

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:
pinza freno, supporto freno e forcellone



Relatori

Prof. Giorgio Chiandussi

Dott. Andrea Tridello

Candidato

Andrea Marola

Dicembre 2018

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare il Prof. Giorgio Chiandussi e il Dott. Andrea Tridello che mi hanno permesso di prendere parte a questo progetto, sono stati un importante punto di riferimento durante la stesura di questa tesi, dimostrandosi sempre disponibili a fornire il loro aiuto.

Ringrazio sentitamente le aziende Carboni e Metalli, Bercella e BeamIt, specialmente nelle persone di Michele Antolotti e Massimo Bercella, che hanno condiviso con me la loro conoscenza, fornendomi i mezzi necessari per portare avanti questo progetto.

Grazie anche ad Altair che ha messo a disposizione tutti i suoi software, offrendomi l'adeguata formazione per utilizzarli e ottimi consigli per superare le difficoltà incontrate.

Ringrazio l'azienda PZ5 Cobra che si è interessata a questo progetto fornendoci materiale, utili consigli e tutta la loro disponibilità.

Un ringraziamento speciale va alla mia famiglia che, in questi anni universitari, mi ha sempre sostenuto, sia moralmente che economicamente, e mi ha permesso di raggiungere questo traguardo, contribuendo attivamente alla mia formazione.

Un sentito grazie è per Cristina che mi ha supportato e incoraggiato in ogni momento, standomi vicina e permettendomi di superare qualsiasi difficoltà.

Vorrei ringraziare anche tutti gli amici: quelli di sempre, quelli conosciuti durante le lezioni e quelli incontrati durante l'attività di tesi, con cui sono sempre riuscito a trascorrere momenti felici.

Infine devo ringraziare Stefano con cui ho portato avanti il progetto, affrontando con lui le difficoltà e gioendo insieme dei traguardi raggiunti, trascorrendo felicemente ogni istante di vita quotidiana in questi ultimi mesi.

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 consiste nella riprogettazione di alcuni componenti di una moto KTM GS80 250cc del 1979 al fine di renderla idonea per le competizioni di Flat Track. Le nuove parti saranno prodotte tramite fabbricazione additiva e utilizzando materiali compositi. Grazie all'impiego di queste innovative tecnologie, sempre più usate in ambito industriale, è possibile ridurre il peso del motociclo ed ottimizzarne le prestazioni meccaniche.

I componenti trattati all'interno della presente tesi sono: la pinza freno, la staffa di supporto pinza freno ed il forcellone. I primi due sono prodotti tramite la tecnica di produzione additiva *Selective Laser Melting* (SLM), mentre il terzo è composto da parti realizzate tramite SLM e da altre realizzate in materiale composito (fibra di carbonio).

Nella prima parte sono state ricavate le informazioni da utilizzare come input nella successiva fase di riprogettazione. Si è eseguita una modellazione al CAD del telaio e di altri componenti del motociclo originale utilizzando tecniche di *reverse engineering*. Sono stati definiti il nuovo assetto e la componentistica necessaria per il motociclo, rendendolo idoneo alla nuova tipologia di utilizzo. Sono state calcolate le massime accelerazioni e decelerazioni agenti sul mezzo, basandosi sulla geometria originale, al fine di ricavare i carichi agenti su tutti i componenti coinvolti nella riprogettazione: pinza e staffa di supporto freno, forcellone, piastre di sterzo e telaietto sella.

Successivamente tramite tecniche di Ottimizzazione Topologica si è eseguita la progettazione dei componenti del sistema frenante, realizzati in lega Ti6Al4V, ottenendo delle geometrie realizzabili tramite SLM in grado di soddisfare le performance richieste con il minimo impiego di materiale possibile. Per i componenti ibridi, quale il forcellone, è stata ideata una procedura che, tramite successive ottimizzazioni topologiche, permette di individuare la distribuzione dei materiali sul componente, fissare la geometria del laminato e quella della porzione metallica. Questa è successivamente seguita da un'ulteriore fase di ottimizzazione sui materiali compositi al fine di massimizzare le performance del componente.

Nell'ultima sezione della tesi, per le parti realizzate mediante Additive Manufacturing, sono state analizzate le fasi di lavorazione per asportazione di truciolo, necessarie per garantire le tolleranze richieste sui componenti, individuando il posizionamento di opportuni sovrametalli e di sistemi necessari per il corretto staffaggio dei componenti in macchina utensile. Infine è trattato l'orientamento delle parti e la generazione delle strutture di supporto per permettere la corretta realizzazione tramite tecnica SLM.

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	Ottimizzazione dei nuovi componenti.....	69
3.1	Pinza freno.....	69
3.1.1	Modello per l'analisi preliminare.....	69
3.1.2	Analisi preliminare.....	76
3.1.3	<i>Defeature</i> della geometria	81
3.1.4	Modello per l'ottimizzazione topologica	84
3.1.5	Risultati dell'ottimizzazione topologica.....	88
3.1.6	<i>OSSmooth</i> dell'ottimizzato.....	94
3.1.7	Rimodellazione delle geometrie.....	97
3.1.8	Analisi conclusiva	100
3.2	Staffa di supporto pinza freno	104
3.2.1	<i>Defeature</i> della geometria	104
3.2.2	Modello per l'ottimizzazione topologica	107
3.2.3	Risultati dell'ottimizzazione topologica.....	113
3.2.4	<i>OSSmooth</i> dell'ottimizzato.....	121
3.2.5	Rimodellazione delle geometrie.....	127
3.2.6	Analisi conclusiva	129
3.3	Forcellone	133
3.3.1	Modello per l'analisi preliminare.....	134
3.3.2	Analisi preliminare.....	139
3.3.3	<i>Defeature</i> della geometria	141
3.3.4	Modello per le ottimizzazioni	144
3.3.5	Ottimizzazione topologica mono-materiale	148
3.3.6	Ottimizzazione topologica multi-materiale.....	152
3.3.7	Rimodellazione della porzione in materiale composito	156
3.3.8	Ottimizzazione topologica della zona metallica.....	158
3.3.9	Rimodellazione del materiale metallico	163
3.3.10	Ottimizzazione del laminato in materiale composito.....	165

4	Produzione dei componenti.....	178
4.1	Prototipi concettuali.....	178
4.2	Sovrametalli.....	179
4.2.1	Corpo pinza freno.....	179
4.2.2	Staffa di supporto pinza freno	180
4.3	Lavorazioni per asportazione di truciolo	181
4.3.1	Corpo pinza freno.....	181
4.3.2	Staffa di supporto pinza freno	184
4.3.3	Altri componenti	186
4.4	Messa in macchina per la produzione additiva.....	187
4.4.1	Corpo pinza freno.....	188
4.4.2	Staffa di supporto pinza freno	190
5	Conclusioni.....	192
	Bibliografia.....	194

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 telaio sella. Questi verranno realizzati con le due tecnologie produttive, integrando sezioni realizzate tramite AM metallico 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).

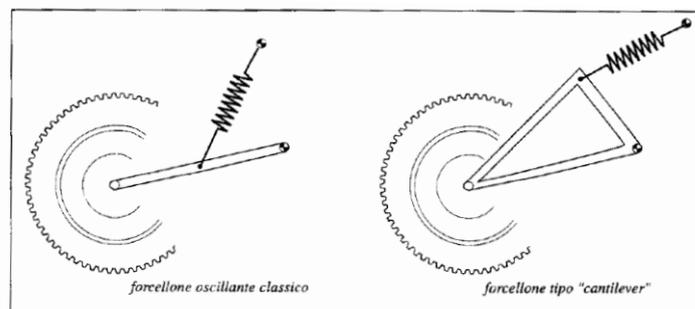


Figura 1.2 Schema funzionale della sospensione posteriore [3]

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 definitivi 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).

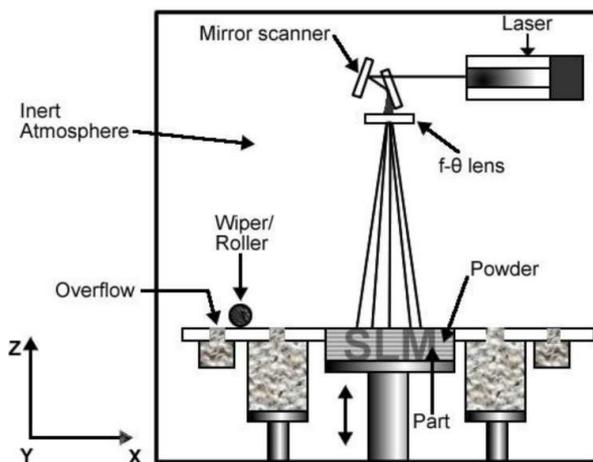


Figura 1.4 Schema macchina a letto di polvere laser [7]

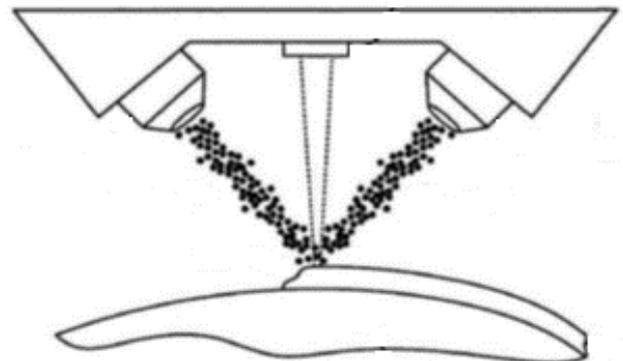


Figura 1.5 Schema macchina a deposizione di polvere [7]

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 ridurre significativamente la massa.

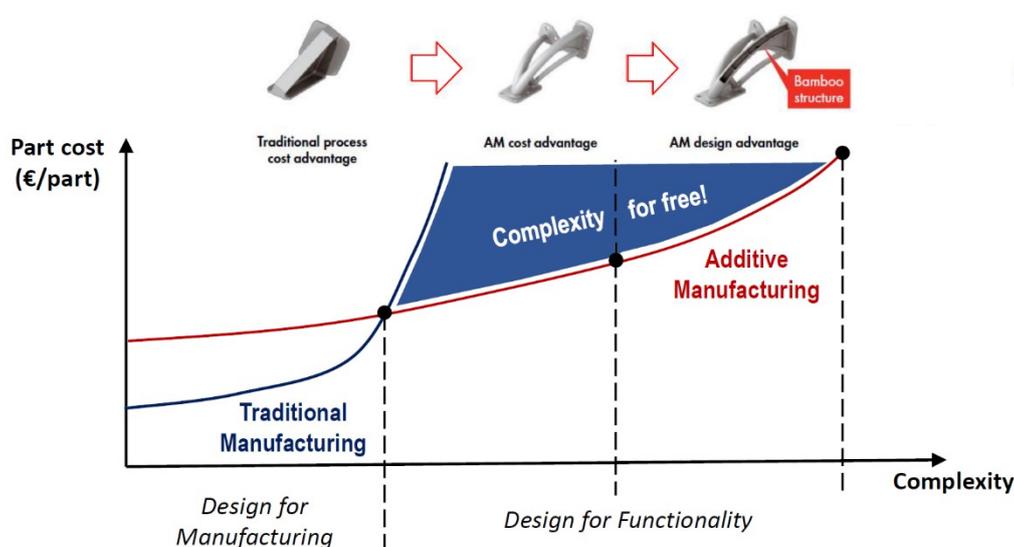


Figura 1.6 Costo unitario AM all'aumentare della complessità [8]

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.

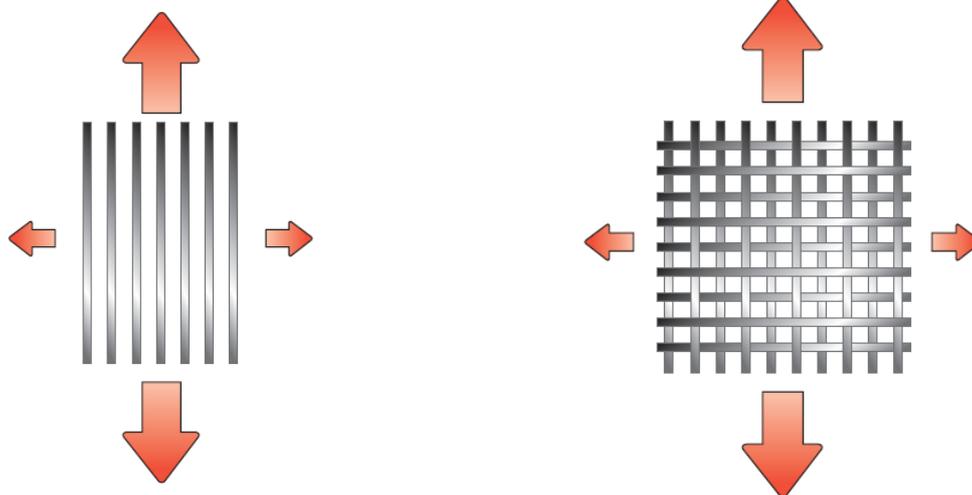


Figura 1.8 Orientamento fibre unidirezionale [11]

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*.

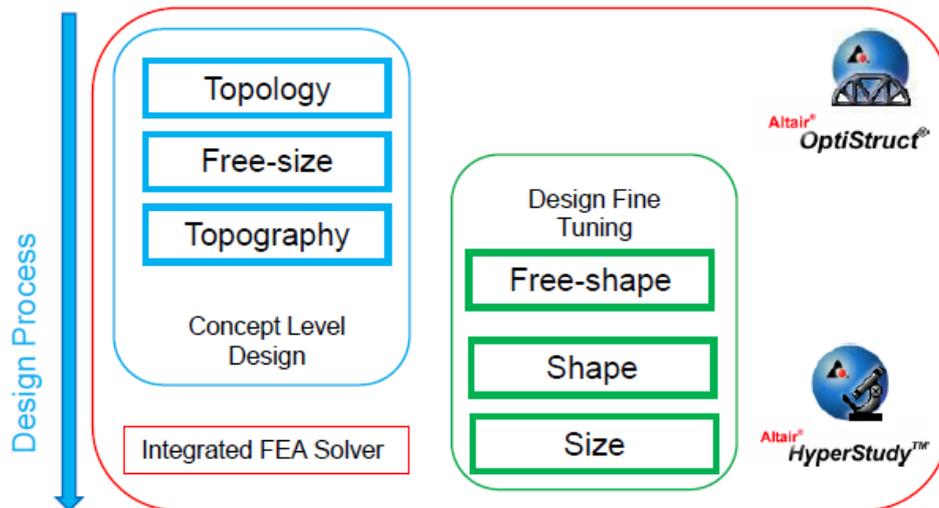


Figura 1.10 Tipologie di ottimizzazioni [12]

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.

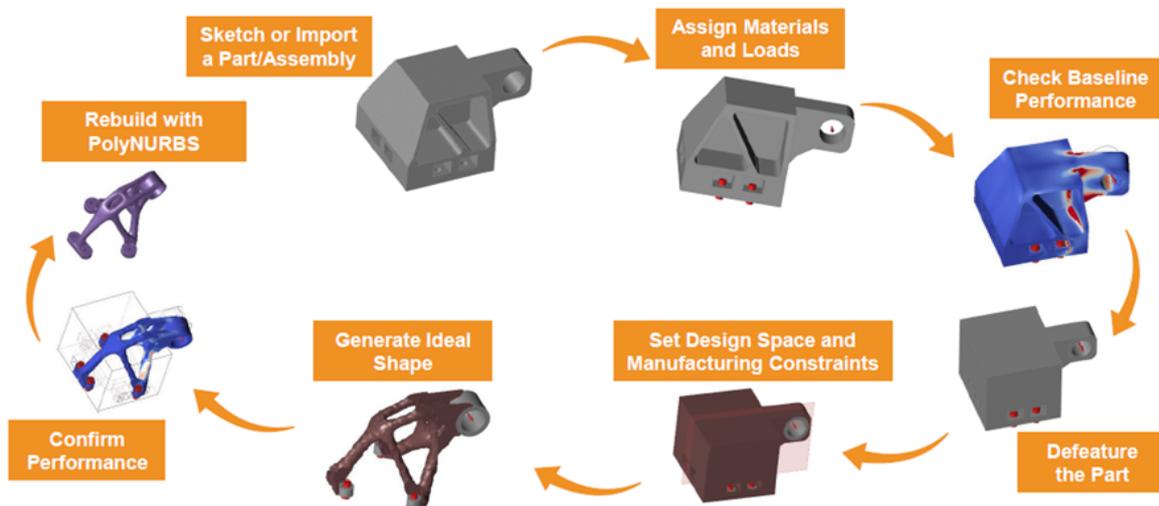


Figura 1.11 Step necessari per l'ottimizzazione topologica [14]

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).

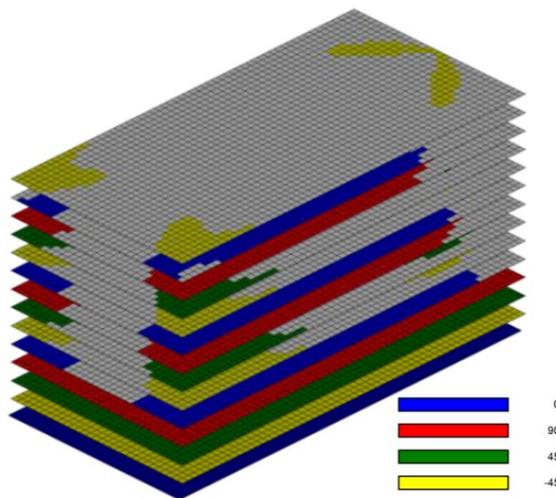


Figura 1.12 Risultato ottimizzazione di *Free-Size* [15]

- **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).

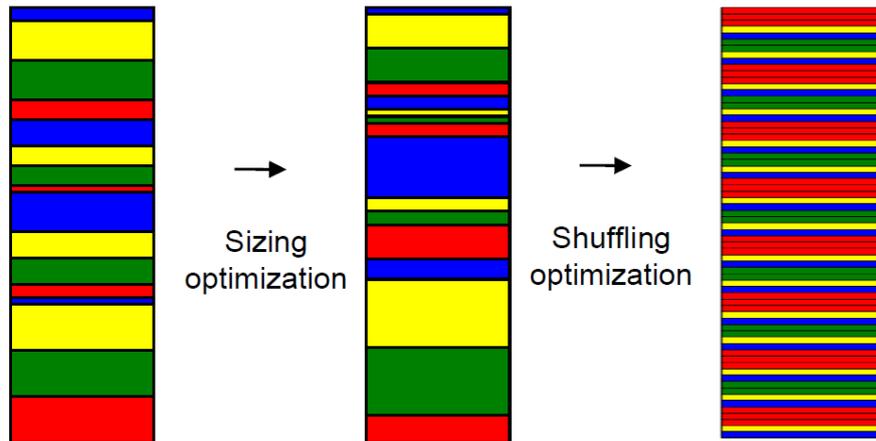


Figura 1.13 Ottimizzazioni di Size e di *Shuffling* [15]

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.

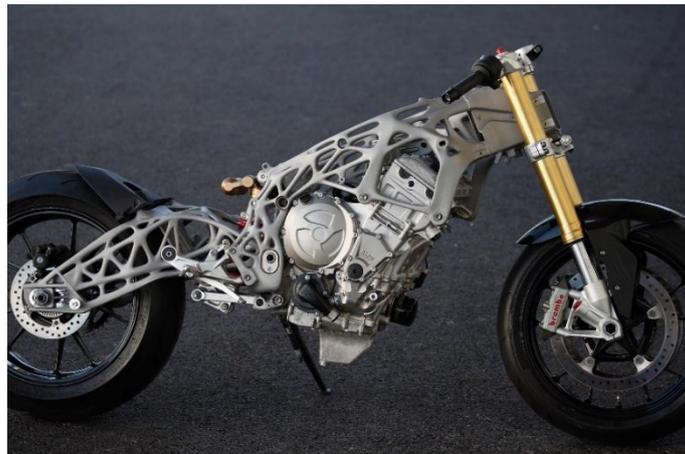


Figura 1.19 Moto in Additive Manufacturing di produzione BMW [20]

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.

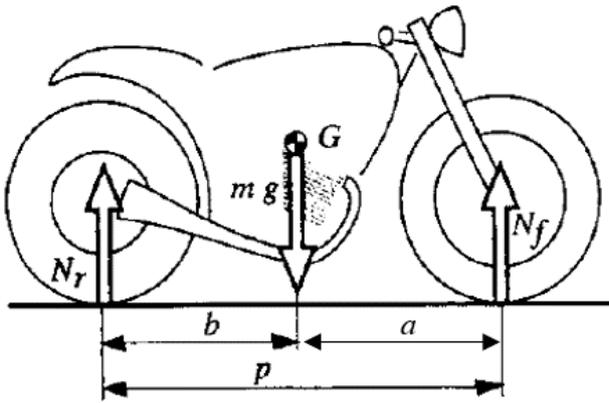


Figura 2.1 Pesata moto orizzontale [3]

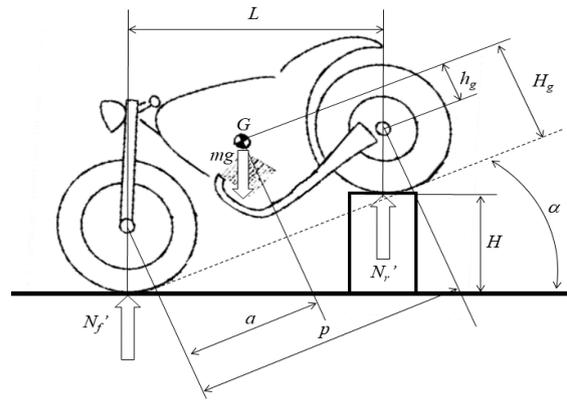


Figura 2.2 Pesata moto inclinata

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

Tabella 2.3 Dati geometrici

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

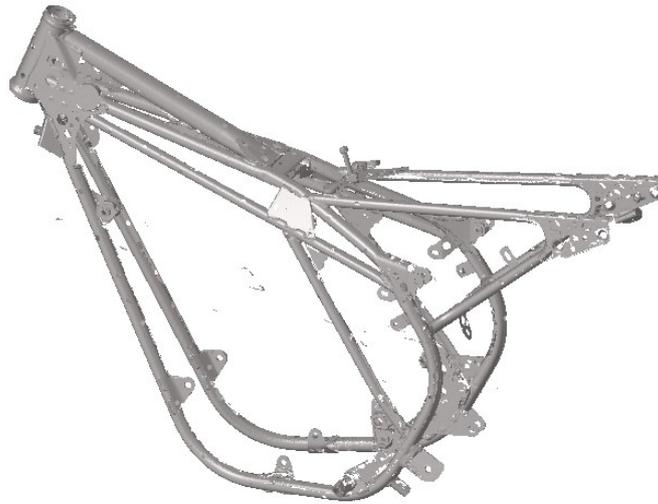


Figura 2.6 Stl telaio culla motore

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).

