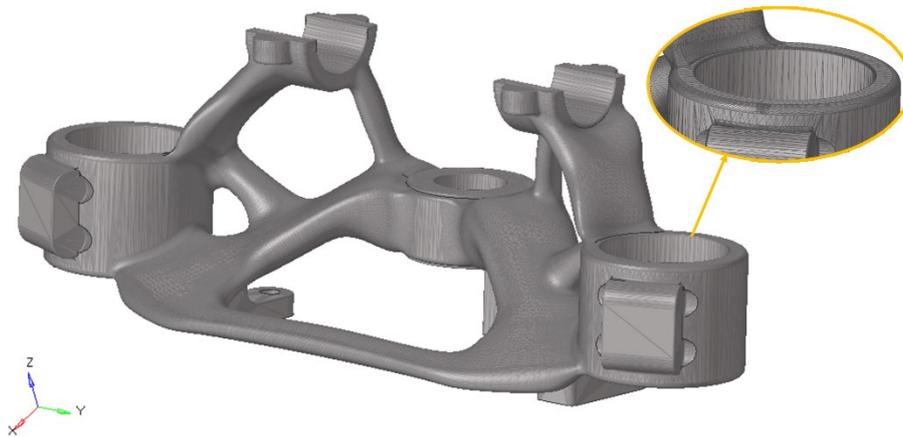


Figura 4.20 Triangolazione superficiale della piastra superiore

Dopo aver corretto gli errori legati alla creazione del file, il componente è stato disposto al fine di conseguire i seguenti obiettivi:

- realizzare tutta la parte con un singolo laser;
- consentire lo svitamento dei bulloni per l'estrazione della piattaforma a lavorazione completata;
- evitare l'impuntamento della racla;
- ottenere le superfici laterali e inferiori dei dispositivi di staffaggio le più precise possibili, così da garantire il corretto riferimento in macchina durante la fase di finitura, tramite lavorazioni per asportazione di truciolo.

Per questo motivo, anche la piastra superiore è stata posizionata ruotata rispetto all'asse Z, come mostrato in Figura 4.21.

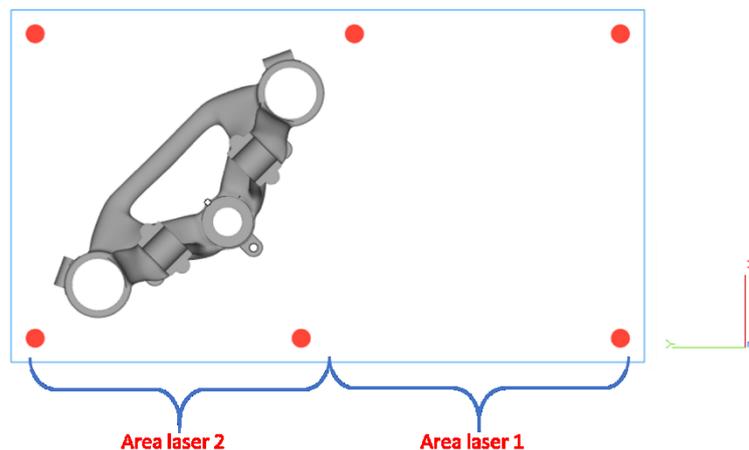


Figura 4.21 Vista superiore posizionamento piastra superiore su piattaforma

Anche in questo caso, la superficie inferiore dei dispositivi di staffaggio è stata estrusa di 1 mm e poggiata sulla piattaforma di lavoro. Infine le zone con inclinazione superiore a 45° sono state supportate, come mostrato in Figura 4.22.