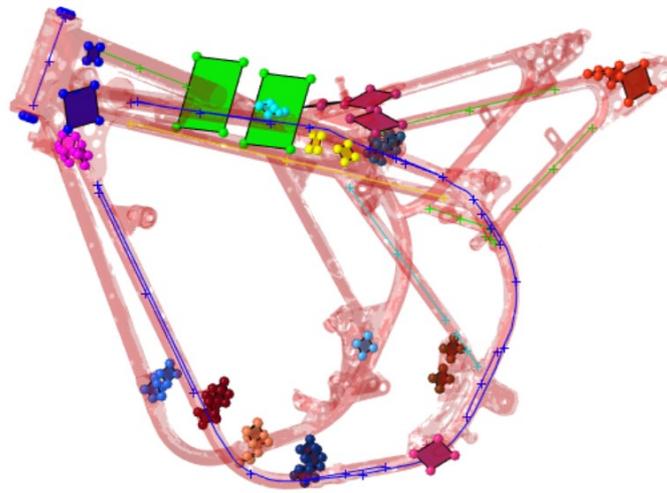


Figura 2.7 Geometrie di riferimento realizzate su HyperMesh

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.

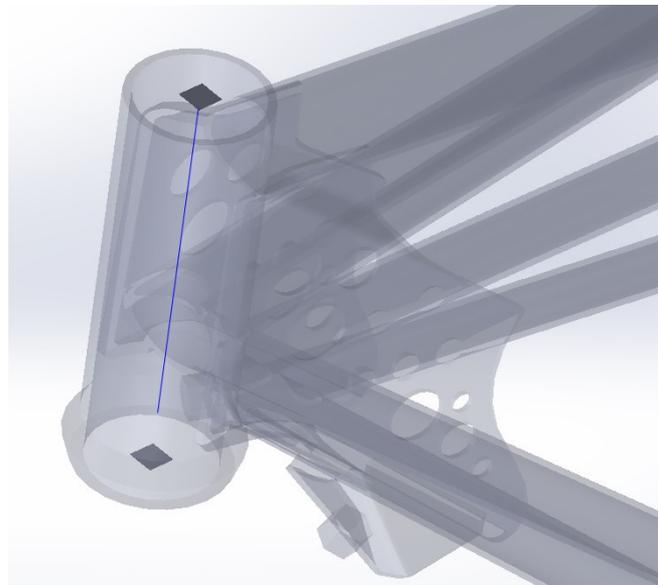


Figura 2.8 Dettaglio: asse del canotto di sterzo

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).

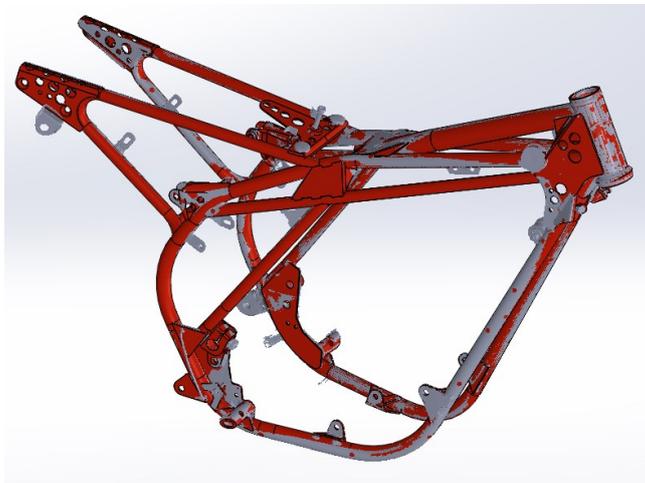


Figura 2.9 Confronto modello CAD telaio (rosso) e stl (grigio)

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

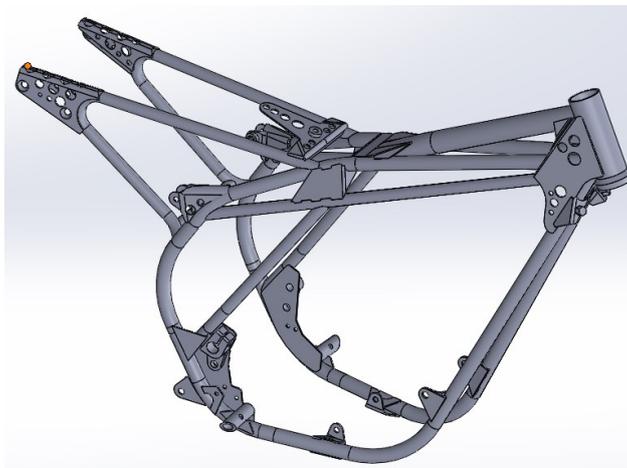


Figura 2.10 Modello CAD finale del telaio

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.

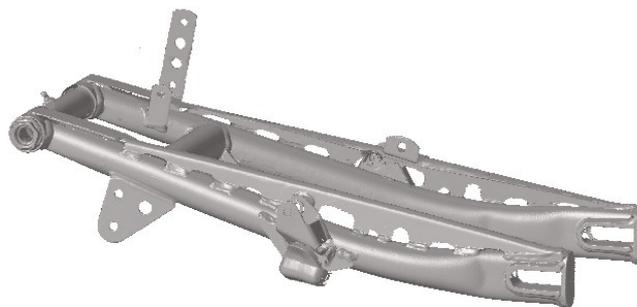


Figura 2.12 Stl forcellone originale

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.

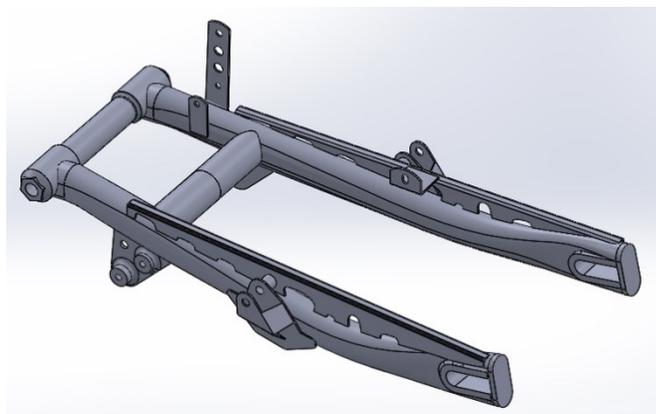


Figura 2.13 Modello CAD finale del forcellone originale

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).

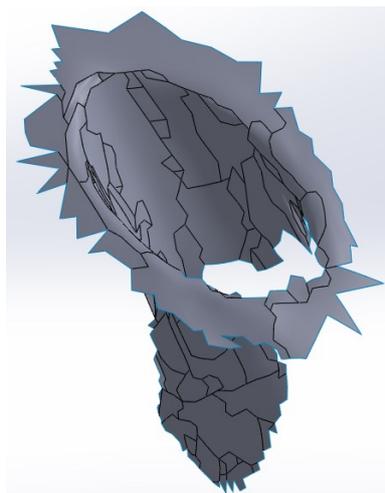


Figura 2.15 Superficie foro raggio, ricostruita tramite HyperMesh

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

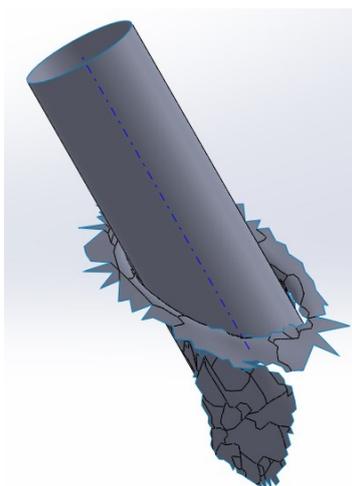


Figura 2.16 Asse foro raggio, ricavato su SolidWorks

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

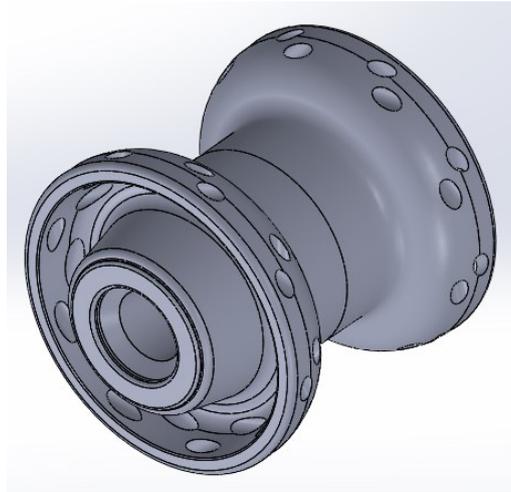


Figura 2.17 Modello CAD mozzo anteriore Flat Track PZ5 Cobra

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.

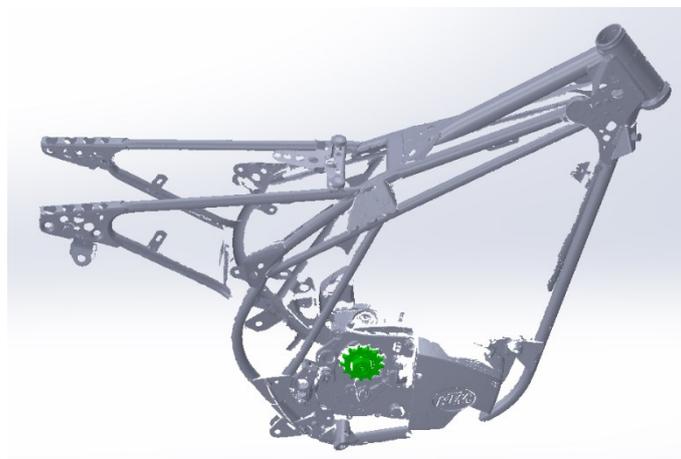


Figura 2.18 Stl pignone motore

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.

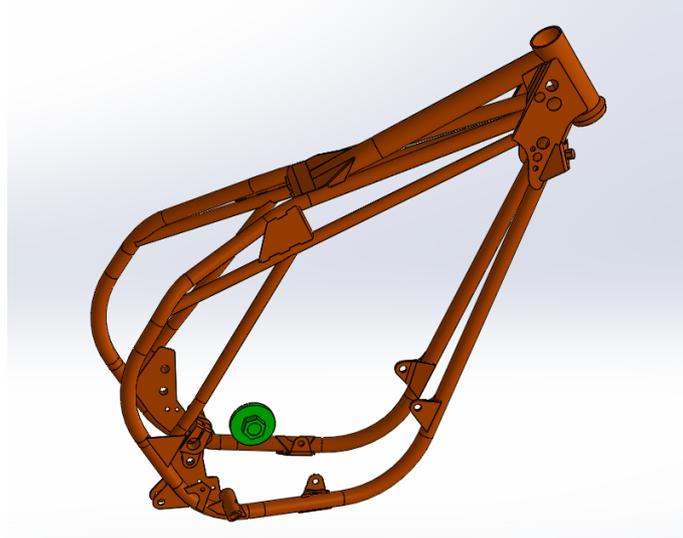


Figura 2.19 CAD culla motore con pignone motore

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).

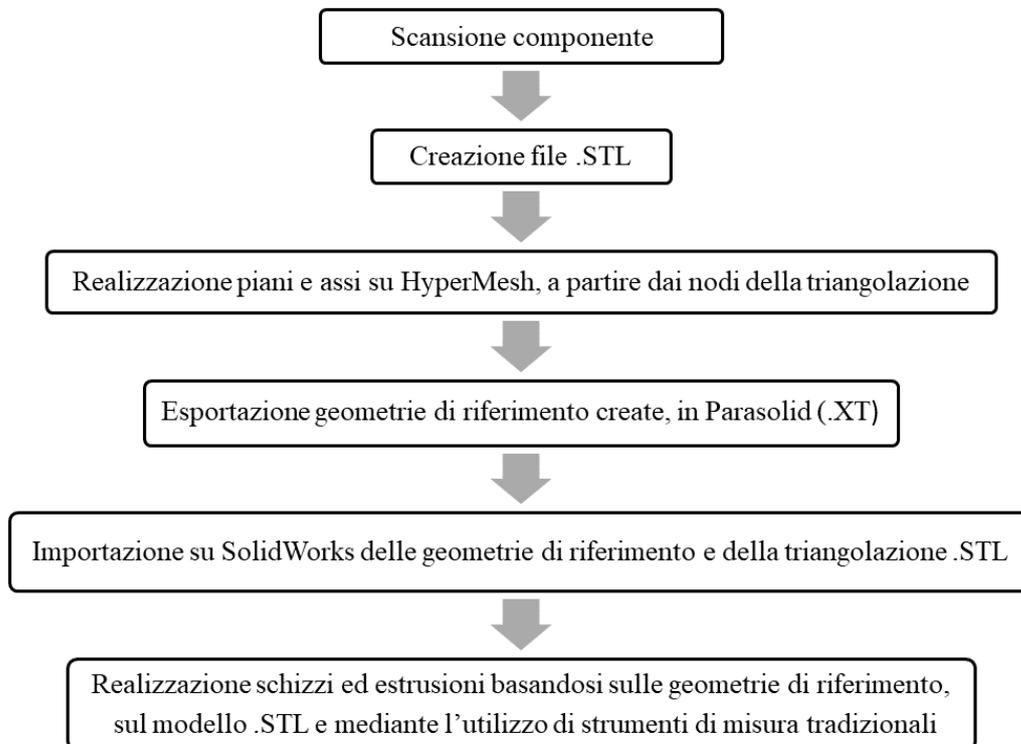


Figura 2.20 Flow chart rimodellazione geometrie originali

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.

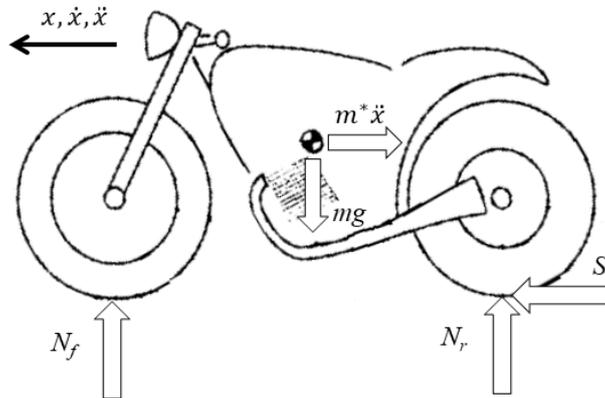


Figura 2.21 D.C.L. sistema moto-pilota in accelerazione

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].

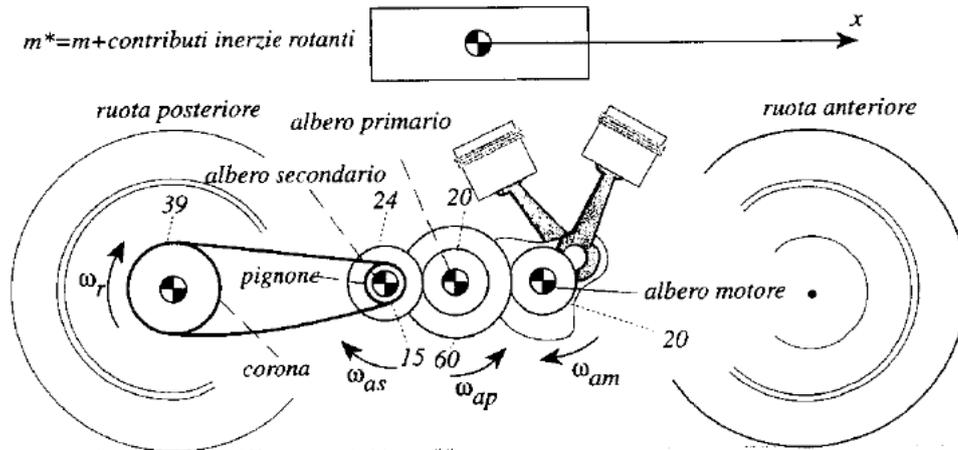


Figura 2.22 Masse rotanti del motociclo [3]

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

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

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.

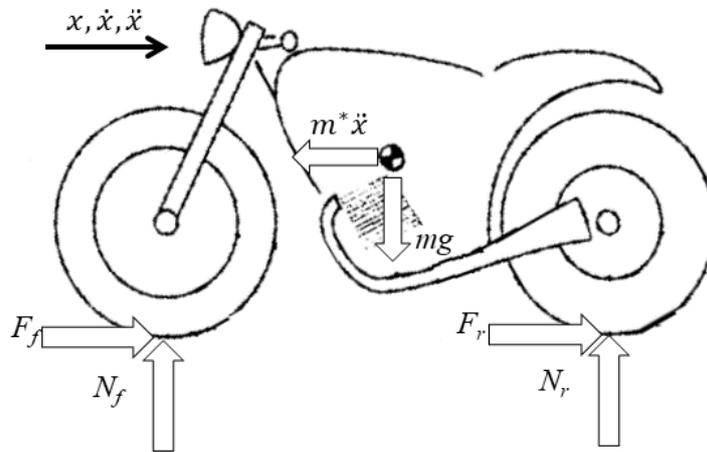


Figura 2.23 D.C.L. sistema moto-pilota in decelerazione

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

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

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):

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

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).

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

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.

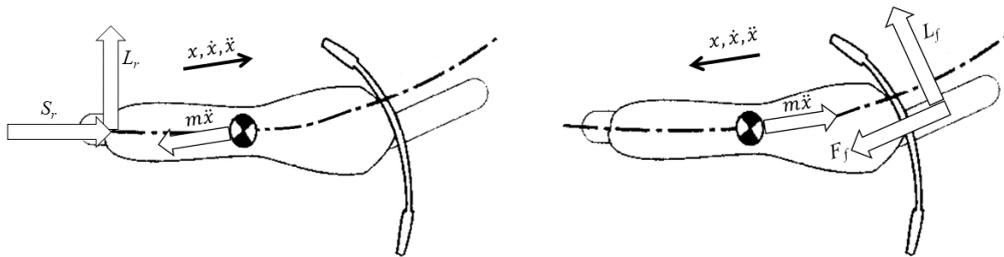


Figura 2.24 Massime forze laterali scaricabili a terra [3]

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 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.

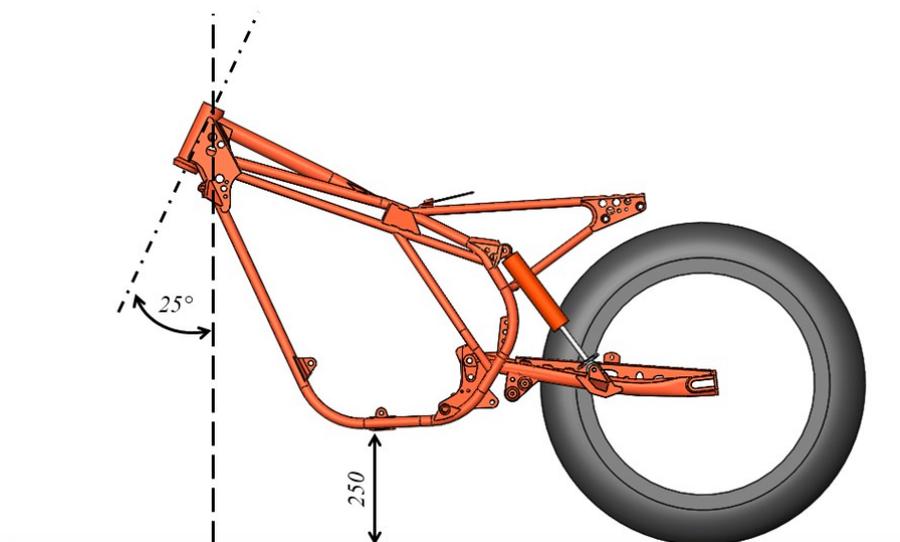


Figura 2.25 Posizionamento culla motore

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.

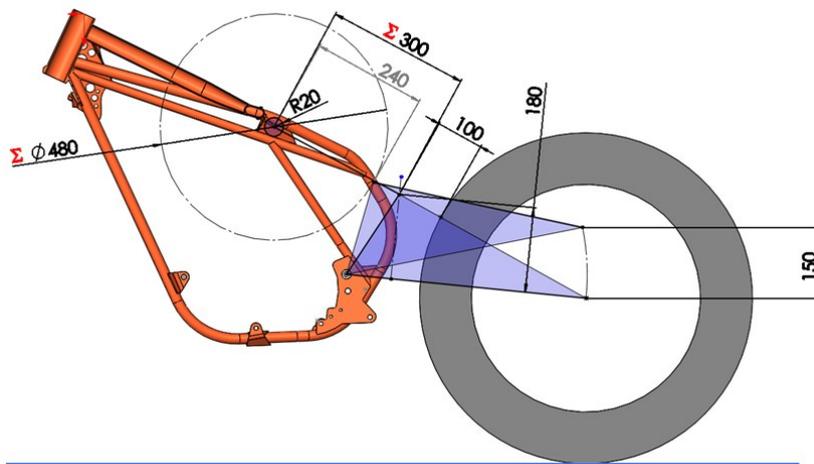


Figura 2.26 Schizzo per definizione cinematico sospensione posteriore

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).

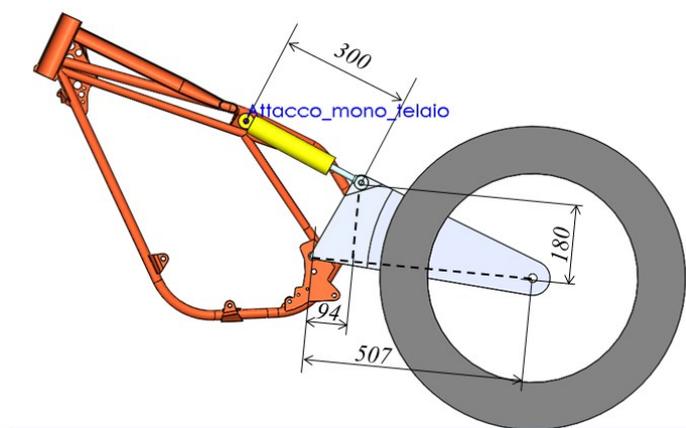


Figura 2.27 Geometria forcellone e mono-ammortizzatore

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).