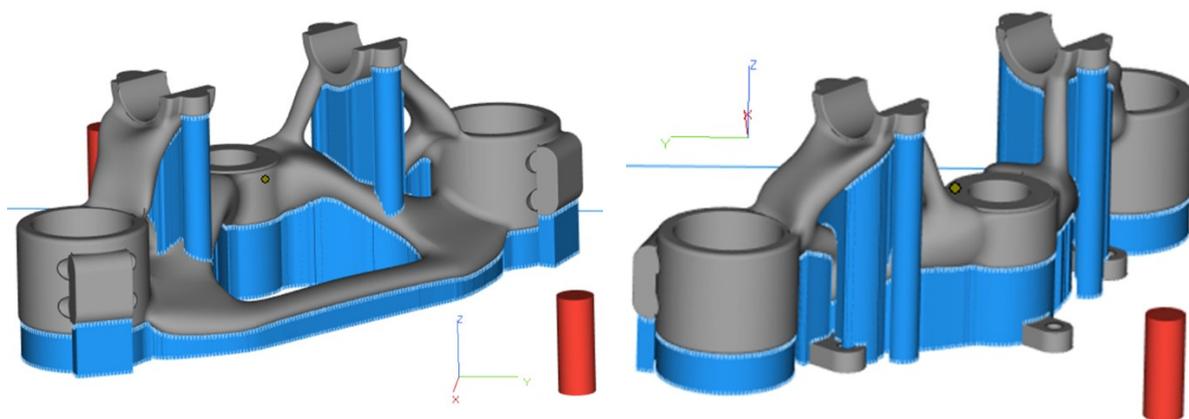


Figura 4.22 Supporti su piastra superiore

Dopo aver complessivamente posizionato le due piastre come indicato in Figura 4.23, verrà eseguito lo *slicing* mediante apposito software e caricato il file sulla *SLM 500*, attraverso la quale avverrà il processo di fusione della polvere.

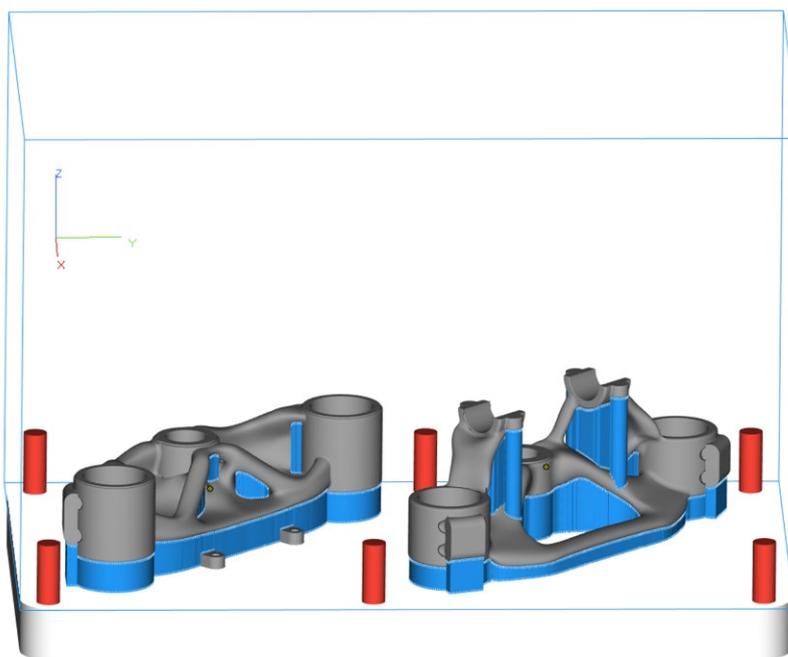


Figura 4.23 Messa in macchina di entrambe le piastre con relativi supporti

Una volta che le piastre verranno prodotte, queste saranno distaccate dalla piattaforma tramite processo di elettroerosione a filo, seguirà la rimozione dei supporti ed infine verranno eseguite le lavorazioni meccaniche per asportazione di truciolo.

5 Conclusioni

Nel presente elaborato è trattata la riprogettazione di tre componenti, quali piastre di sterzo, supporto ammortizzatore e forcellone, tramite l'ausilio dell'ottimizzazione topologica e di quella dei materiali compositi.

La riprogettazione mediante tecniche di ottimizzazione topologica richiede la conoscenza, oltre che degli ingombri massimi delle geometrie da generare, anche delle forze a cui queste sono soggette. A causa delle difficoltà riscontrate nel reperimento dei carichi da produttori consolidati nel settore motociclistico o dalla letteratura, è stato necessario eseguire un'attività preliminare per la loro stima. Anche la definizione delle performance richieste per ciascun componente è stata eseguita a partire dall'analisi agli elementi finiti delle geometrie originali o di componenti realmente esistenti in commercio, rimodellate utilizzando tecniche di *reverse engineering*.