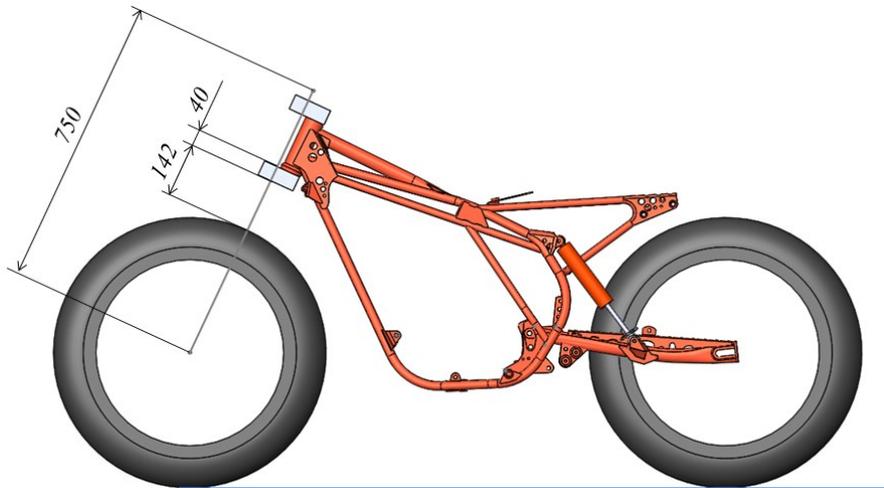


Figura 2.29 Bozza geometria forcella

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 imbarcante, 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 comporterebbero 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 2.31 a), 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 2.31 b).

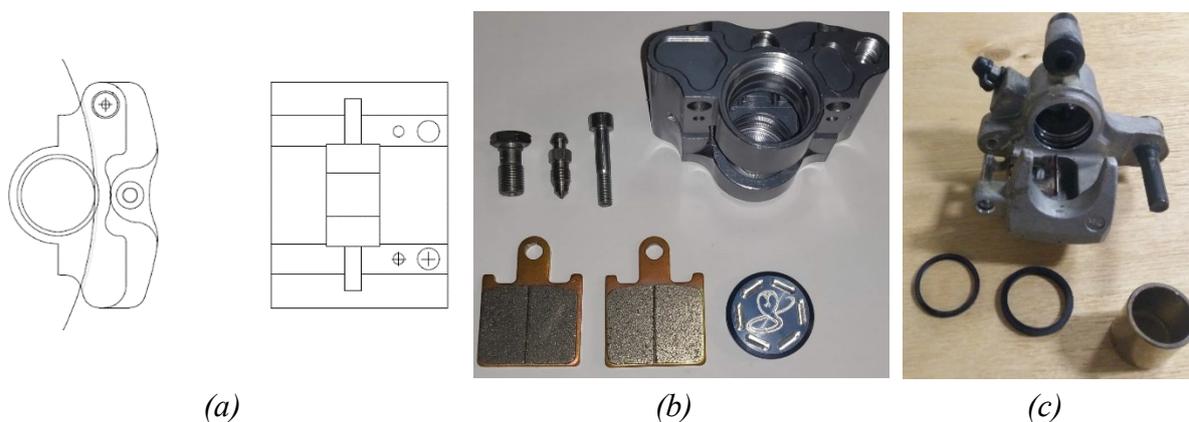


Figura 2.31 a) CAD 2D pinza radiale PZ5 Cobra; b) Pinza radiale PZ5 Cobra; c) Pinza assiale posteriore Suzuki RM 125

Per quanto invece riguarda i pistoncini, il confronto è stato effettuato con quelli montati su un freno di tipo assiale (Figura 2.31 c), rinvenuto nelle prime fasi del progetto, e ridisegnati per essere compatibili con la nuova geometria (Figura 2.32).

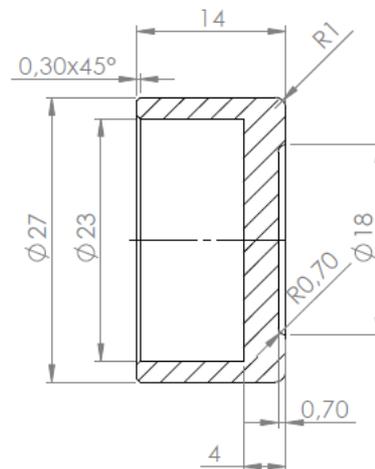


Figura 2.32 Dimensioni pistoncino freno

Le pastiglie freno utilizzate sono quelle adottate da Pz5 Cobra (Figura 2.33) e le loro dimensioni risultano essenziali per poter eseguire un successivo adattamento del modello alla larghezza del disco utilizzato. Infatti, a causa del suo notevole spessore, questo non sarebbe compatibile con quelle presentate in Figura 2.31 b.

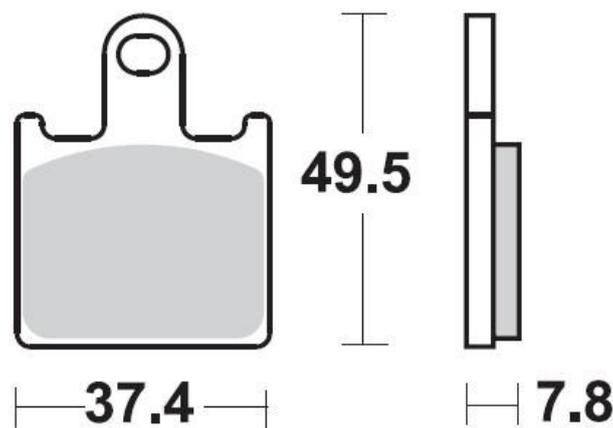


Figura 2.33 Ferodi Brakin 927CM55

Pertanto, come mostrato in Figura 2.34, si è realizzata una geometria in grado di garantire l'azione frenante, anche con pastiglie consumate, senza causare un'eccessiva fuoriuscita dei pistoncini, che potrebbe compromettere il funzionamento delle tenute dell'olio. È stato inoltre garantito che, in caso di ferodi nuovi e spessore del disco di 4,3 mm, la corsa, prima che le

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.

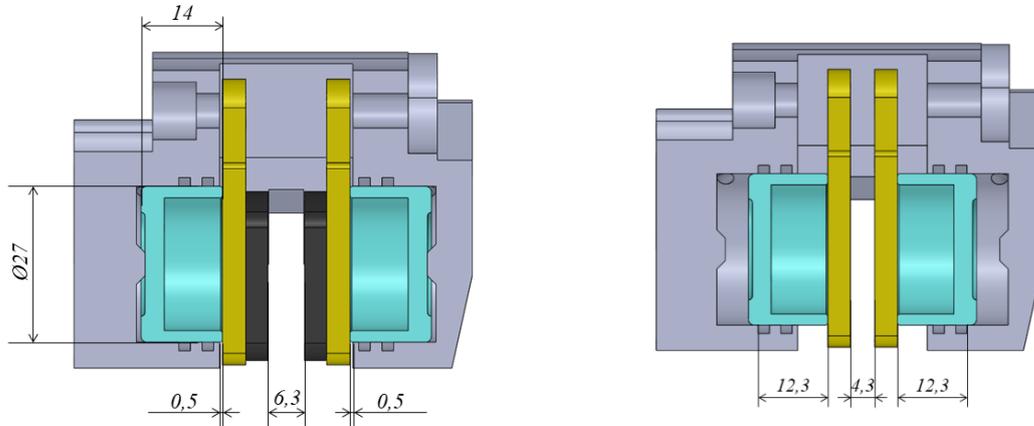


Figura 2.34 Dimensioni pinza freno: a sinistra in condizione di massima apertura con ferodi nuovi, a destra in condizione di massima chiusura con ferodi consumati

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).

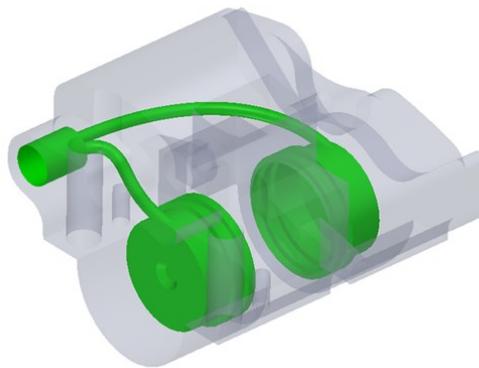


Figura 2.35 Canali conformali olio

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.

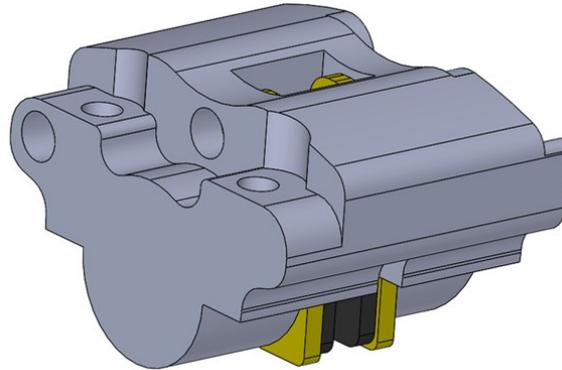


Figura 2.36 Modello CAD 3D pinza PZ5 Cobra adattato alle geometrie del progetto

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 determinato 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.

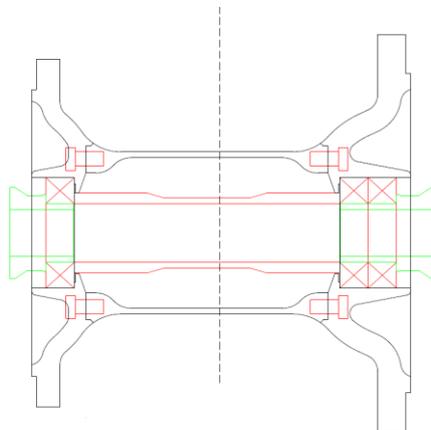


Figura 2.38 Geometria mozzo posteriore PZ5 Cobra

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, consentendone tuttavia 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.

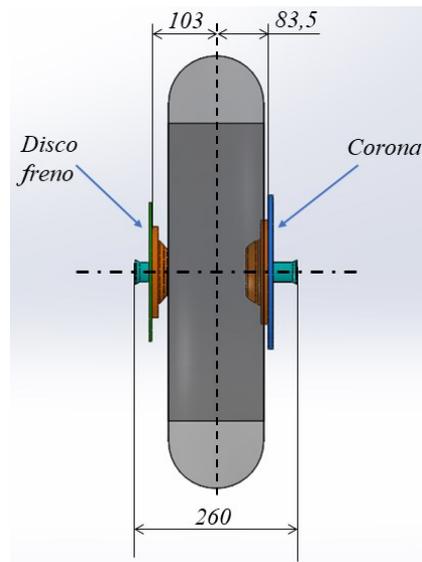


Figura 2.39 Dimensioni mozzo posteriore

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'inserimenti 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.

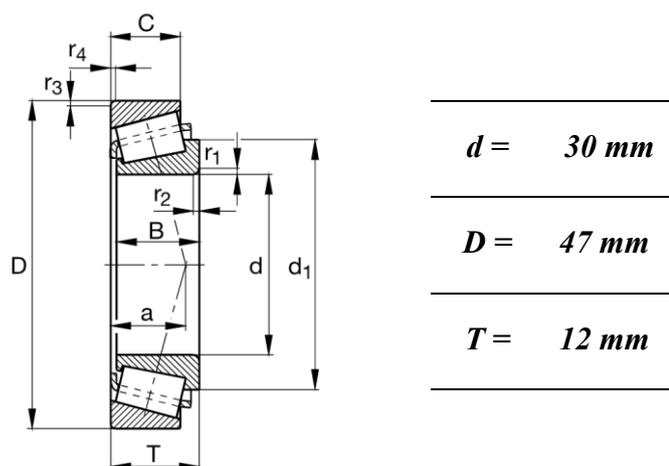


Figura 2.41 Dimensioni cuscinetto a rulli conici 32906 [29]

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.

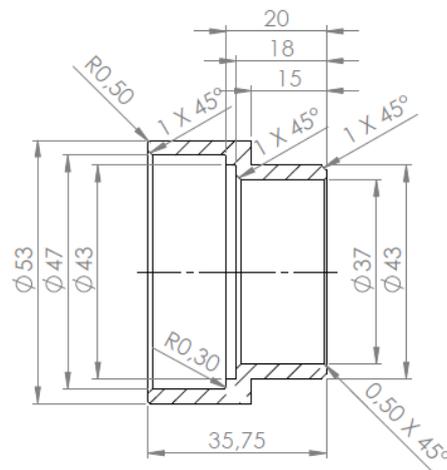


Figura 2.42 Dimensioni boccola superiore

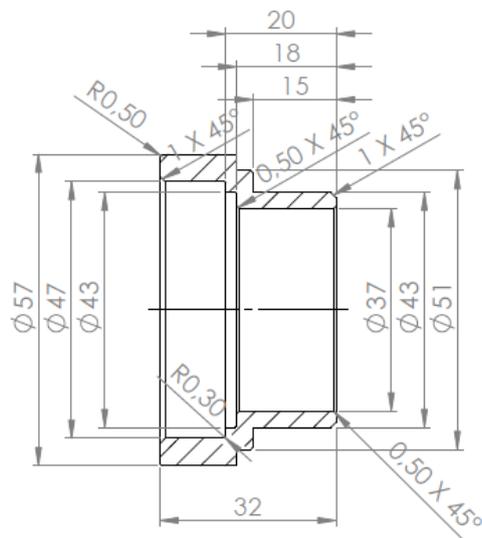


Figura 2.43 Dimensioni boccola inferiore

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).

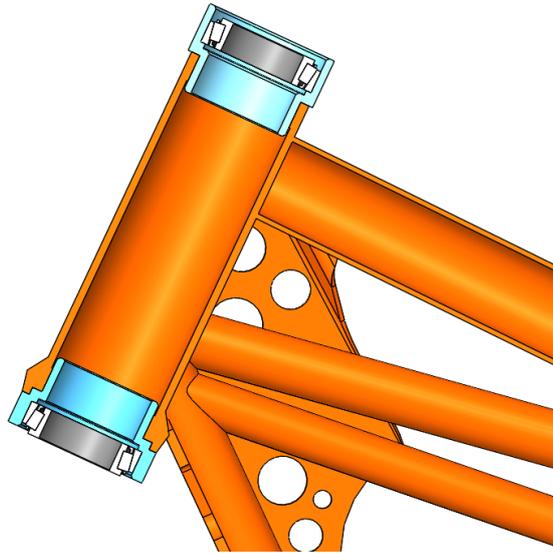


Figura 2.44 Assieme serie sterzo

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.

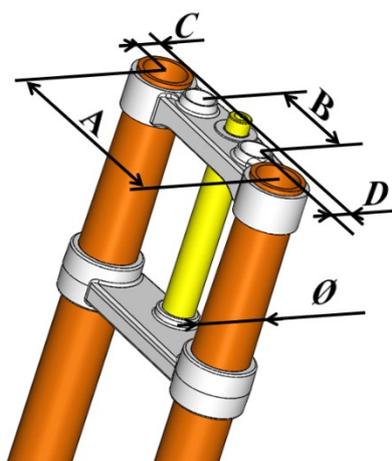


Figura 2.46 Dimensioni principali piastre sterzo

<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).

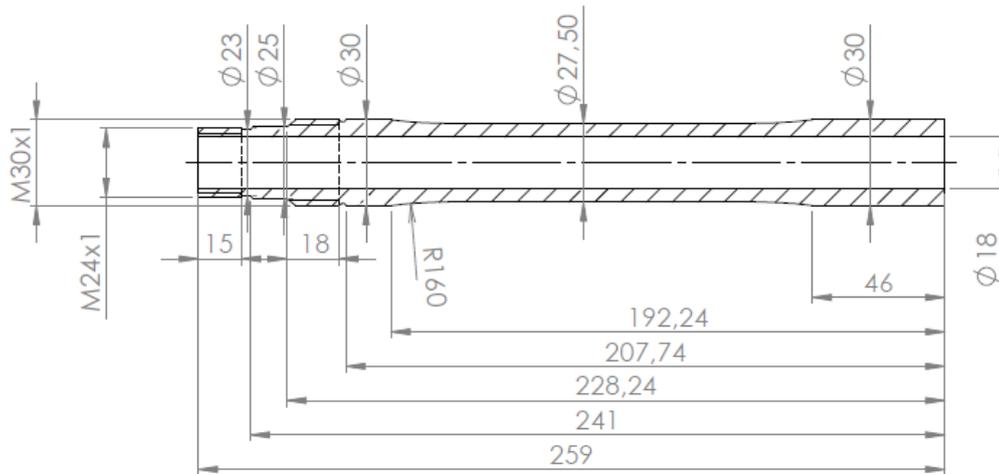


Figura 2.47 Dimensioni asse canotto sterzo

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).

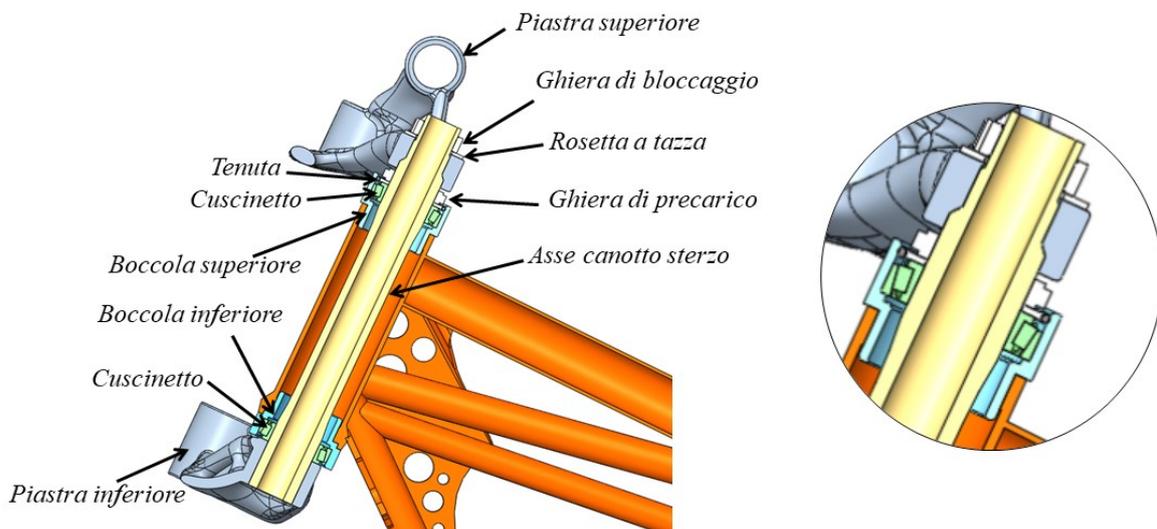


Figura 2.48 A sinistra: assieme serie-sterzo; a destra: dettaglio del sistema bloccaggio superiore

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).

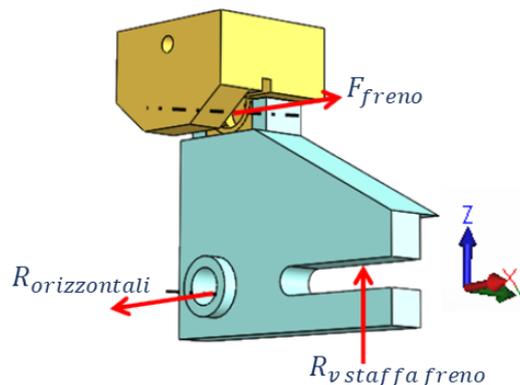


Figura 2.49 D.C.L. sistema freno - staffa freno

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).

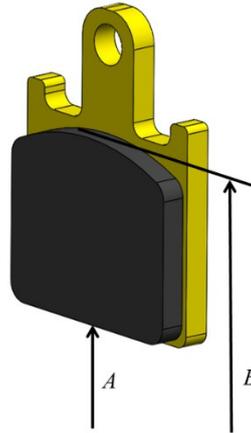


Figura 2.50 Distanza da asse ruota della superficie frenante

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.

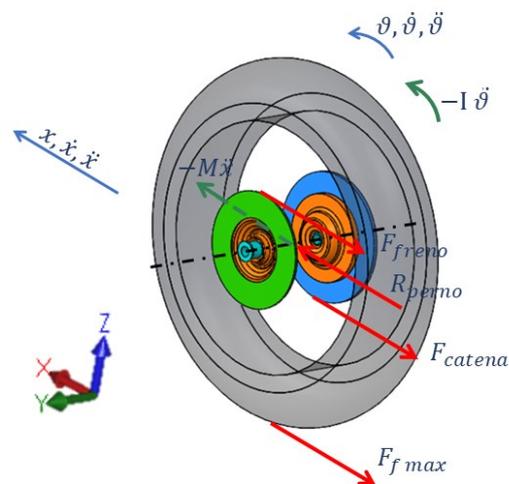


Figura 2.51 D.C.L sistema ruota - mozzo posteriore in decelerazione

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 dal sistema ruota-pneumatico e ai 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 che per le difficoltà di stima riscontrate. Discorso completamente diverso è stato invece affrontato nella configurazione di accelerazione (Figura 2.52).

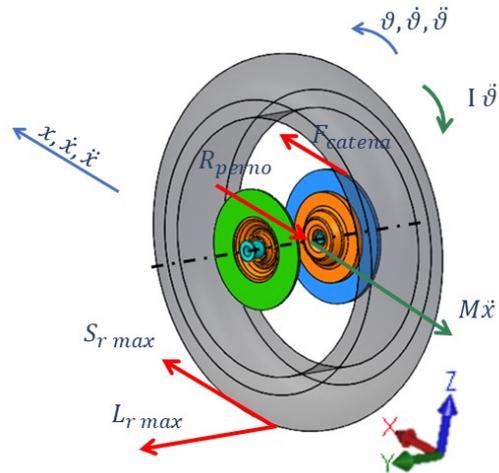


Figura 2.52 D.C.L sistema ruota - mozzo posteriore in accelerazione

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).

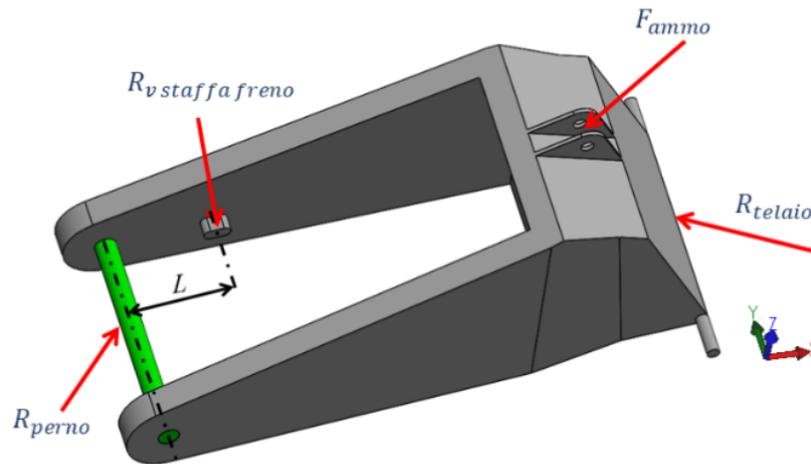


Figura 2.53 D.C.L. forcellone

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 (F_{ammio}). 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).

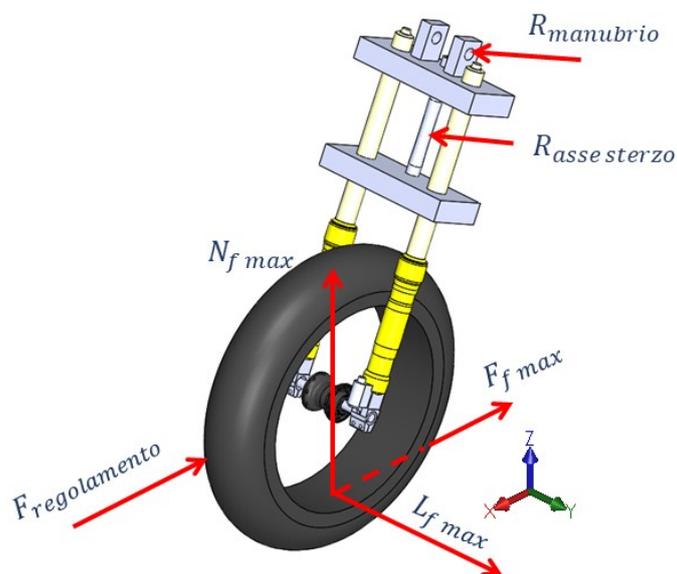


Figura 2.54 D.C.L. avantreno

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).

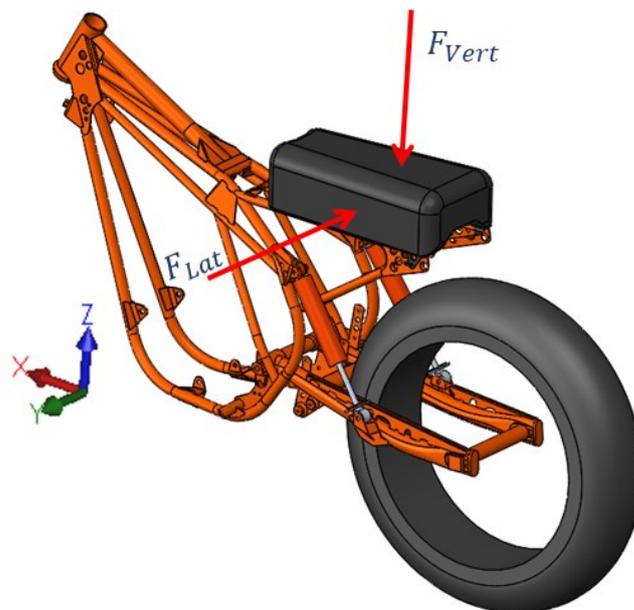


Figura 2.55 D.C.L. telaietto sella

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 Ottimizzazione dei nuovi componenti

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

Per quanto riguarda la trattazione dei componenti metallici, soggetti al processo di ottimizzazione topologica e successivamente prodotti mediante 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 Pinza freno

In questo paragrafo viene descritta la riprogettazione mediante ottimizzazione topologica della pinza freno. Inizialmente verranno presentati il modello adottato per eseguire l'analisi strutturale ed i relativi risultati, simulando la pinza fornita da PZ5 Cobra e adattata alle necessità geometriche di questo progetto (paragrafo 2.5.6). Successivamente verranno presentati la geometria *defeaturizzata*, il modello utilizzato per eseguire l'ottimizzazione topologica e i risultati ottenuti. Seguiranno infine il processo di rimodellazione della geometria ottimizzata, al fine di ottenere il modello matematico del componente, e l'analisi finale della nuova parte progettata.

3.1.1 Modello per l'analisi preliminare

Nella prima fase di analisi strutturale statica, il sistema utilizzato per ottenere i valori di riferimento relativi a spostamenti e tensioni massime agenti sulla parte e per validare i carichi, ricavati nel paragrafo 2.6.1, è quello formato dalla pinza, dai due pistoncini e dal perno superiore (Figura 3.1). Quest'ultimo svolge il compito di sorreggere i due ferodi e di mantenerli in posizione. L'ubicazione dei pistoncini, invece, è tale da produrre la situazione più critica per l'intero sistema, ovvero il caso in cui entrambe le superfici frenanti siano al loro massimo consumo, con la conseguenza che i pistoncini si trovino nella condizione di corsa massima (Figura 2.34).

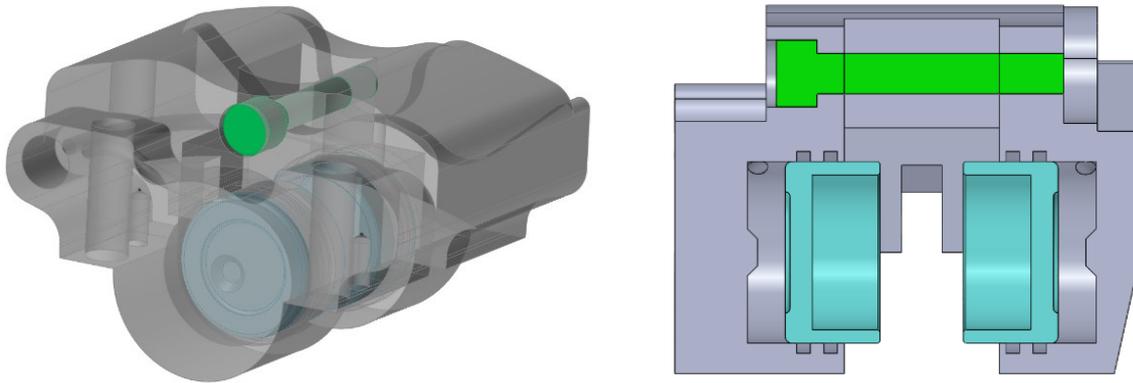


Figura 3.1 Geometria modello pinza freno iniziale

Si è scelto di inserire il perno, all'interno del modello analizzato, poiché esso, oltre a mantenere in posizione le pastiglie freno e di conseguenza scambiare forze con esse, irrigidisce l'intera struttura. Va infatti a contrastare la deformazione in opera, che verrà successivamente trattata, per cui le due metà della pinza tendono ad allontanarsi sotto l'effetto della pressione dell'olio.

Analizzando i vincoli inseriti sul modello, per simulare l'accoppiamento della pinza con la staffa freno (Figura 3.2), si può notare come le cerniere 1 e 2 concedano solamente la traslazione lungo l'asse Z, impedendo le traslazioni e le rotazioni lungo gli assi X e Y. I vincoli appena descritti risultano applicati sulle superfici cilindriche, sedi delle viti di staffaggio.

Il grado di libertà rimanente viene eliminato dagli appoggi 3 e 4, applicati sulle superfici di contatto della pinza con la staffa freno. Così facendo il corpo della pinza risulta ben vincolato nello spazio.

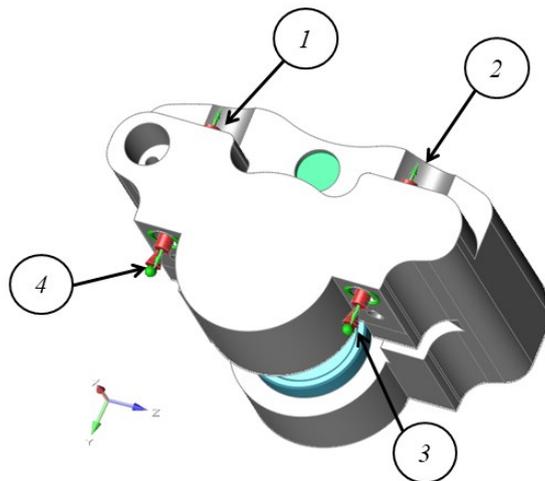


Figura 3.2 Vincoli di accoppiamento pinza e staffa freno

Il perno e i pistoncini risultano invece vincolati mediante l'applicazione di contatti fra le superfici del modello. Come rappresentato in Figura 3.3, i contatti creati sul software *Inspire*, possono essere di due tipi:

3.1 - Pinza freno

- **Bonded:** non permette lo scorrimento relativo fra le superfici
- **Contacting:** permette lo scorrimento relativo fra due superfici.

Il primo tipo è stato applicato sulla superficie che simula l'accoppiamento filettato tra il perno e la pinza (2), mentre quelli del secondo tipo sono stati posti sulle superfici di accoppiamento tra la testa del perno e il corpo pinza (1) e sulle aree di interfaccia fra i pistoncini e le loro sedi (3 e 4).

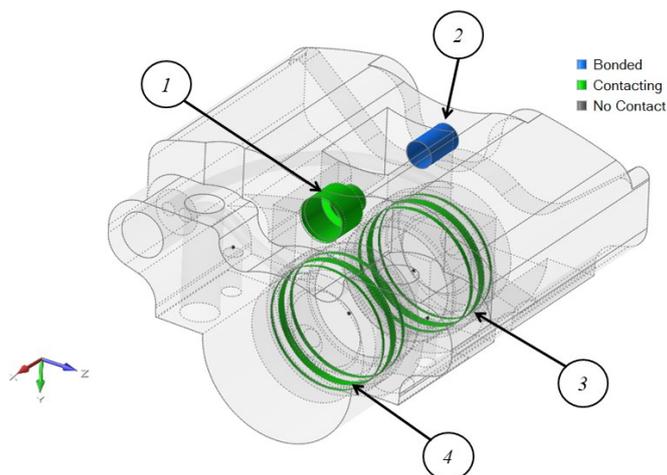


Figura 3.3 Contatti fra corpo pinza, perno e pistoncini

È stato possibile in questo modo andare a vincolare tutti i gradi di libertà del perno. I pistoncini, invece, presentano ancora alcuni gradi di libertà (g.d.l.), in quanto sono ancora permesse le traslazioni e le rotazioni lungo l'asse X .

Questi ultimi due g.d.l. sono stati bloccati, mediante l'appoggio 5 che, agendo sulla superficie di contatto tra pistoncino e pastiglia, ne vincola la traslazione (Figura 3.4). Il vincolo 6, applicato mediante connettori rigidi (RBE2) alla superficie interna del pistoncino, blocca l'ultimo grado di libertà. Lo stesso schema di vincolo è stato adottato per entrambi i pistoncini.

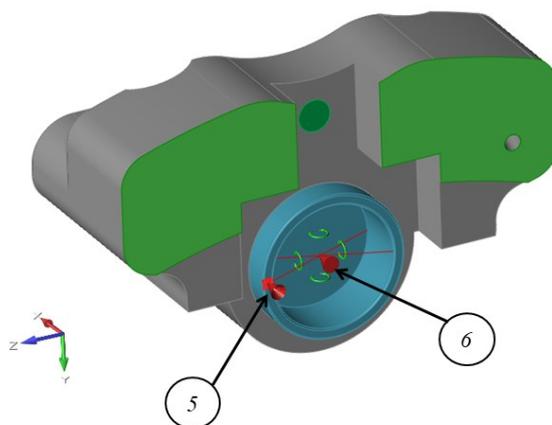


Figura 3.4 Vincoli applicati ai pistoncini

I carichi agenti sul modello possono essere divisi in due categorie:

- **Carichi distribuiti:** sono applicati sulle superfici del modello, con questo tipo di carico è stata simulata la pressione dell'olio che si va a scaricare sulle aree su cui interagisce.
- **Carichi concentrati:** sono applicati su un singolo punto, con questo tipo sono stati simulati i carichi derivanti dalla forza di attrito tra ferodi e disco.

Le pressioni agenti sul sistema, come si nota in Figura 3.5, risultano applicate su tutte le superfici interne dei condotti olio, sulle aree dei cilindri a contatto con il fluido e sulla faccia posteriore dei pistoncini.

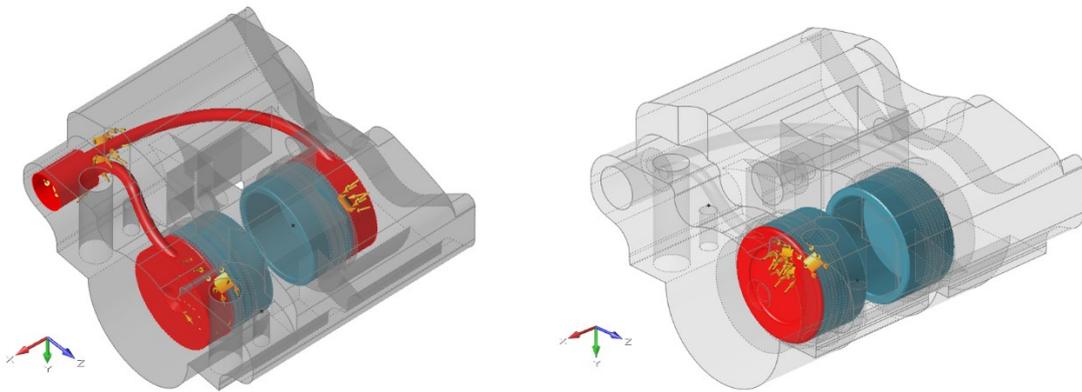


Figura 3.5 Superfici su cui sono applicati i carichi di pressione

Esse agiscono sempre perpendicolarmente alle superfici ed il loro modulo è pari a 20 MPa , come descritto nel paragrafo 2.6.1. Tuttavia sono state svolte anche delle analisi con modulo pari a 10 MPa per ottenere dei risultati più realistici, considerando quindi il corretto funzionamento di entrambi i ferodi.

La forza tangenziale derivante dall'attrito dei ferodi con il disco freno, F_{freno} , è stata applicata nel punto individuato dall'intersezione del piano di simmetria del disco freno con il piano passante per l'asse dei pistoncini e parallelo al piano $X-Y$, a una distanza pari a $R_{medio\ disco}$ dall'asse ruota (Figura 3.6).

F_{freno} ha direzione parallela all'asse Z e, considerando la marcia in avanti del motociclo, verso opposto. Nella condizione appena descritta, *forza 1* in Figura 3.6, il modulo di tale forza risulta pari a quello presentato in Tabella 2.12. Tuttavia, poiché in condizioni reali di utilizzo è possibile che il freno generi delle forze che si oppongono al moto all'indietro del veicolo, è stata introdotta nel modello anche una forza, *forza 2*, il cui verso è concorde con l'asse Z ; in questo caso il modulo, per non portare a un eccessivo sovradimensionamento del freno, è stato posto pari a $1/3$ di F_{freno} , ottenendo dunque $F'_{freno} = 1765\text{ N}$.

3.1 - Pinza freno

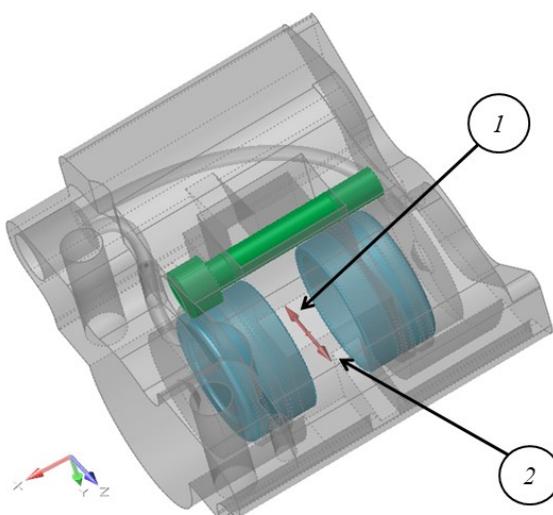


Figura 3.6 Punto di applicazione F_{freno}

La forza appena descritta agisce, durante il reale funzionamento del freno, sulle superfici frenanti delle pastiglie. Tuttavia, poiché introdurre nel modello avrebbe portato ulteriore complessità e ad una difficile gestione dei contatti, si è scelto di trasmettere il carico, mediante dei connettori flessibili (*RBE3*), sulle superfici di interazione dei ferodi con il resto del sistema. Queste zone sono state individuate analizzando le aree di contatto delle pastiglie con il sistema in esame durante il funzionamento (Figura 3.7).

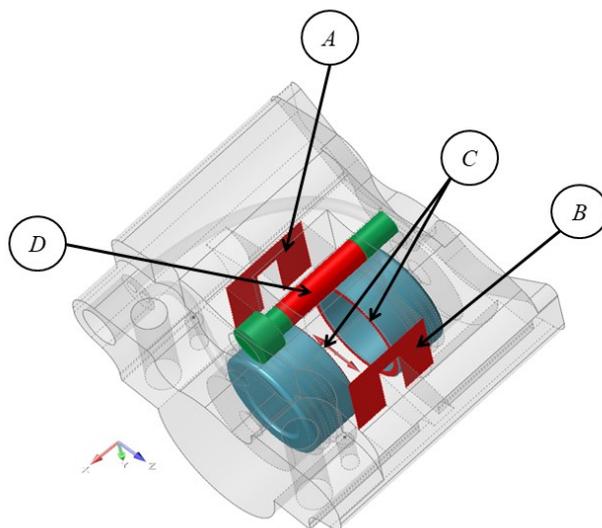


Figura 3.7 Aree di interazione del sistema in esame con le pastiglie freno

Come è visibile nella Figura 3.7 oltre alle facce di battuta dei pistoncini (*superficie C*) ed alla porzione di perno che sorregge le pastiglie (*superficie D*), all'interno del corpo della pinza sono presenti anche le due pareti laterali dell'alloggiamento. Queste trasmettono sforzi in modo

alternato, a seconda che si consideri il moto in avanti o all'indietro della motocicletta. Considerando che agisca la *forza 1* di Figura 3.6 la superficie della pinza che si opporrà sarà la *superficie A*, mentre sotto l'azione della *forza 2* la superficie che andrà a reagire sarà la *superficie B*.

Individuate le zone di interazione dei ferodi con il resto del sistema, sono stati inseriti i connettori che hanno permesso di andare a scaricare il carico, derivante dalla frenata, sulla pinza. Poiché l'individuazione della giusta ripartizione della forza sulle varie superfici è risultata troppo complessa da stabilire, si è optato per la creazione di più condizioni di carico. Sono stati individuati tre casi di carico per la condizione di moto in avanti e altrettante per la condizione di movimento inverso del motociclo. Ognuno di essi, oltre a presentare tutti i vincoli e i carichi di pressione prima descritti, conterrà una combinazione di forze puntuali e superfici su cui verranno scaricate, come descritto in seguito.

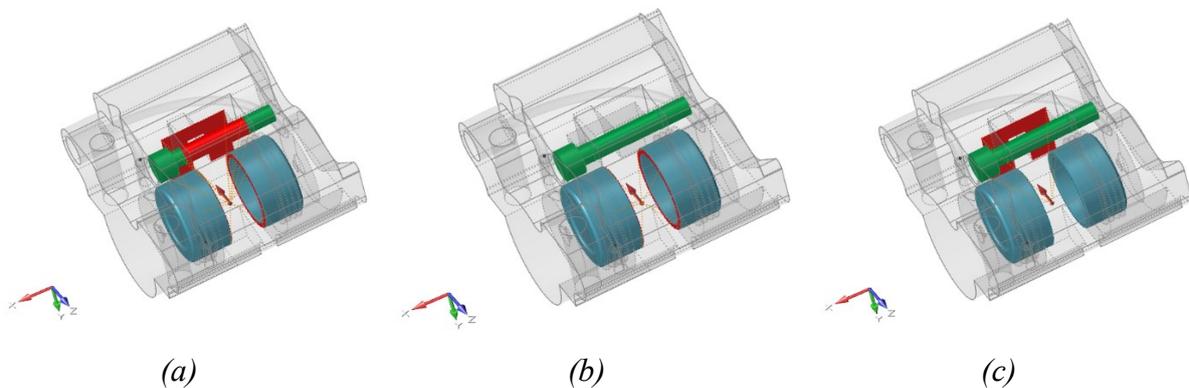


Figura 3.8 Condizioni di carico moto in avanti: a) Insieme avanti; b) Pistoncini avanti; c) Pinza avanti

Come mostrato in Figura 3.8 le tre condizioni di carico individuate per la configurazione di moto in avanti sono:

- **Insieme avanti:** La *forza 1* è applicata sulle *superfici A, C e D*
- **Pistoncini avanti:** La *forza 1* è applicata sulla *superficie C*
- **Pinza avanti:** La *forza 1* è applicata sulla *superficie A*

Le analoghe condizioni di carico per la configurazione di moto all'indietro sono:

- **Insieme indietro:** La *forza 2* è applicata sulle *superfici B, C e D*
- **Pistoncini indietro:** La *forza 2* è applicata sulla *superficie C*
- **Pinza indietro:** La *forza 2* è applicata sulla *superficie B*

3.1 - Pinza freno

Inizialmente erano state ideate altre due condizioni di carico che andavano a scaricare le *forze 1 e 2* solamente sulla *superficie D*, tuttavia sono state successivamente scartate a causa dei risultati poco realistici che producevano e dello scarso senso fisico della configurazione.

Terminata questa prima procedura di impostazione delle condizioni di carico, è stato assegnato il materiale alle parti che compongono il modello, in analogia alla pinza fornita dall'azienda PZ5 Cobra il materiale utilizzato per il corpo e per i pistoncini è l'Al6061. Le proprietà meccaniche utilizzate, per questo materiale, sono quelle presenti nella libreria dei materiali standard di *Inspire* (Tabella 3.1).

<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
<i>Al6061-T6</i>	75	0,33	$2,7 \cdot 10^3$	241,3
<i>Ti6Al4V</i>	105	0,31	$4,429 \cdot 10^3$	1004

Tabella 3.1 Materiali per analisi preliminare pinza freno

Il perno, invece, coerentemente con quello che sarà fatto in fase di ottimizzazione, è stato simulato come Ti6Al4V prodotto mediante SLM, le caratteristiche meccaniche sono state fornite da BeamIT dopo trattamento di ricottura.

Per ultimare la realizzazione del modello, si è andata a definire la taglia e la tipologia della mesh. Quest'ultima è stata realizzata mediante *Inspire* e risulta tetraedrica del secondo ordine, dunque formata da elementi a 10 nodi. La taglia media richiesta è di *0,8 mm*, così facendo si ottiene un buon comportamento anche nelle zone più sottili, senza andare a irrigidire matematicamente il modello.