Le parti riprogettate mostrano risultati particolarmente soddisfacenti. In particolar modo le piastre di sterzo, caratterizzate da prestazioni analoghe a quelle riscontrate nei componenti realizzati da produttori consolidati nel settore motociclistico, presentano una significativa riduzione di peso sia rispetto a quelle originali (-34%), sia rispetto a quelle più recenti con cui è stato eseguito il confronto di performance (-23%). Questo dimostra come la tecnologia additiva si sia dimostrata la scelta corretta nell'ottica di *Lightweight design*.

La riprogettazione del supporto ammortizzatore ha permesso di verificare come le geometrie ottenute tramite tecniche di Additive Manufacturing non costituiscano sempre la soluzione migliore al fine di soddisfare le esigenze progettuali. Sono state infatti svolte delle ottimizzazioni della parte, ma i risultati ottenuti non hanno giustificato una produzione con tecniche additive, richiedendo la creazione di un nuovo design per una successiva realizzazione mediante lamiere piegate.

Per quanto riguarda il forcellone, non è stata ideata la geometria definitiva, ma si è proposta una procedura di ottimizzazione per la progettazione di componenti multi materiali, costituiti da zone metalliche e da altre in fibra di carbonio. Il risultato ottenuto rappresenta un ottimo punto di partenza, ottimizzato dal punto di vista strutturale, per una successiva revisione che consenta di renderne il design esteticamente più gradevole e di più facile produzione. La procedura individuata potrà essere successivamente riutilizzata per verificare e ottimizzare il design finale, soprattutto per la parte in composito. I componenti che costituiscono il forcellone saranno uniti mediante giunzione adesiva, soluzione che permette un ulteriore risparmio di massa. Per garantirne la corretta resistenza saranno quindi necessarie delle prove sperimentali, al fine di valutare il comportamento meccanico di giunzioni tra parti in AM e parti in materiale composito.

Le fasi successive per completare la riprogettazione della moto prevedono dei test sperimentali per verificare il corretto funzionamento delle parti. Inoltre, una volta assemblata la moto, si

consiglia la stima effettiva del nuovo baricentro e dei valori di accelerazione e decelerazione massimi, tramite l'utilizzo di strumentazioni adeguate a questo tipo di attività, al fine di verificare i carichi precedentemente stimati. Inoltre, poiché non è stato eseguito un confronto prestazionale della staffa ammortizzatore, sarà necessario, durante una successiva fase di analisi sperimentali a moto completata, prestare particolare attenzione al comportamento della parte, verificandone il corretto funzionamento.

Un interessante ulteriore sviluppo potrebbe essere l'utilizzo di strutture *lattice*, attraverso le quali sarebbe possibile evitare la fase di interpretazione degli elementi aventi densità intermedia, forniti dall'ottimizzatore. Inoltre, nelle aree in cui è prevista la giunzione adesiva, le strutture trabecolari permetterebbero di migliorarne le proprietà meccaniche, divenendo pertanto un interessante campo di ricerca e sperimentazione.

Bibliografia

- [1] Federazione Motociclistica Italiana, «Flat Track – Nuova disciplina motociclistica della FMI,» 11 Marzo 2011. [Online]. Available: <http://www.federmoto.it/flat-track-nuova-disciplina-motociclistica-della-fmi/>.
- [2] Federazione Motociclistica Italiana, «CAPITOLO XI - FLAT TRACK,» in *Speedway e Flat track*, 2017, pp. 37-67.
- [3] V. Cossalter, *Cinematica e dinamica della motocicletta.*, Padova: Edizioni Progetto Padova, 1999.
- [4] Dirt Track Italia, «TECNICA DI GUIDA,» [Online]. Available: <http://www.dirttrack.it/tecnica-di-guida/>.
- [5] Federazione Motociclistica Italiana, «Doppietta di Francesco Cecchini nell’Italiano Flat Track a Misano,» 18 Luglio 2018. [Online]. Available: <http://www.federmoto.it/doppietta-di-francesco-cecchini-nellitaliano-flat-track-a-misano/>.
- [6] Flat Track Canada, «History Of Flat Track Racing,» [Online]. Available: <http://www.flattrackcanada.com/contact/about-us/history-of-flat-track-racing/>.
- [7] L. Iuliano, *Slides del corso di Tecniche di Fabbricazione Additiva*, Politecnico di Torino, 2017/2018.
- [8] P. Minetola, *Slides del corso di Tecniche di Fabbricazione Additiva*, Politecnico di Torino, 2017/2018.
- [9] Materialize, «Materialize e-Stage for Metal,» [Online]. Available: <https://www.materialise.com/en/software/e-stage/product-information-metal>.
- [10] A. C. M. Association, «CompositesLab,» 2016. [Online]. Available: www.compositeslab.com.
- [11] Sandvik Coromant, *User Guide Machining carbon fibre materials*, 2010.
- [12] Altair Engineering, «OptiStruct Optimization Concept and Fine-Tuning Design,» 2017.
- [13] G. Chiandussi, «Introduzione ai metodi di ottimizzazione,» in *Metodi di ottimizzazione applicati*, 2018.
- [14] SolidThinking Inc., «Chapter 1: sT Inspire Structures,» in *Inspire Structures 2018*, p. 8.
- [15] R. K. Jr, W. S. Richardson e A. Engineering, «Free-Size to Size Optimization Output Automation,» in *OptiStruct for Composites Optimization*, 2017.
- [16] Dirt track Italia, «LE MOTO,» [Online]. Available: <http://www.dirttrack.it/lemoto/>.
- [17] Motocross Action Magazine, «ASK THE MXPERS: “IT SEEMS OBVIOUS TO ME”,» 06 Aprile 2015. [Online]. Available: <https://motocrossactionmag.com/ask-the-mxperts-16/>.

- [18] N. O'Dea, «Motorcycle swingarm redesigned in carbon composite,» *REINFORCED plastics*, n. 55, pp. 38-41, 2011.
- [19] APWorks, «Light Rider,» [Online]. Available: www.lightrider.apworks.de/en.
- [20] A. Dowds, «BMW TECH DAY - 3D PRINTING TECHNOLOGY,» 12 09 2018. [Online]. Available: www.visordown.com/features/bmw-tech-day-3d-printing-technology.
- [21] BASTION CYCLES PTY LTD, «Process - TITANIUM ALLOY X CARBON FIBRE,» [Online]. Available: <http://bastion-cycles.com/process/>.
- [22] Robot Bike Co., «TECHNOLOGY - OVERALL FRAME ARCHITECTURE,» [Online]. Available: <https://robotbike.co/technology/?v=cd32106bcb6d>.
- [23] FARO Technologies, Inc., [Online]. Available: <https://www.faro.com>.
- [24] GOM GmbH, [Online]. Available: <https://www.gom.com/>.
- [25] Didattica della Chimica, «Coefficienti di attrito,» [Online]. Available: <http://www.bisceglia.eu/chimica/tabelle/attrito.html>.
- [26] Dirt track Italia, «Specifiche,» [Online]. Available: <http://www.dirtrack.it/specifiche/>.
- [27] C. Ing. Negri, Catene e loro applicazioni, Editore Ulrico Hoepli Milano, 1945.
- [28] Kraus Motor Co. / Kraus LLC, «Braking Components,» [Online]. Available: <https://www.krausmotorco.com/collections/brakes>.
- [29] Schaeffler, «Catalogo cuscinetti a rulli conici,» [Online]. Available: https://medias.schaeffler.com/medias/it!hp.ec.br.pr/329*32906.
- [30] Motorquality S.p.A, «GAMMA PASTIGLIE BREMBO,» [Online]. Available: <http://mqmoto.it/brembo-pastiglie/>.
- [31] MotoStudent International Competition, «ARTICLE 3: STATIC SAFETY CHECK ON TEST BENCH,» in *Competition Regulations*, 2017/2018, p. 96.
- [32] Trafilati Fabrizio SRL, «25CrMo4».
- [33] Quartus Engineering, Inc., «Composites 101,» [Online]. Available: <https://www.quartus.com/resources/composites-101/>.
- [34] Altair Engineering, «OptiStructfor Composites Optimization».