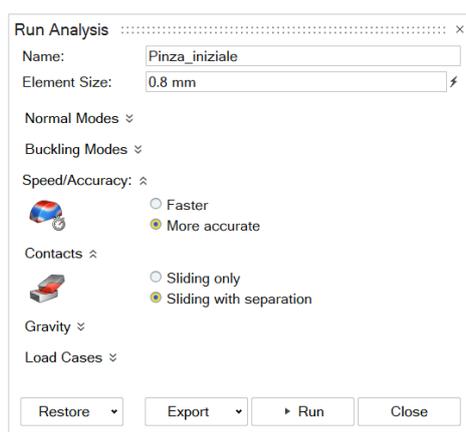


Figura 3.9 Pannello di lancio analisi di SolidThinking Inspire

Sono stati infine creati i *solver deck*, *fem*, mediante il comando export di *Inspire* (Figura 3.9), avendo cura di selezionare la modalità di simulazione dei contatti “*sliding with separation*”, che, a fronte di un tempo di calcolo superiore, permette di avere un'analisi più accurata dei

contatti di tipo *Bonded*, consentendo alle superfici adiacenti di allontanarsi l'una dall'altra, oltre ad avere la possibilità di scorrimento relativo.

Si è utilizzato il solutore *OptiStruct* di Altair per le simulazioni e la riprogettazione tramite ottimizzazione topologica, a partire dal file *.fem* del modello ottenuto in *Inspire*. I risultati sono stati analizzati mediante il tool di post-processing *HyperView* della suite *HyperWorks* di Altair.

3.1.2 Analisi preliminare

In questo paragrafo verranno discussi i risultati ottenuti dall'analisi statica del modello precedentemente descritto, sia nella condizione di progetto, pressione interna di *200 bar*, sia nella condizione meno severa di pressione interna pari a *100 bar*. Questo permetterà di ricavare dei valori di confronto sia per quanto riguarda gli stress, sia per quanto riguarda gli spostamenti a cui è soggetto il componente.

Trattando inizialmente il caso di progetto, sono state analizzate le tensioni a cui è soggetta la pinza freno, è stata creata una condizione di carico derivata "*Envelope*" che permette di visualizzare il massimo della tensione di Von Mises che si presenta, per ogni elemento, fra le sei condizioni di carico prima descritte. Si riesce dunque a visualizzare in modo immediato la condizione peggiore a cui è soggetto il componente.

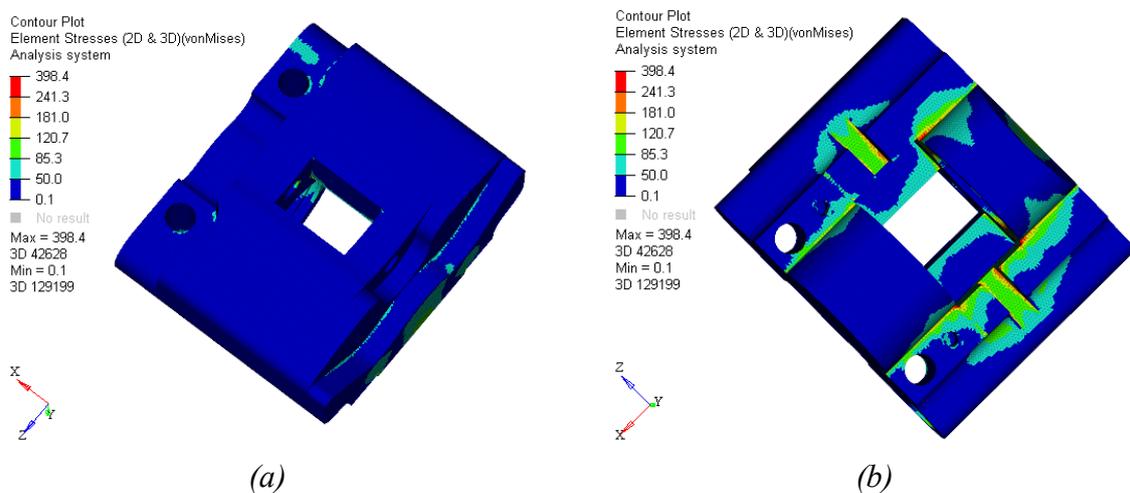


Figura 3.10 Stress di von Mises della pinza in condizione *Envelope*, 200 bar; a) vista superiore; b) vista inferiore

Come mostrato in Figura 3.10, il corpo pinza freno risulta molto più sollecitato nella zona inferiore, sia intorno alle sedi dei pistoncini sia nella zona in cui è presente l'intaglio che permette il passaggio del disco freno, con valori di tensione che provocano un $CS < 2$.

Gli elementi che presentano tensioni superiori a *120,7 MPa* sono evidenziati meglio in Figura 3.11, nella quale si può notare come essi siano concentrati nelle zone in cui la geometria forma degli spigoli.

3.1 - Pinza freno

Questa prima analisi evidenzia come delle transizioni geometriche più dolci potrebbero diminuire il valore di stress; inoltre, mette anche in evidenza come sia possibile alleggerire il componente nella parte superiore dove il livello di sollecitazioni è molto basso e quindi il materiale risulta poco sfruttato.

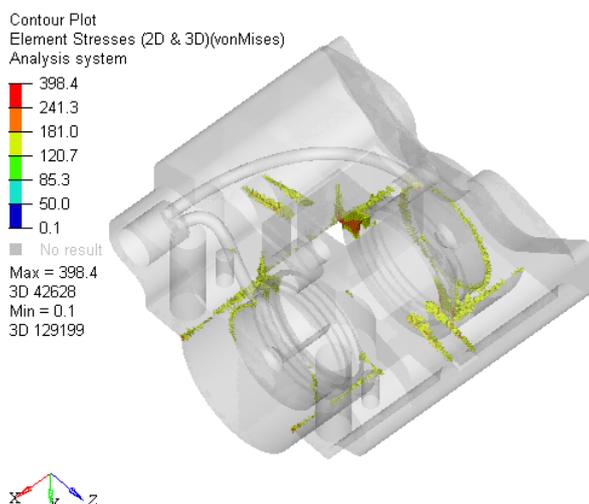


Figura 3.11 Stress di von Mises della pinza in condizioni Envelope, $CS < 2$, 200 bar

Andando a studiare quali sono le condizioni di carico che producono le maggiori tensioni sul corpo della pinza (Figura 3.12) non è possibile notare una condizione significativamente più critica delle altre. È stata quindi scelta la condizione di carico *Insieme avanti* come configurazione rappresentativa per effettuare i confronti; infatti, questa è l'unica che nella marcia avanti del motociclo va a scaricare i carichi su tutte le superfici con cui interagiscono le pastiglie.

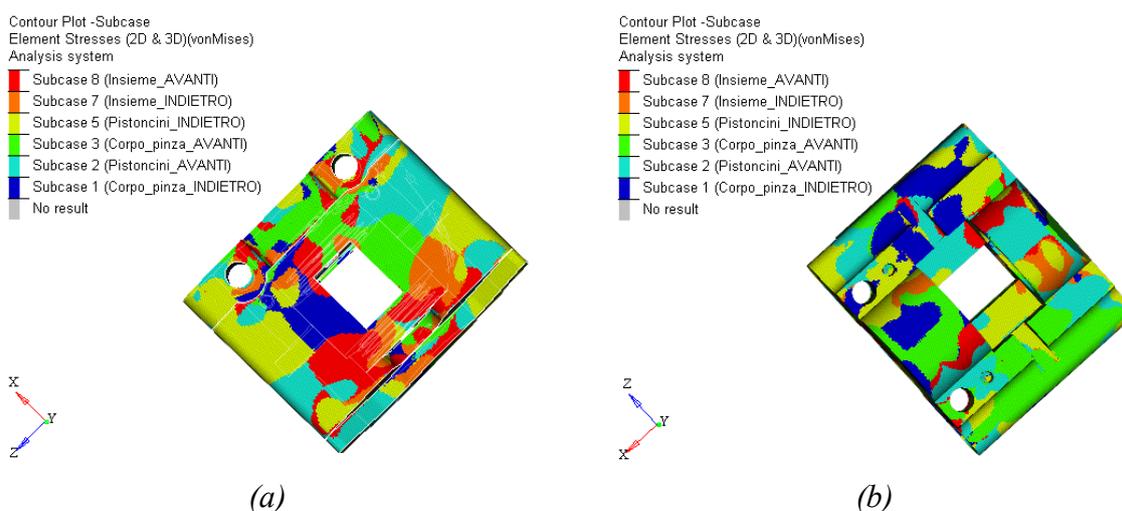


Figura 3.12 Condizioni di carico che producono il massimo stress di von Mises sulla pinza, 200 bar; a) vista superiore; b) vista inferiore

Analizzando le tensioni presenti nei pistoncini si evidenzia come il livello di sollecitazione sia molto elevato (Figura 3.13), andando a superare la tensione di $120,7 \text{ MPa}$ ($CS < 2$) in una zona abbastanza estesa e superando il valore di snervamento in corrispondenza degli spigoli.

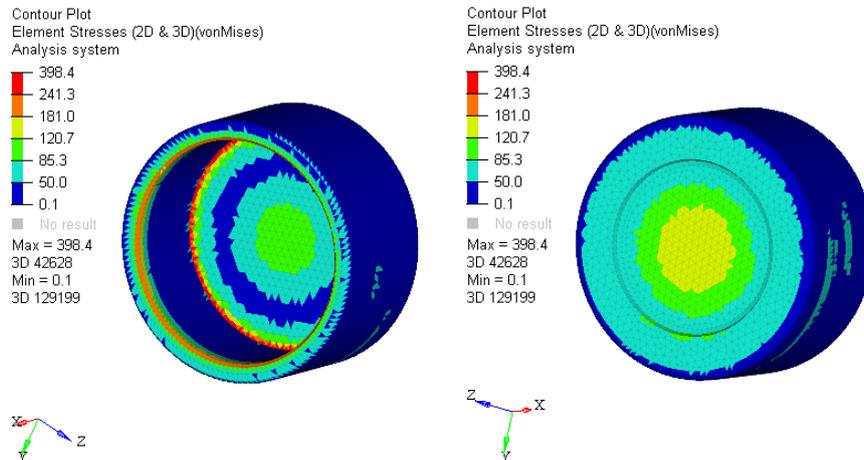


Figura 3.13 Stress di von Mises dei pistoncini in condizione Envelope, 200 bar

Questo suggerisce che il materiale analizzato e la geometria creata non sono adatti a sopportare il carico scaricato sui pistoncini dalla condizione di progetto scelta.

Il perno, invece, a differenza degli altri componenti, risulta poco sollecitato, non superando tensioni dell'ordine degli 80 MPa , rendendolo un componente poco critico.

Per quanto riguarda gli spostamenti massimi a cui è soggetto il sistema, non si evidenziano differenze significative tra le varie condizioni di carico. In tutte infatti la deformazione principale è dovuta all'allargamento della pinza a causa della pressione interna. Prendendo come riferimento il caso di carico *Insieme avanti* si può notare come lo spostamento massimo in modulo sia di circa $0,2 \text{ mm}$.

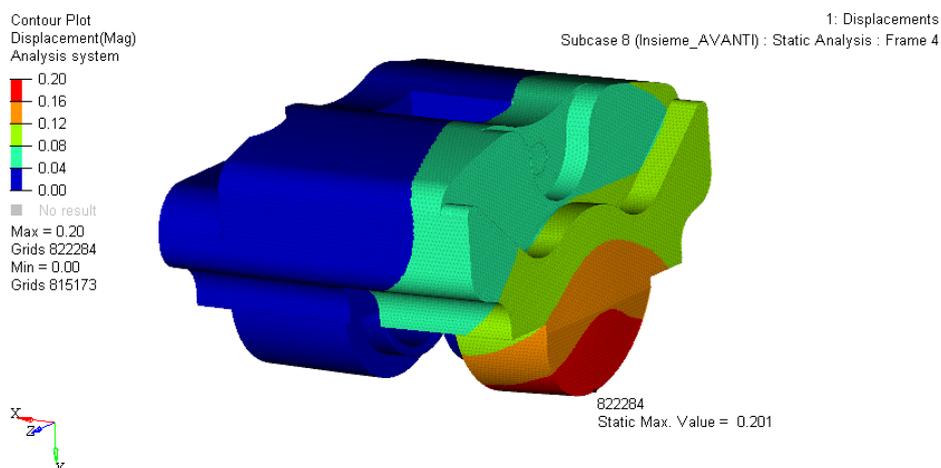


Figura 3.14 Massimo spostamento pinza freno, in condizione Insieme avanti, 200 bar

3.1 - Pinza freno

Analizzando ora i risultati ottenuti con una pressione interna di 100 bar, si può notare come la distribuzione delle tensioni all'interno del sistema sia meno critica della condizione precedentemente analizzata (Figura 3.15). Permane la differenza di sollecitazione fra la parte superiore e quella inferiore del modello; tuttavia, le zone con $CS < 2$ risultano localizzate solo nei punti in cui la geometria provoca delle concentrazioni di tensioni.

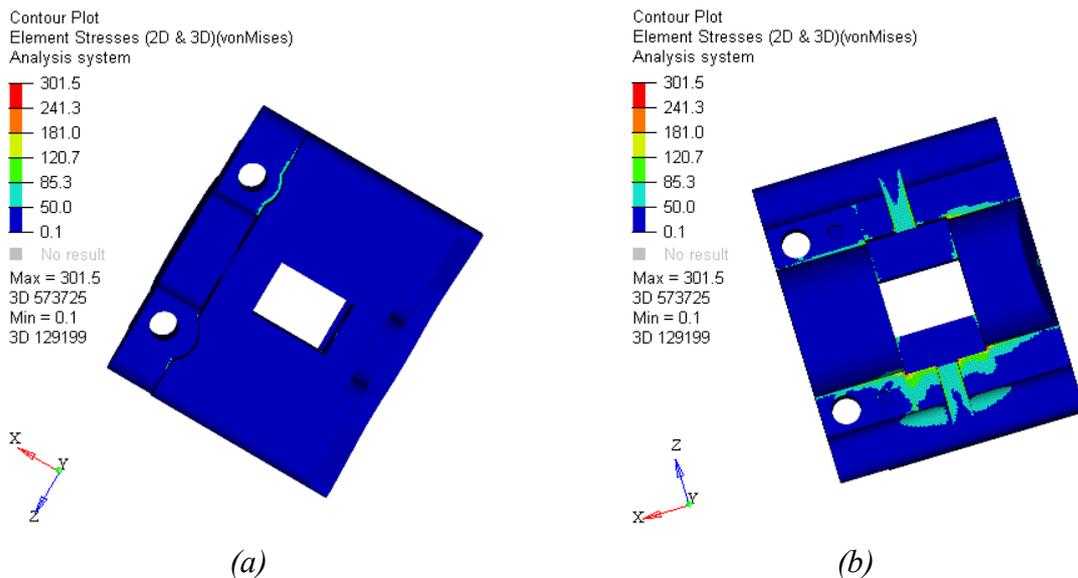


Figura 3.15 Stress di von Mises della pinza in condizione Envelope, 100 bar; a) vista superiore; b) vista inferiore

Le zone con stress superiori a 120,7 MPa sono evidenziate meglio in Figura 3.16, si può notare come, a differenza del caso precedente, negli intagli creati per permettere il passaggio del disco, il coefficiente di sicurezza ora risulti sempre superiore a 2.

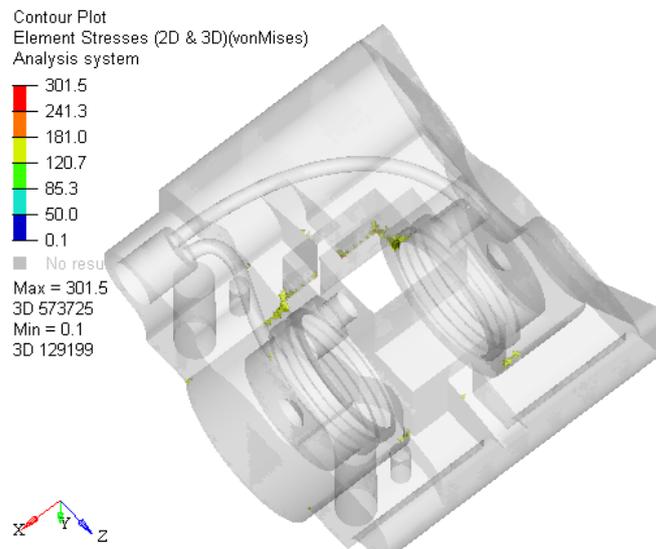


Figura 3.16 Stress di von Mises della pinza in condizioni Envelope, $CS < 2$, 100 bar

Come per il corpo della pinza, anche per quanto riguarda i pistoncini la condizione di funzionamento risulta meno severa (Figura 3.17).

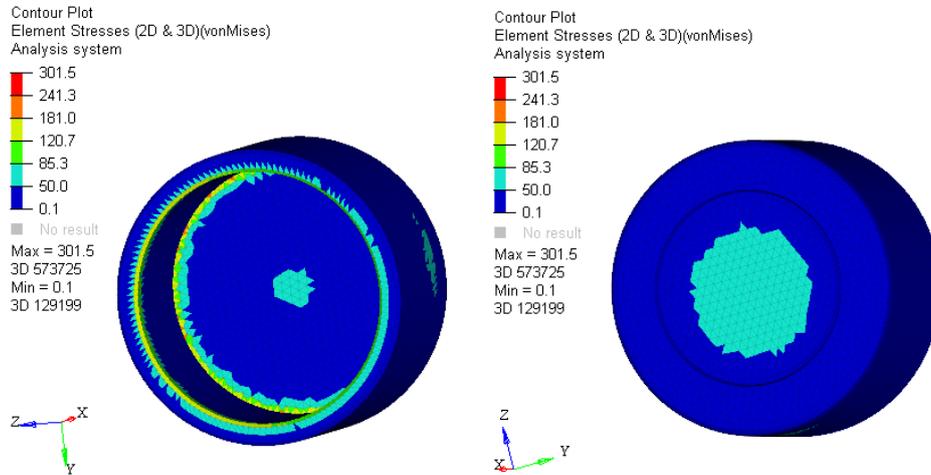


Figura 3.17 Stress di von Mises dei pistoncini in condizione Envelope, 100 bar

L'area presente in precedenza con $CS < 2$ sul retro del pistoncino ora risulta avere tensioni inferiori a 80 MPa , permangono solamente delle zone localizzate con tensioni superiori a $120,7 \text{ MPa}$; tuttavia sia per quanto riguarda i pistoncini sia per quanto riguarda il corpo della pinza la presenza di raggi di raccordo potrebbe portare, nel caso di pressione dell'olio di 100 bar , alla scomparsa delle zone con coefficiente di sicurezza inferiore a 2.

Studiando ora gli spostamenti massimi a cui è soggetto il sistema, nella condizione di carico di riferimento *Insieme avanti*, si può notare come il dimezzamento della pressione interna porti a uno spostamento massimo, in modulo, di circa $0,1 \text{ mm}$. Questo evidenzia un forte legame tra la pressione dell'olio e la deformazione della pinza, più marcato rispetto alla relazione che gli spostamenti hanno con la forza tangenziale che viene scaricata sul sistema (Figura 3.18).

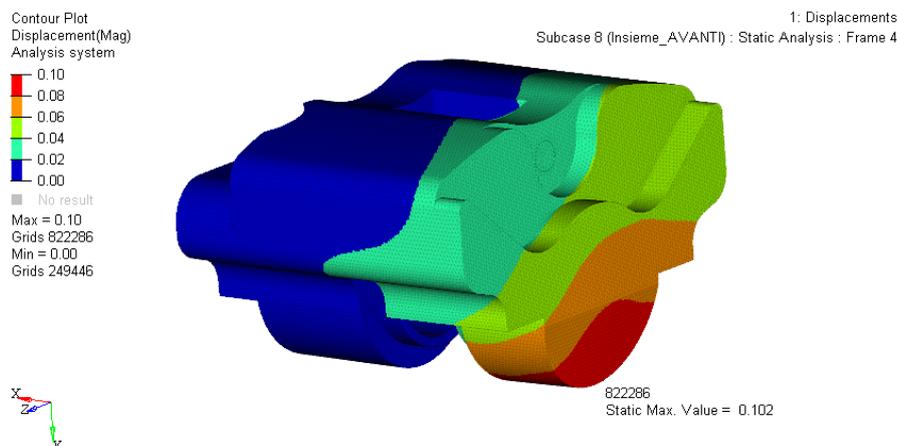


Figura 3.18 Massimo spostamento pinza freno, in condizione Insieme avanti, 100 bar

3.1.3 Defeature della geometria

Il passo seguente all'analisi del componente di partenza, al fine di procedere con la riprogettazione mediante ottimizzazione topologica, risulta essere la creazione della geometria *defeaturizzata* e il successivo modello diviso in zone di *Design Space* e *Non Design Space* (Figura 1.11).

Il risultato finale del processo di *defeaturing* risulta essere una geometria dalla quale sono state rimosse le lavorazioni precedenti e che, per lasciare massima libertà all'ottimizzatore, occupa il volume massimo a sua disposizione, senza andare a inficiare il funzionamento di altri componenti del motociclo.

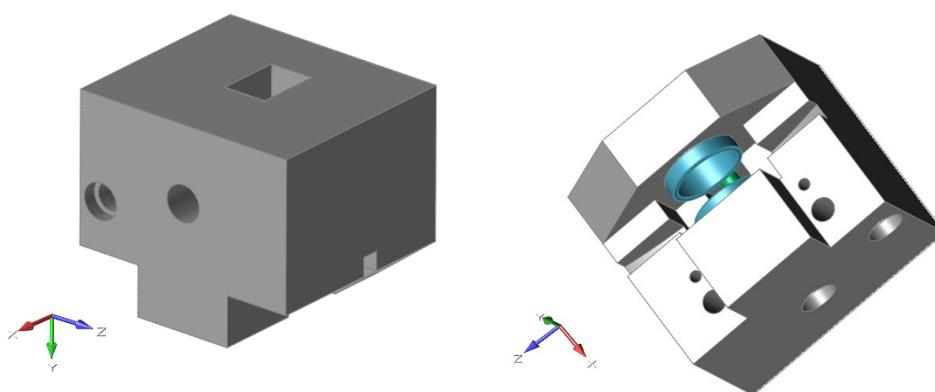


Figura 3.19 Geometria defeature della pinza freno

Il risultato ottenuto, mostrato in Figura 3.19, è essenzialmente un cubo di materiale che permette ancora il corretto funzionamento del freno, i cui ingombri esterni sono tali da non provocare problemi di interferenza con altre parti della moto, come ad esempio la raggiatura della ruota posteriore.

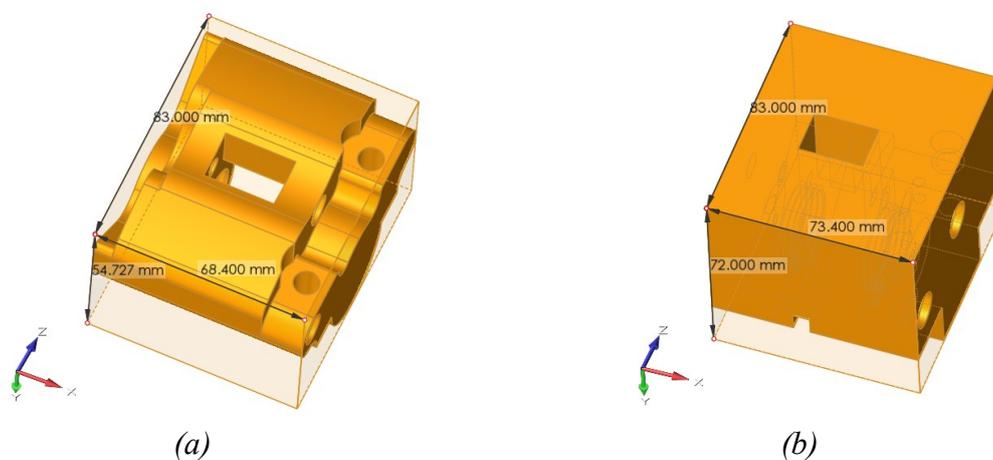


Figura 3.20 Dimensioni globali: a) Pinza iniziale; b) Pinza defeature

Le dimensioni globali della pinza sono aumentate (Figura 3.20) sia in direzione Y , aumentando il materiale sulla parte superiore, sia in direzione X , estrudendo maggiormente la faccia rivolta verso l'esterno del motociclo. Si è posta particolare attenzione all'ingombro della pinza nella direzione della ruota, al fine di evitare interferenze con i raggi ruota. Si è pertanto deciso di non andare a aumentare le dimensioni, nel modello *defeaturizzato* in quella direzione mantenendo la medesima distanza fra il piano medio del disco e la faccia esterna della pinza (Figura 3.21).

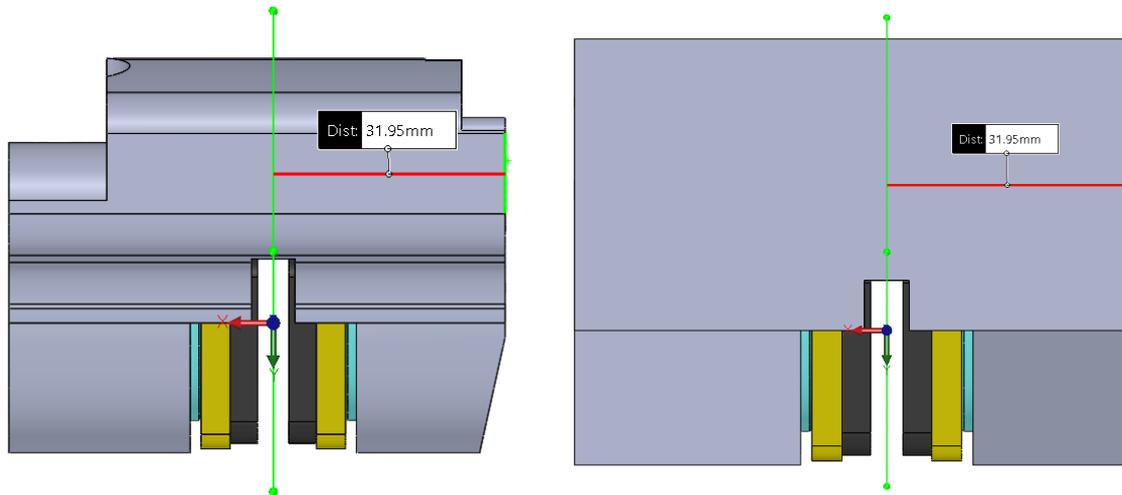


Figura 3.21 Dimensione critica per il funzionamento del motociclo

Dopo la fase di *defeaturing*, la geometria è stata suddivisa nelle zone di *Design Space*, in cui l'ottimizzatore è libero di variare la densità degli elementi, e in quelle di *Non Design Space* che non saranno soggette a questo processo.

Le seconde sono state individuate come tutte quelle aree in cui il modello va a interagire con l'esterno, mediante vincoli e carichi, ma anche le zone di interfaccia fra i vari componenti del modello. Tramite operazioni Booleane sui solidi si sono creati così dei nuovi corpi, di spessore costante pari a $1,5\text{ mm}$, andando in tal modo a identificare le aree di *Non Design*. Il volume restante della geometria *defeaturizzata* risulterà di conseguenza l'area di *Design* (Figura 3.22).

Lo spessore scelto per le zone di *Non Design* è tale da rendere contenuto il costo computazionale del modello, specialmente durante la fase di ottimizzazione, poiché essendo una procedura iterativa uno spessore molto piccolo provocherebbe la creazione di molti elementi solidi e i tempi di calcolo crescerebbero in modo esponenziale.

3.1 - Pinza freno

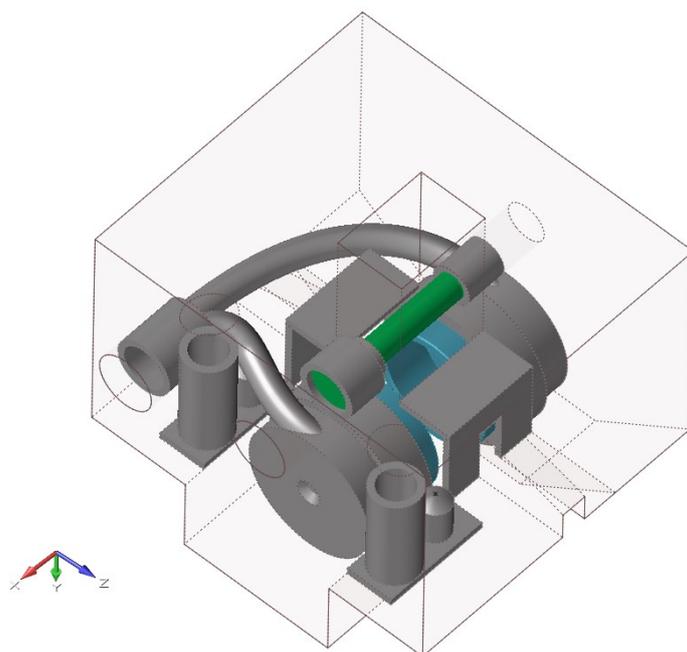


Figura 3.22 Aree di Non Design in grigio, area di Design in trasparenza

Si mostra infine, in Figura 3.23, una porzione dell'assieme del retrotreno della moto per evidenziare come il processo di definizione delle geometrie *defeature* debba tenere conto del sistema in cui il componente analizzato è inserito. Nel caso specifico di questo progetto è stato necessario considerare la presenza della staffa freno e del forcellone, anch'essi soggetti a riprogettazione, dunque è stato necessario raggiungere un compromesso per quanto riguarda gli ingombri di ogni componente, valutando accuratamente l'interazione reciproca in tutte le configurazioni possibili.

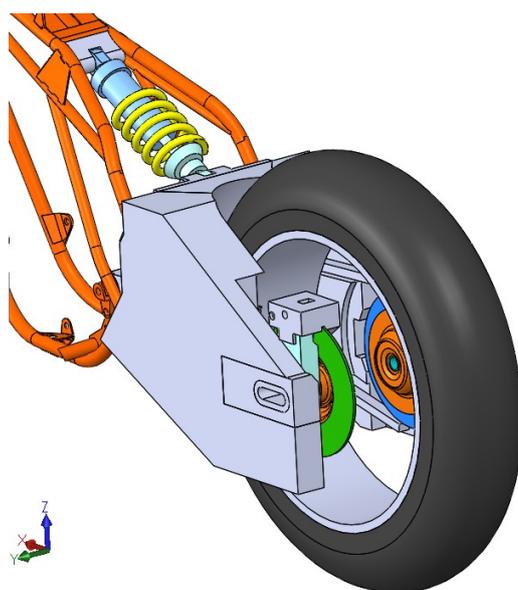


Figura 3.23 Retrotreno del motociclo con componenti in geometria defeature

3.1.4 Modello per l'ottimizzazione topologica

Il modello adottato per eseguire le ottimizzazioni (Figura 3.24) presenta gli stessi vincoli e gli stessi carichi di quello utilizzato per l'analisi preliminare, presentati nel paragrafo 3.1.1. Anche le superfici su cui essi vanno ad agire non sono mutate, e fanno ora parte della zona di *Non Design space*.

Le ottimizzazioni saranno eseguite, a causa dell'elevato tempo di calcolo richiesto, solamente nelle condizioni di carico *Insieme avanti* e *Insieme indietro*, la condizione scelta per il dimensionamento è quella con pressione interna pari a *200 bar*. Questa scelta è stata dettata dal fatto che non vi sono grandi differenze, sia per quanto riguarda le tensioni che gli spostamenti, nei risultati ottenuti dall'analisi preliminare per le varie condizioni proposte, a parità di direzione di avanzamento del motociclo. Una volta ottenuta una geometria ottimizzata che rispetti i requisiti richiesti, il modello sarà ottimizzato, a parità di parametri impostati, sottoponendolo a tutte le condizioni di carico presentate nel paragrafo 3.1.1.

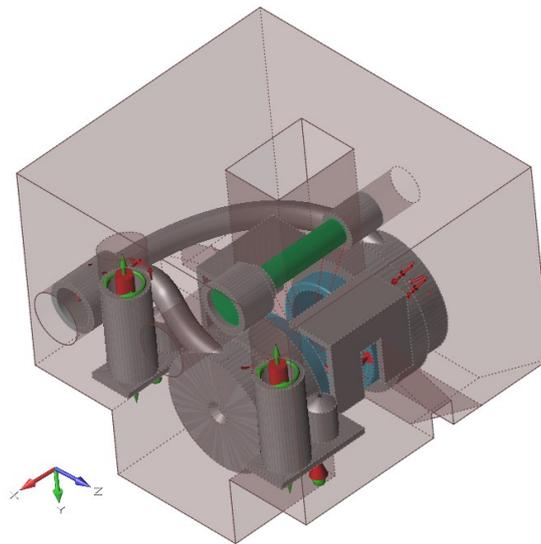


Figura 3.24 Modello per ottimizzazione con vincoli e carichi applicati

La presenza del *Design space* e del *Non Design space* porta ad avere due corpi separati nel modello, al posto del solo corpo pinza freno. Dunque, sono presenti sei gradi di libertà aggiuntivi a quelli totali del sistema. Questi ultimi sono stati bloccati tramite il contatto di tipo *Bonded* presente sulle superfici di interfaccia dei due corpi (Figura 3.25).

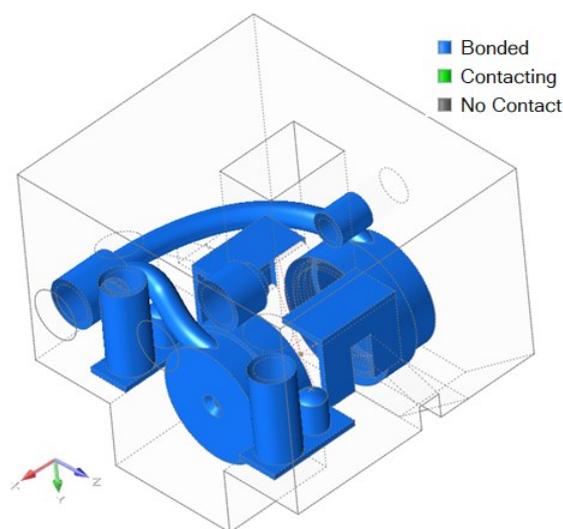


Figura 3.25 Contatti di tipo Bonded tra Design space e Non Design space

Inizialmente si sono considerati due differenti materiali:

- AlSi10Mg prodotto mediante SLM
- Ti6Al4V prodotto mediante SLM

Le proprietà meccaniche di questi materiali sono state fornite da BeamIT. Si sono considerate una lega Ti6Al4V sottoposta a ricottura e una lega AlSi10Mg nella condizione non trattata (Tabella 3.2):

<i>Material</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
<i>AlSi10Mg</i>	65	0,33	2,67·10 ³	247
<i>Ti6Al4V</i>	105	0,31	4,429·10 ³	1004

Tabella 3.2 Materiali per ottimizzazione pinza freno

Tuttavia, dopo le prime ottimizzazioni si è scelto di abbandonare l'AlSi10Mg poiché nelle condizioni di progetto scelte non permetteva di ottenere riduzioni di massa significative come quelle ottenute con la lega di Titanio. Questo è evidente anche confrontando le caratteristiche meccaniche dei due materiali: infatti la lega Ti6Al4V presenta una resistenza specifica superiore rispetto alla lega di Alluminio. Inoltre, poiché la tensione di snervamento dell'AlSi10Mg è molto simile a quella dell'Al6061 utilizzato nell'analisi preliminare, le criticità evidenziate precedentemente, relative alle tensioni presenti nel componente, tendevano a ripresentarsi.

I risultati delle ottimizzazioni presentati in seguito riguardano solamente il modello realizzato con la lega Ti6Al4V. Si è scelto di attribuire questo materiale anche ai pistoncini, per evitare che presentassero zone con un $CS < 2$ in condizioni di progetto.

Un'ulteriore scelta, abbandonata nel corso della messa a punto del modello descritto, è stata quella di inserire un *manufacturing constraint* di simmetria planare, posizionando il piano di simmetria come mostrato in Figura 3.26.

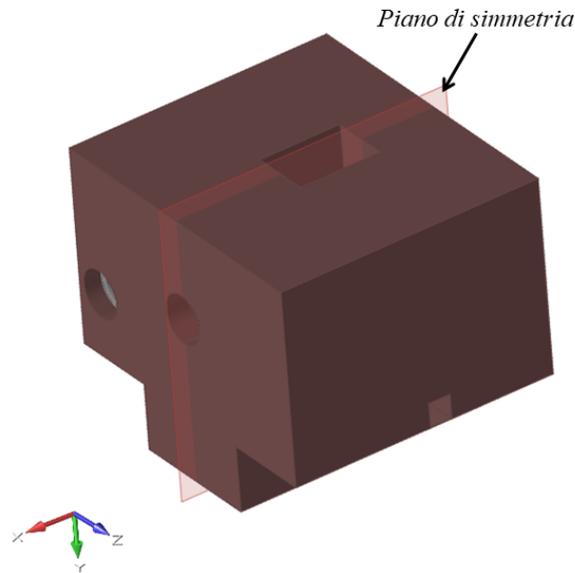


Figura 3.26 Manufacturing constraint di simmetria

Questo, nonostante riducesse il tempo di calcolo, poiché si eseguivano le ottimizzazioni con la sola condizione di carico *Insieme avanti*, e portasse a una più semplice rimodellazione della geometria, provocava un elevato sovradimensionamento della parte posteriore. Inoltre, la natura asimmetrica del *Non Design space* generava delle cavità di difficile realizzazione.

Si è scelto, quindi, di procedere con il modello descritto in precedenza che presenta la condizione di carico *Insieme indietro*, in tal modo si è riusciti a garantire comunque la resistenza del componente anche a carichi derivanti dal moto all'indietro.

Per ultimare il modello, sono state definite la taglia e la tipologia della mesh. Si è considerata una mesh tetraedrica del primo ordine, dunque formata da elementi a 4 nodi. Si è deciso di usare un elemento meno preciso di quello utilizzato nell'analisi, poiché, a causa della natura iterativa dell'ottimizzazione, una mesh del secondo ordine avrebbe generato un costo computazionale troppo elevato.

La taglia media, differentemente da quanto avvenuto nell'analisi preliminare, è stata differenziata in base ai corpi, andando a garantire la presenza di almeno tre elementi solidi sullo spessore minimo delle parti. Per effettuare questa operazione si è usato il *Mesh Control* di *Inspire* (Figura 3.27), andando a definire per il perno una taglia di 1 mm , per il *Non Design* e i pistoncini una taglia di $0,5\text{ mm}$ e infine per il *Design space* una taglia di $1,1\text{ mm}$.

3.1 - Pinza freno

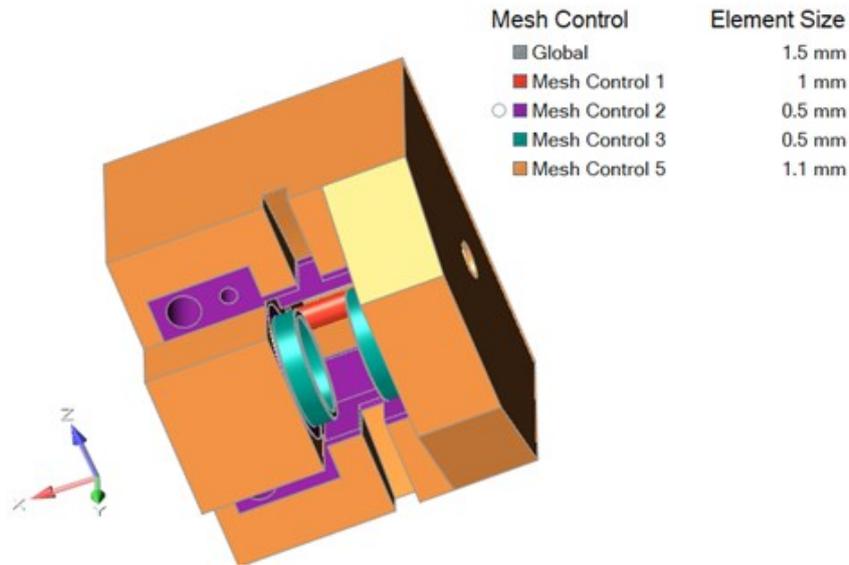


Figura 3.27 Mesh Control modello per l'ottimizzazione

Infine, è stata definita, come vincolo di ottimizzazione, la dimensione minima che l'ottimizzatore deve garantire sul *Design space* ottimizzato. Si è imposta pari a 3,3 mm per rispettare la condizione che prevede che ci siano almeno tre elementi solidi all'interno dello spessore minimo del componente, in modo tale da cogliere le variabilità di tensione all'interno della parete.

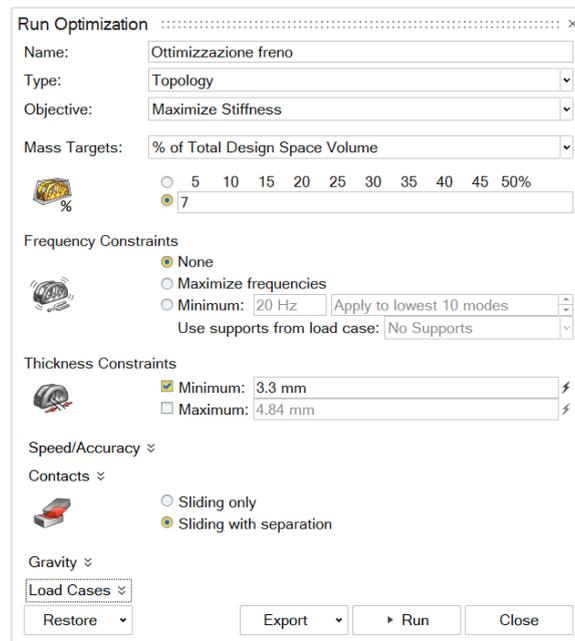


Figura 3.28 Pannello di lancio ottimizzazioni di SolidThinking Inspire

Sono stati infine creati i *solver deck* (*fem*) mediante il comando export di *Inspire* (Figura 3.28). Si è scelto di procedere con ottimizzazioni successive il cui obiettivo era massimizzare la rigidità a fronte di un vincolo sul volume residuo. Questo perché attraverso tale metodologia di ottimizzazione topologica si ottengono strutture che presentano spostamenti minori. Inoltre, su modelli complessi, il tempo di calcolo risulta inferiore e i risultati che si ottengono sono migliori.

Come tipologia di risoluzione dei contatti si è adottata la modalità “*sliding with separation*” al fine di ottenere risultati più accurati.

3.1.5 Risultati dell’ottimizzazione topologica

Le ottimizzazioni topologiche sono state eseguite mediante il solutore *OptiStruct* di Altair, utilizzando un server di calcolo, e i risultati sono stati analizzati mediante *HyperView*.

Per valutare quale fosse la topologia migliore, in base all’analisi preliminare e alle previsioni di funzionamento, sono stati considerati 2 vincoli di progetto da rispettare:

- 1) Deve essere garantita la condizione di $CS \geq 2$, permettendo quindi la progettazione in sicurezza di un componente critico come la pinza freno. Il coefficiente di sicurezza, unito a una stima dei carichi cautelativa, dovrebbe garantire anche una buona resistenza a fatica del componente, argomento che tuttavia esula da questa tesi.
- 2) Un ulteriore vincolo progettuale risulta essere il massimo spostamento permesso al sistema. Tuttavia, limitare il suo valore massimo a quello ricavato mediante l’analisi preliminare ($0,2 \text{ mm}$) potrebbe portare ad avere una riduzione di massa poco significativa oppure a non ottenere alcun beneficio. Per questa ragione, considerando che il corretto funzionamento del sistema avvenga anche a fronte di spostamenti superiori, si è deciso di imporre come valore massimo ammissibile quello di 1 mm . Questa ipotesi dovrà essere verificata successivamente su un prototipo del componente, in caso di mancata verifica sarà necessario ripetere il processo di ottimizzazione topologica andando ad aggiornare i vincoli progettuali.

Durante la messa a punto del modello per l’ottimizzazione, descritto nel paragrafo 3.1.4, sono state eseguite diverse ottimizzazioni al fine di identificare quale fosse la riduzione di volume da imporre per andare a sfruttare nel miglior modo il materiale e rispettare i vincoli sopra descritti. Il valore di volume residuo del *Design space* (*DS*) trovato è pari a circa l’8% di quello *defeaturizzato*. Sono state eseguite quindi tre ottimizzazioni nell’intorno di questo valore, con volumi residui del *DS* rispettivamente del 7%, 8% e 9%.

Un primo confronto sulle riduzioni di massa previste viene effettuato in Tabella 3.3. Questa prima analisi mostra come l’ipotesi della possibilità di alleggerimento della pinza freno sia

3.1 - Pinza freno

rispettata. La massa prevista risulta quindi essere compresa tra il 50% e il 60% della massa della pinza fornitaci da PZ5 Cobra, le cui dimensioni sono leggermente inferiori a quella da noi usata come modello di partenza.

	<i>Massa [g]</i>	<i>Δ%</i>
<i>Pinza PZ5</i>	320	-
<i>DS defeature + NDS</i>	1373	+ 329 %
<i>DS 9% + NDS</i>	188	- 41 %
<i>DS 8% + NDS</i>	175	- 45 %
<i>DS 7% + NDS</i>	162	- 49 %

Tabella 3.3 Riduzioni di massa previste

Andando ad analizzare la topologia dei modelli ottimizzati, filtrando la visualizzazione ai soli elementi che possiedono una densità relativa maggiore di 0,5, si nota come la struttura che viene a crearsi risulti simile al variare della riduzione imposta.

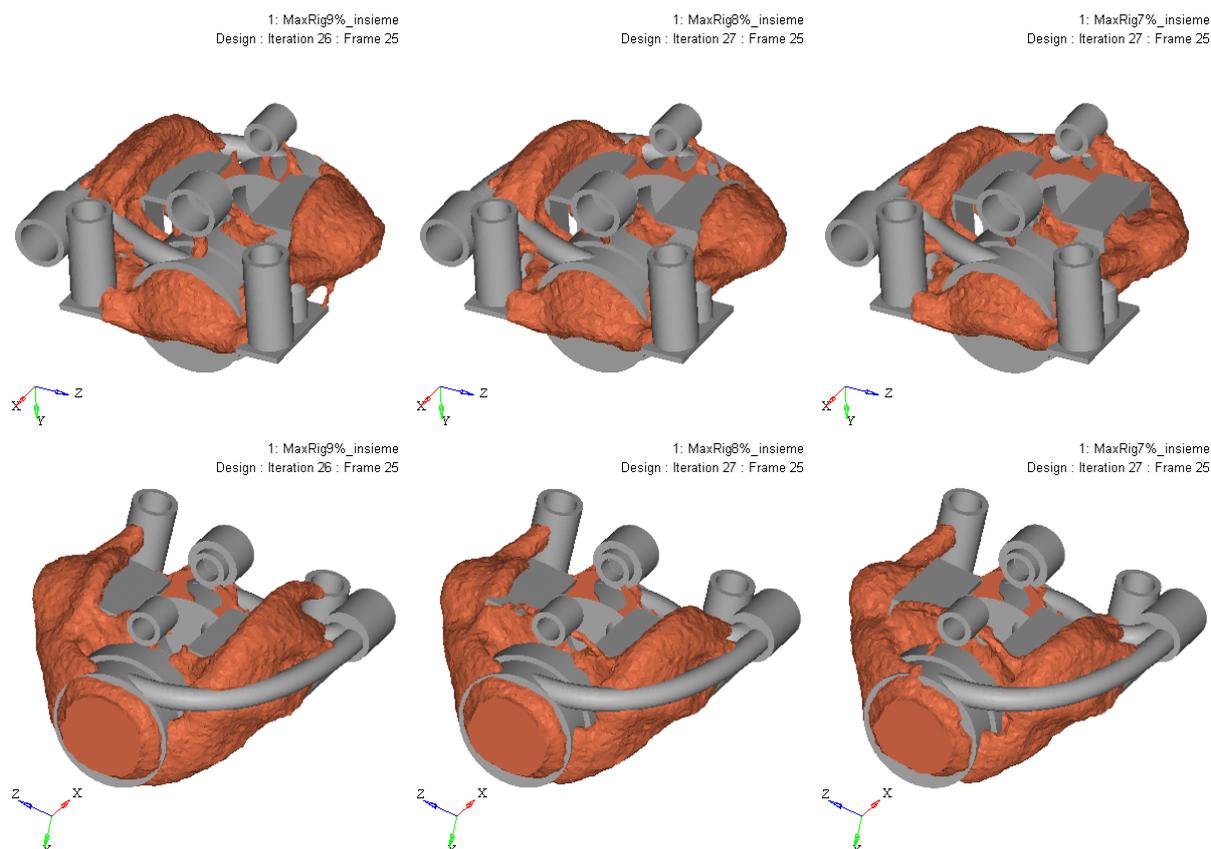


Figura 3.29 Topologia dei modelli ottimizzati della pinza freno, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,5$

Si può tuttavia notare come il modello ottimizzato con la riduzione di volume imposta al 9% presenti, dal lato dei condotti olio, un braccetto, non presente nelle altre configurazioni, che va ad unirsi al *Non Design space (NDS)* in corrispondenza della sede della vite di staffaggio.

La versione con vincolo di volume imposto al 7%, invece, presenta un braccetto disunito nella zona della pinza che si affaccia sulla ruota.

Analizzando ora le tensioni agenti nei modelli ottimizzati, che quindi presentano elementi con densità relative intermedie, è possibile ottenere una prima idea dello stato di sollecitazione presente nel componente. Tuttavia, poiché il modello finale ricostruito avrà solamente elementi con densità relativa unitaria, le tensioni ora riportate non rappresentano il reale stato tensionale del componente finale, ma forniscono comunque un'indicazione preliminare.

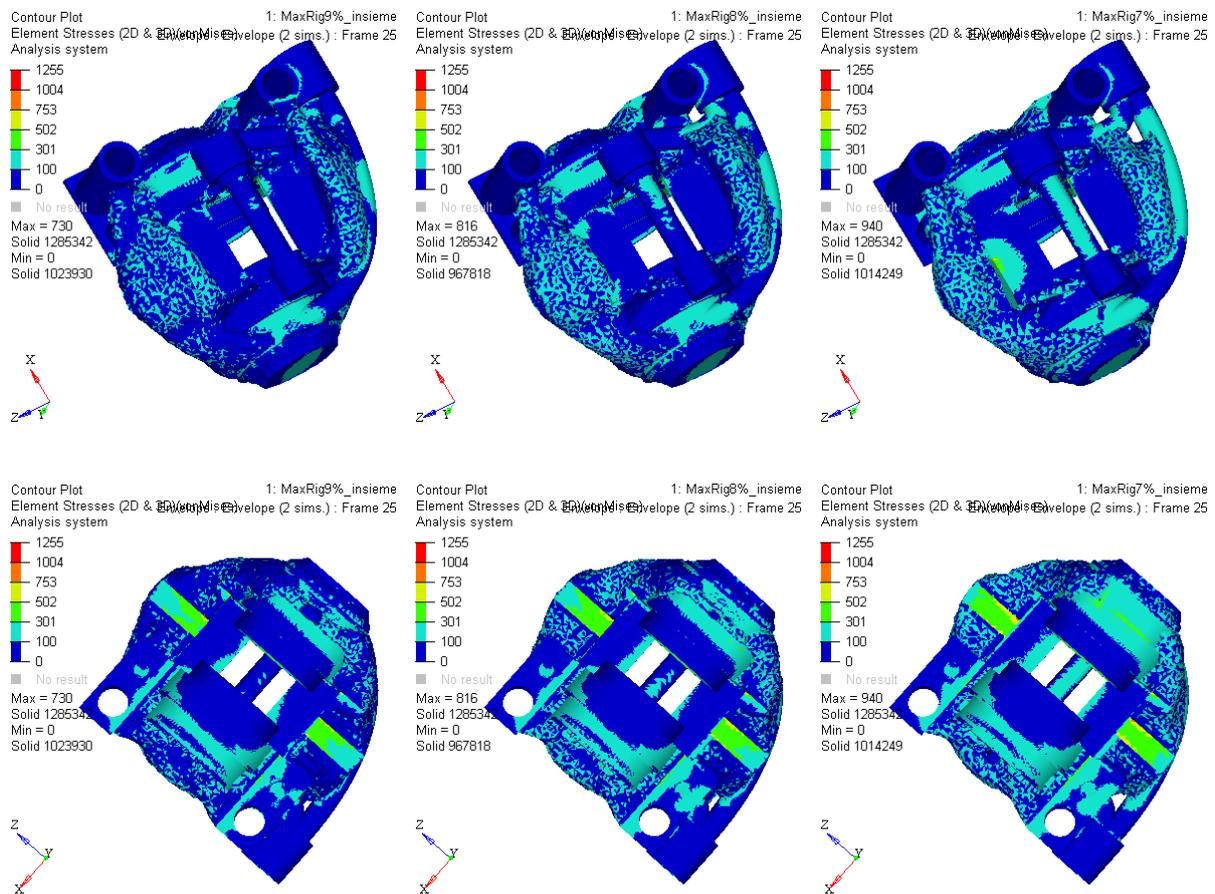


Figura 3.30 Stress di von Mises sugli ottimizzati della pinza in condizione Envelope

Rispetto ai risultati dell'analisi preliminare, lo sfruttamento del materiale risulta molto più omogeneo. Si nota un'intensificazione delle tensioni in corrispondenza dell'intaglio realizzato per il passaggio del disco freno. Nelle topologie derivanti da una riduzione di volume pari all'8% e al 9% è possibile individuare delle zone localizzate in cui il $CS < 2$ (tensioni superiori

3.1 - Pinza freno

a 502 MPa): tuttavia si trovano in corrispondenza di spigoli vivi, quindi la presenza di un raccordo potrebbe migliorare molto lo stato tensionale di questi punti.

Analizzando le tensioni presenti all'interno dei pistoncini, componenti critici come precedentemente descritto, si evidenzia come la loro realizzazione in Ti6Al4V comporti notevoli benefici. Infatti, come mostra lo stato tensionale, di quelli presenti all'interno della pinza con volume residuo del 7% (Figura 3.31), non è più presente alcuna zona in cui il coefficiente di sicurezza sia inferiore a 2.

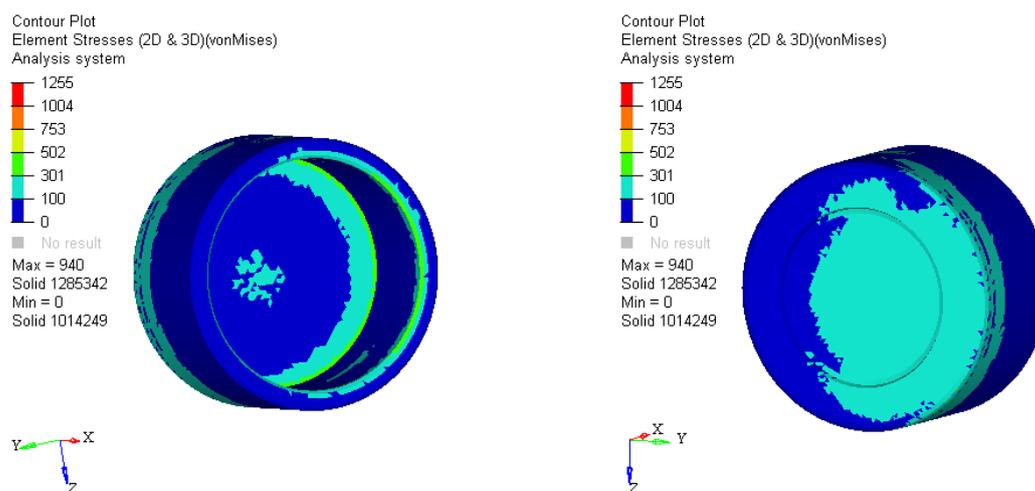


Figura 3.31 Stress di von Mises dei pistoncini in Ti6Al4V, in condizione Envelope

Si sono infine analizzati gli spostamenti, anch'essi in questa prima fase risultano essere un'approssimazione di quelli reali, a causa delle densità intermedie presenti nel risultato dell'ottimizzazione (Figura 3.32).

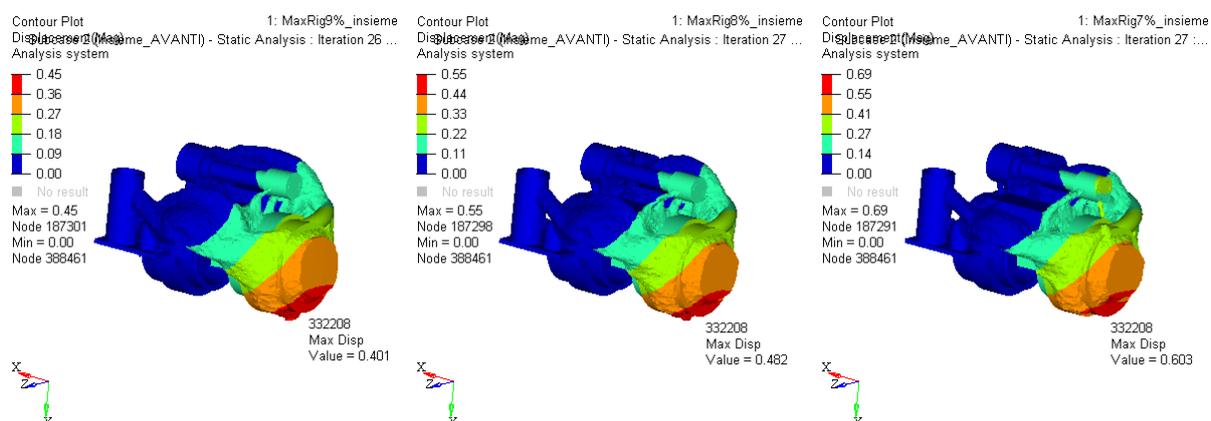


Figura 3.32 Massimo spostamento pinza freno, in condizione Insieme avanti

Come è possibile notare dall'immagine andando a diminuire la quantità di materiale presente gli spostamenti massimi aumentano. Lo spostamento massimo si ottiene per la configurazione

più leggera, DS al 7% con una freccia di circa 0,6 mm. Questo valore rispetta i vincoli di progetto prefissati, inoltre, andando a simulare la stessa geometria con elementi di densità relativa unitaria il valore massimo diminuirà.

A fronte dei risultati proposti, si è scelto di procedere nel processo di ottimizzazione con il modello che presenta un volume residuo sul *Design space* del 7%. Questo infatti, oltre a rispettare pienamente il vincolo di spostamento massimo, presenta anche il miglior sfruttamento del materiale. La presenza di alcuni elementi con coefficiente di sicurezza inferiore a 2 è accettabile poiché la tensione ad essi associata dovrebbe diminuire nel successivo modello con elementi a densità unitaria.

Come anticipato nel paragrafo 3.1.4, si è deciso di eseguire un'ottimizzazione con i parametri appena identificati anche con il modello che presenta tutte e sei le condizioni di carico.

Per quanto riguarda il design (Figura 3.33) risulta molto simile a quello precedente con l'unica variazione che il braccetto, lato ruota, ora tende a essere continuo. È presente un nuovo elemento di collegamento tra la zona di appoggio del *Non Design*, sul lato opposto ai condotti dell'olio, ed il *Design space*.

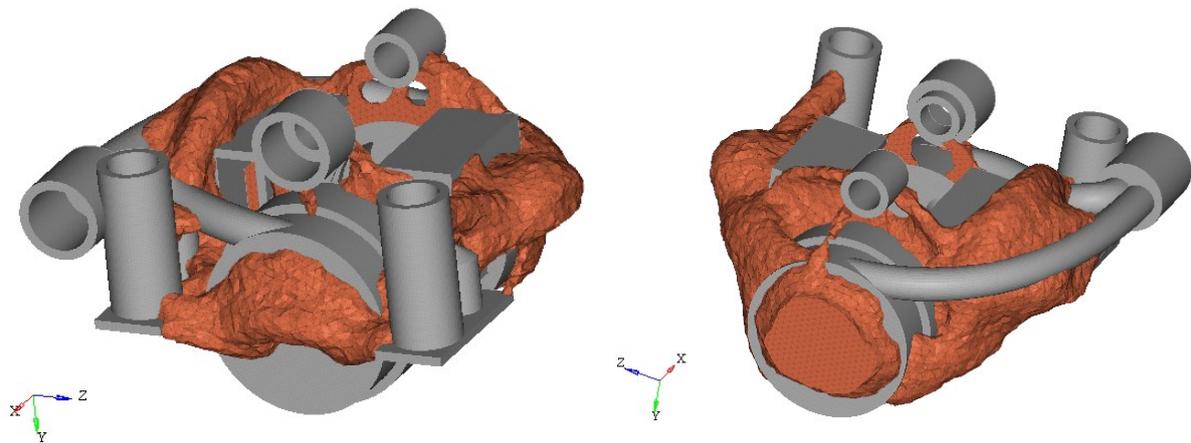


Figura 3.33 Topologia ottimizzato del modello con tutte le condizioni di carico, densità relativa $\geq 0,5$

Lo stato tensionale (Figura 3.34) non presenta differenze significative rispetto a quanto precedentemente esposto.

Solamente le zone che in precedenza prestavano un $CS < 2$ risultano leggermente ingrandite, questo tuttavia sempre in ottica della successiva analisi del modello con densità unitaria non dovrebbe comportare un problema.

3.1 - Pinza freno

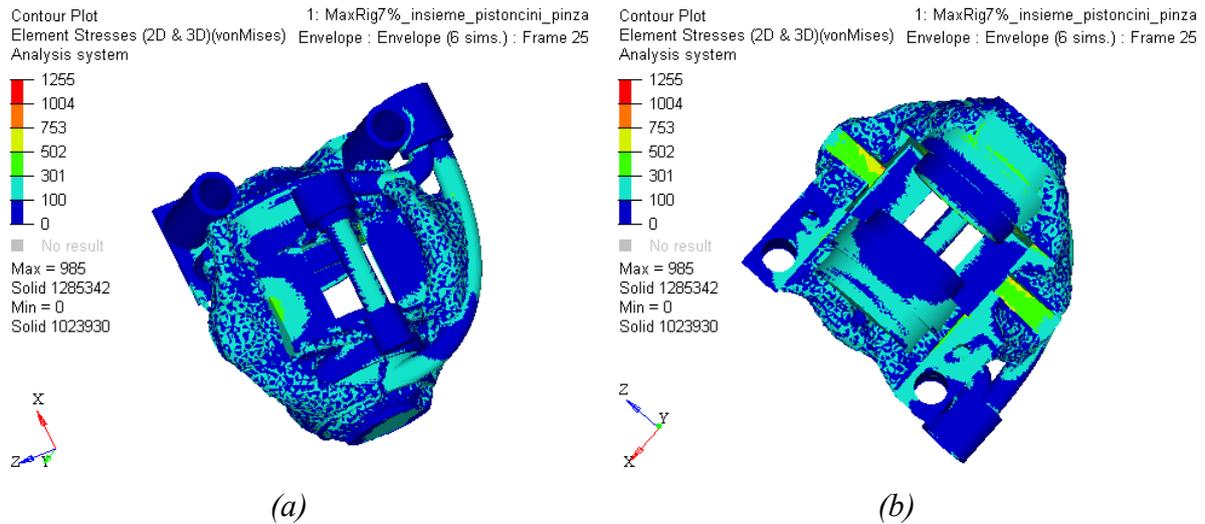


Figura 3.34 Stress di von Mises sul modello con tutte le condizioni di carico, in condizione Envelope; a) vista superiore; b) vista inferiore

In analogia con le precedenti analisi, sono stati valutati anche gli spostamenti massimi, nella condizione di riferimento *Insieme avanti* (Figura 3.35). Come per la topologia e per le tensioni, anche in questo caso i risultati sono confrontabili, risulta infatti esserci solamente un leggero incremento dello spostamento massimo.

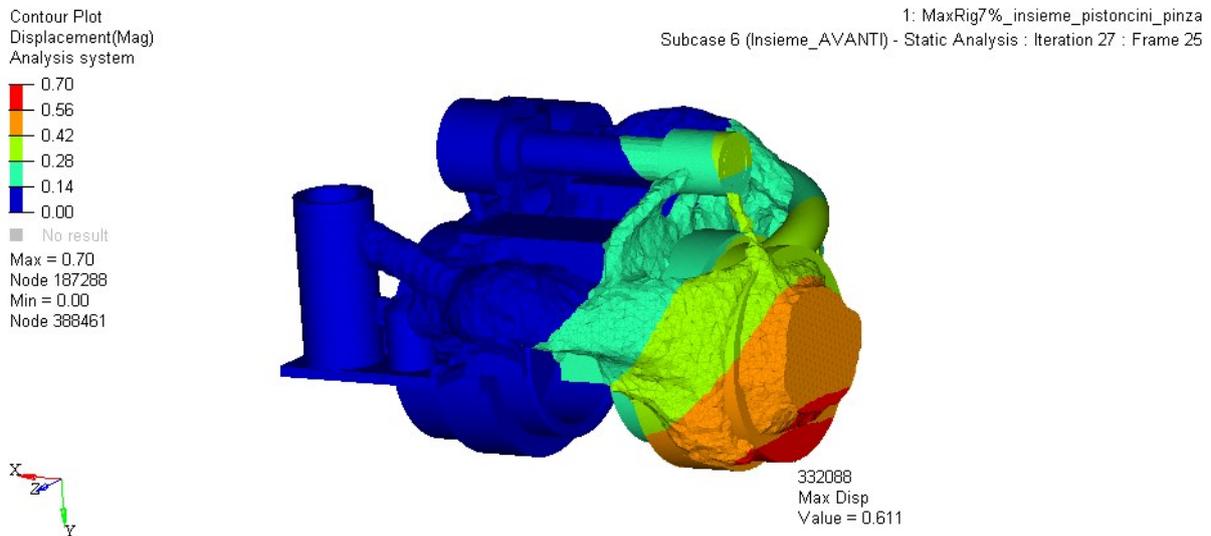


Figura 3.35 Massimo spostamento modello con tutte le condizioni di carico, in condizione *Insieme avanti*

Poiché quest'ultimo modello analizzato risulta leggermente più critico del precedente, verrà utilizzato per la successiva analisi di verifica sul modello a densità relativa unitaria.

3.1.6 *OSSmooth* dell'ottimizzato

Il modello a densità relativa unitaria è stato creato tramite il software *HyperMesh*, con il comando *OSSmooth*, trasformando tutti gli elementi presenti con densità superiore a una determinata soglia, definibile dall'utente, in elementi a densità relativa unitaria, ovvero quella del materiale assegnato. Il nuovo modello ottenuto presenterà gli stessi carichi, i medesimi vincoli e contatti analoghi a quello utilizzato durante l'ottimizzazione.

Si è scelto di mantenere tutti gli elementi che presentavano una densità relativa superiore a 0,5: questo valore infatti permette di ottenere un modello che presenta una geometria formata da braccetti continui, senza andare a inserire nel modello eccessivo materiale (Figura 3.36).

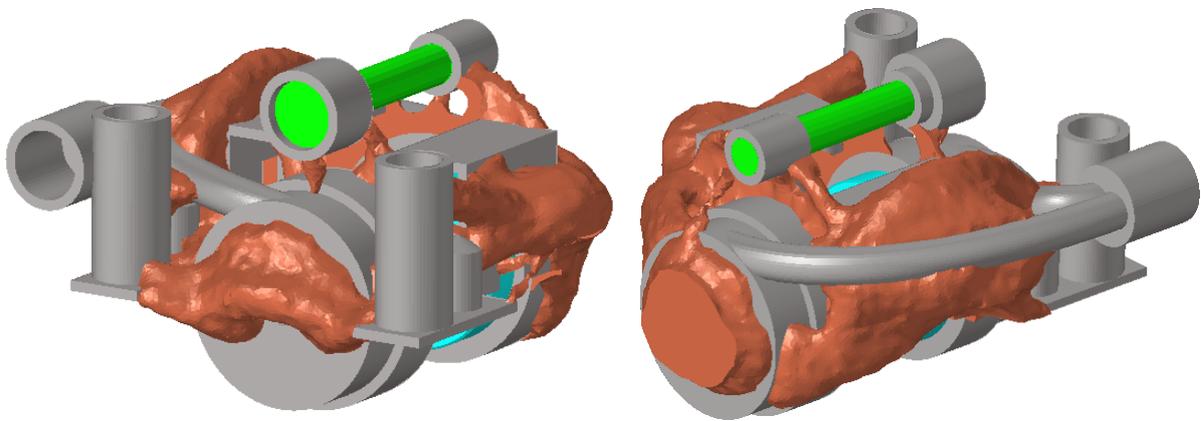


Figura 3.36 Modello a densità relativa unitaria pinza freno, densità di soglia 0,5

Dopo aver effettuato l'*OSSmooth* è possibile stimare la massa finale della pinza freno, in modo più attendibile rispetto a quella presentata in Tabella 3.3. Il modello così creato rappresenta una geometria già realizzabile tramite l'Additive Manufacturing. Tuttavia al fine di ottenere un modello esteticamente migliore ed evitare intagli nella geometria, dovuti all'approssimazione della triangolazione, è sempre preferibile effettuare una rimodellazione mediante CAD. La massa del modello a densità relativa unitaria è riportata in Tabella 3.4

	<i>Massa [g]</i>	$\Delta\%$
<i>Pinza PZ5</i>	320	-
<i>OSSmooth DS7% + NDS</i>	152	-53%

Tabella 3.4 Riduzione di massa dopo *OSSmooth*

Come si può notare, la massa ottenuta in questa fase risulta inferiore a quella precedentemente stimata, ciò indica che la massa degli elementi trascurati è superiore rispetto all'incremento ottenuto dalla trasformazione degli elementi a densità relativa, superiore a 0,5, in elementi a densità piena.

Infine, dopo essersi assicurati che il modello così ottenuto presentasse tutti i contatti e le condizioni di carico imposte in precedenza, si è svolta un'analisi a elementi finiti per verificarne

3.1 - Pinza freno

le performance. La mesh adottata per questa analisi è quella già utilizzata per l'ottimizzazione, decurtata degli elementi sotto la densità di soglia. Risulterà quindi del primo ordine con taglia media sul *Design space* di 1,1 mm.

I risultati ottenuti per le tensioni di von Mises all'interno del componente (Figura 3.37) mostrano come le zone in precedenza più critiche, ora presentino un $CS > 2$. Si può individuare, come nel caso dell'analisi preliminare, una differenza di sollecitazione fra la parte superiore e quella inferiore della pinza, tuttavia quest'ultima è molto meno marcata. Questo indica come l'ottimizzatore sia andato a rimuovere il materiale non necessario, mantenendolo solo nelle zone più sollecitate.

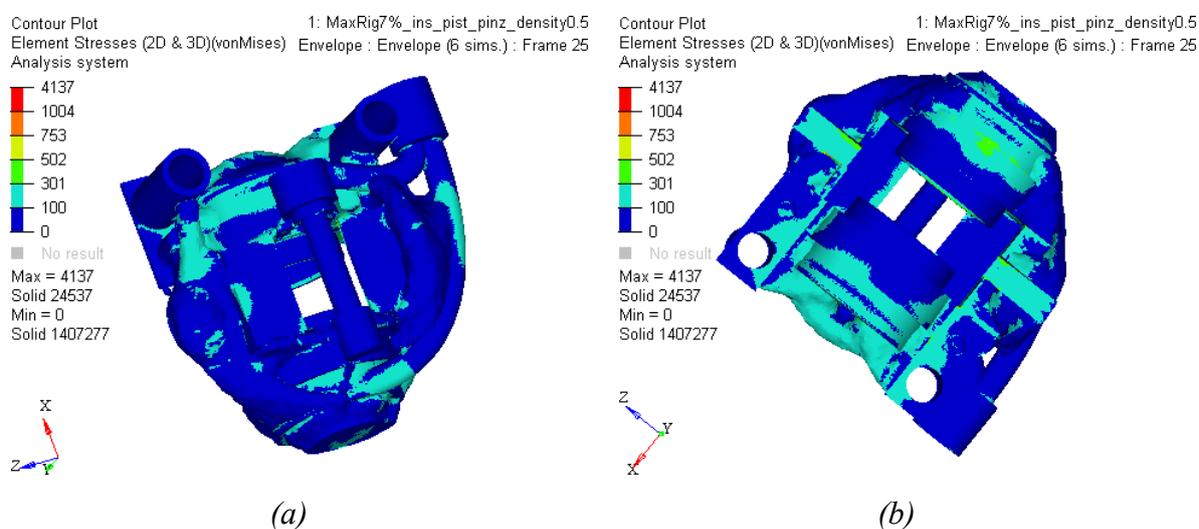


Figura 3.37 Stress di von Mises sul modello OSSmooth, in condizione Envelope; a) vista superiore; b) vista inferiore

Gli elementi che presentano uno stress superiore a 502 MPa sono localizzati solo in alcune zone concentrate nell'intorno della gola di alloggiamento della tenuta, all'interno del cilindro (Figura 3.38). Questi potrebbero essere causati da una cattiva discretizzazione del modello in quella zona, dovuta alla mesh del primo ordine e a una taglia media troppo elevata. Inoltre, poiché gli elementi critici risultano posizionati lungo la circonferenza solamente in alcuni punti, questo picco di tensione potrebbe essere legato ad un disturbo collegato al contatto di tipo *Contacting* presente in quella zona.

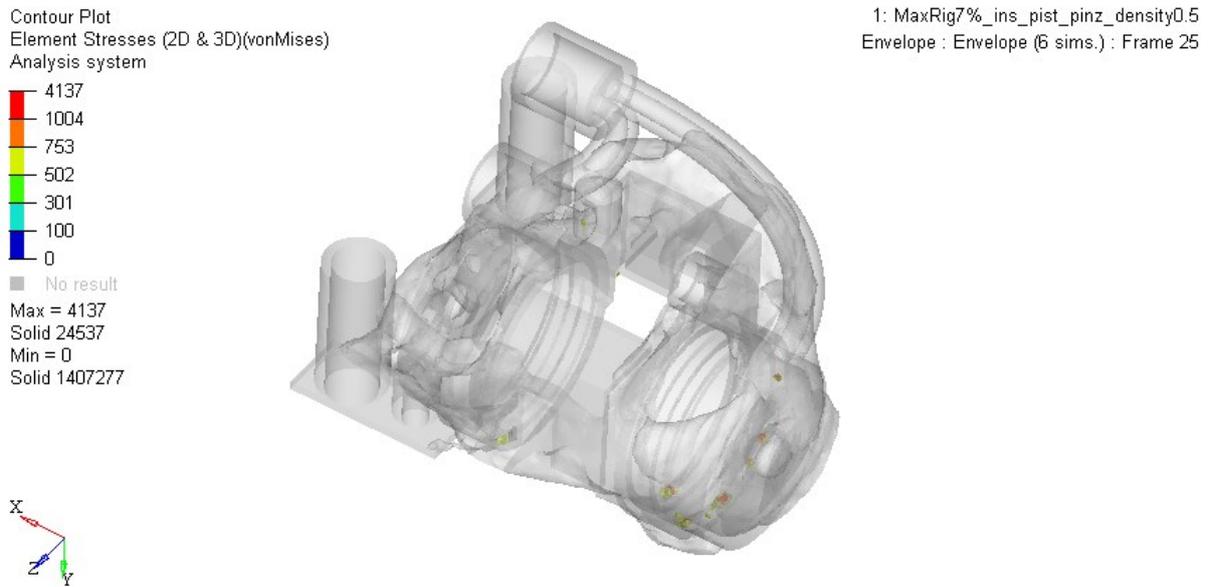


Figura 3.38 Stress di von Mises della pinza in condizioni Envelope, $CS < 2$, modello OSSmooth

Per quanto riguarda le tensioni si è ritenuto che questo modello soddisfi il vincolo progettuale che prevede la presenza di un coefficiente di sicurezza superiore a 2 sul modello.

Analizzando ora gli spostamenti massimi presenti, nella condizione di riferimento *Insieme avanti* (Figura 3.39), si può notare come il modello con elementi a densità unitaria sia più rigido rispetto a quello analizzato precedentemente, risultante dall'ottimizzazione topologica.

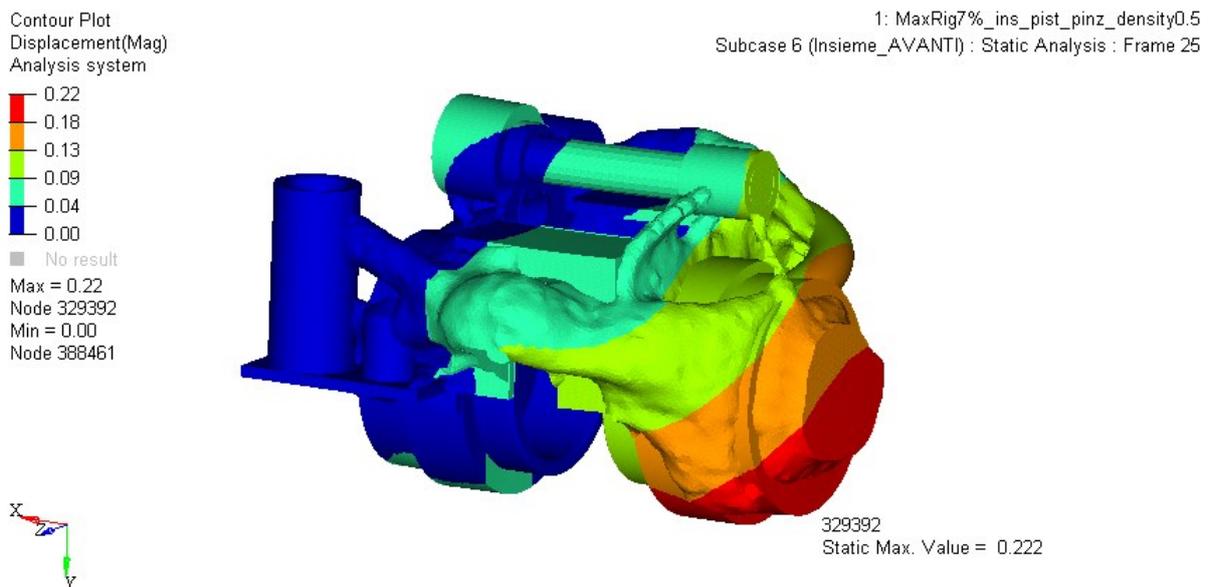


Figura 3.39 Massimo spostamento modello OSSmooth, in condizione Insieme avanti

La deformata risulta analoga ai modelli precedentemente analizzati, tuttavia lo spostamento massimo ora risulta essere pari a $0,22\text{ mm}$, valore simile a quello della pinza realizzata mediante tecniche tradizionali, analizzata nel paragrafo 3.1.2 (Figura 3.14).

Rispettando a pieno il vincolo progettuale imposto sullo spostamento e sulle tensioni massime, questo modello è stato scelto per continuare il processo di ottimizzazione rimodellando la geometria in Figura 3.36 mediante superfici NURBS.

3.1.7 Rimodellazione delle geometrie

La rimodellazione *Free Form* è avvenuta mediante l'utilizzo della funzione *PolyNURBS* presente nel CAD *Evolve*, software appartenente alla famiglia dei prodotti Altair.

Il primo passo consiste nell'esportare il modello a elementi finiti, presente in Figura 3.36, trasformandolo in una geometria *.stl*, mantenendo solamente le informazioni geometriche, ovvero la medesima triangolazione delle superfici.

Successivamente il file *.stl* e la geometria del *Non Design space* sono stati importati in *Evolve* mediante il quale sono state realizzate le superfici *NURBS*, in modo tale da avvolgere quelle mostrate dall'*.stl* utilizzato come immagine tridimensionale di guida (Figura 3.40).

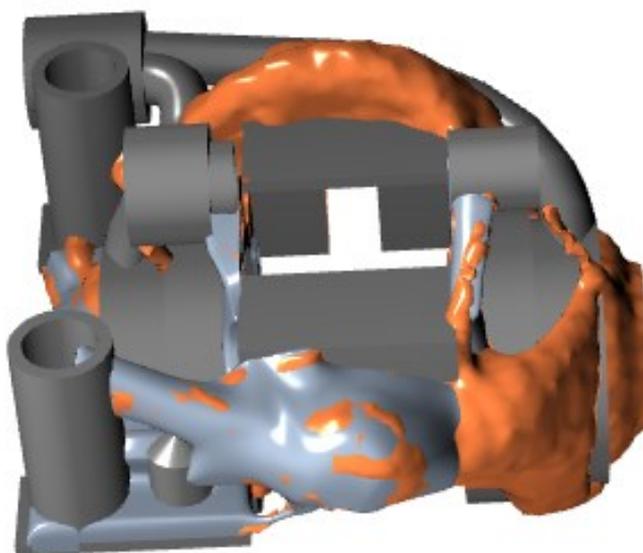


Figura 3.40 Rimodellazione pinza freno mediante PolyNURBS

Nell'immagine si possono vedere il *Non Design space* in grigio scuro, il *Design space* in arancione e la presenza di alcune *NURBS* in grigio chiaro. Inoltre, come si notare in alcune zone, durante la prima parte di modellazione alcune *PolyNURBS* sono realizzate in modo da compenetrare le geometrie presenti. Ciò permette, in un secondo tempo, tramite operazioni Booleane sui solidi, di ottenere un'ottima interfaccia tra le geometrie *Free Form*, appena create, e quelle tradizionali del *Non Design space*.

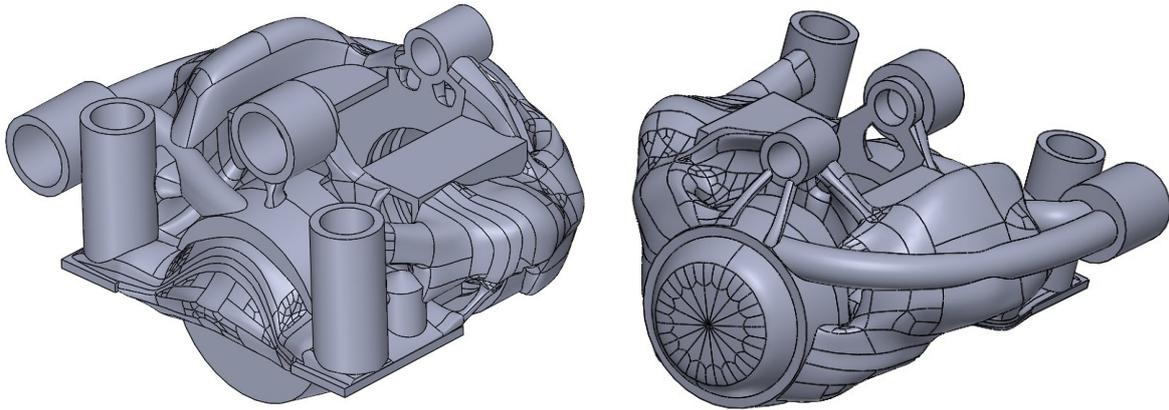


Figura 3.41 Geometria pinza freno dopo operazioni Booleane

Concluse le operazioni di rimodellazione e ottenuto un unico corpo (Figura 3.41) è stato necessario raccordare tutte le zone di unione tra *Design Space* e *Non Design space*. Come si può notare, durante la fase di modellazione si è cercato di seguire abbastanza fedelmente la geometria ottimizzata; sono state fatte tuttavia alcune interpretazioni geometriche, sia al fine di facilitare la messa in macchina e la produzione del componente, che per ottenere un prodotto esteticamente migliore.

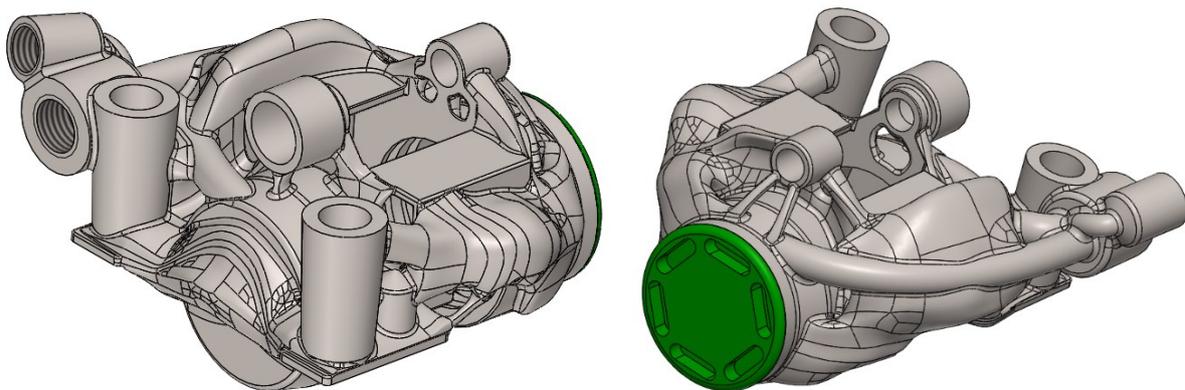


Figura 3.42 Geometria finale pinza freno

In Figura 3.42 è presentata la geometria finale ottenuta per la pinza freno: oltre a essere raccordata, presenta alcuni elementi necessari per il funzionamento, come la sede della vite di spurgo e il tappo posteriore che permette di effettuare tutte le lavorazioni meccaniche delle superfici interne.

Il tappo, collegato tramite accoppiamento filettato sul corpo della pinza, è realizzato per non modificare la geometria interna del cilindro e permettere alla macchina utensile di portare in tolleranza le superfici interne e realizzare le gole per le tenute (Figura 3.43).

La sede per la vite di spurgo presenta, nella sua parte posteriore, un canale con diametro interno di $2,6\text{ mm}$, comunicante con la zona dove i due condotti olio principali si uniscono.

3.1 - Pinza freno

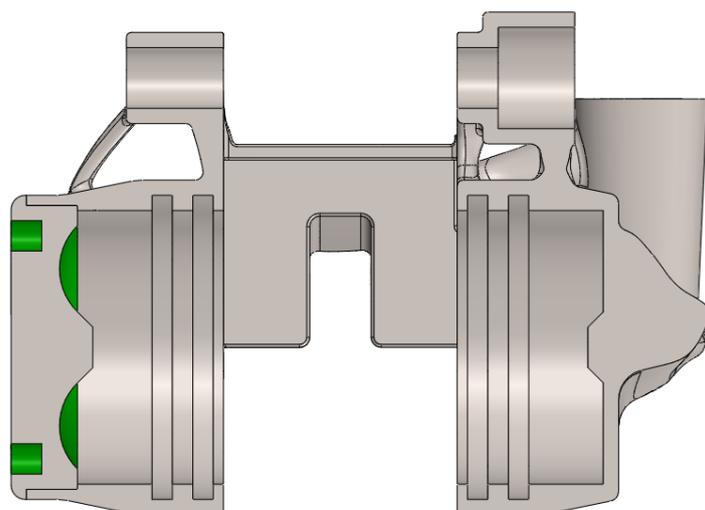


Figura 3.43 Sezione pinza freno finale

È infine possibile andare a stimare la massa del componente finale, Tabella 3.5:

	<i>Massa [g]</i>	<i>Δ%</i>
<i>Pinza PZ5</i>	320	-
<i>Pinza ottimizzata</i>	179	-44%

Tabella 3.5 Riduzione di massa finale

Confrontando la massa del corpo pinza e del tappo originali, rispetto a quella ottenuta dopo un processo di ottimizzazione topologica, si nota un risparmio di massa del 44%.

Il risultato è ottimo su un componente dal volume così ridotto: tuttavia è necessario verificare mediante analisi a elementi finiti che la nuova geometria rispetti i vincoli progettuali prefissati, descritti nel paragrafo 3.1.5.

3.1.8 Analisi conclusiva

Il modello adottato per effettuare l'analisi definitiva è analogo a quello presentato nel paragrafo 3.1.1, anche in questo caso l'analisi sarà eseguita nelle condizioni di progetto, con una pressione all'interno dei condotti di 200 bar , e in condizioni di funzionamento corretto, con una di 100 bar . La presenza del tappo, sulla geometria finale, introduce sei ulteriori gradi di libertà, rispetto al modello utilizzato per l'analisi preliminare. Questi ultimi saranno tutti vincolati mediante un contatto di tipo *Bonded* fra le superfici in cui è presente l'accoppiamento filettato (Figura 3.44).

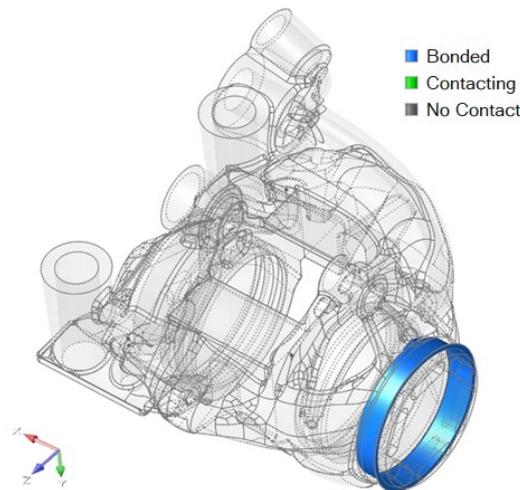


Figura 3.44 Contatto di tipo *Bonded* tra il corpo pinza e il tappo

In analogia a quanto svolto nell'analisi preliminare, la mesh utilizzata è tetraedrica del secondo ordine, con taglia media di $0,8\text{ mm}$. I contatti sono stati simulati con l'opzione che produce i migliori risultati, quindi permettendo la separazione tra le superfici interessate.

Analizzando lo stato di tensione equivalente di von Mises, in condizione *Envelope* di progetto sulla geometria finale, si può notare come la pinza risulti più sollecitata rispetto all'analisi precedente, successiva all'*OSSmooth* (Figura 3.45).

In generale lo sfruttamento del materiale è accettabile, anche sulla parte superiore della pinza: tuttavia nella zona di intaglio inferiore, realizzata per il passaggio del disco freno, si crea un'intensificazione delle tensioni che, sullo strato di pelle della mesh, porta ad avere alcuni elementi con tensione superiore a 502 MPa .

Questo fenomeno, che nell'analisi del modello con densità unitaria non si presentava, può essere legato sia al processo di rimodellazione, che approssimando il risultato dell'ottimizzatore ha indotto questa criticità, sia al fatto che in questo caso la mesh utilizzata risulta più piccola in taglia ed essendo del secondo ordine meno rigida. Ciò ha scaturito la presenza della zona con $CS < 2$ in precedenza non mostrata a causa dell'approssimazione fornita dalla triangolazione precedente.

3.1 - Pinza freno

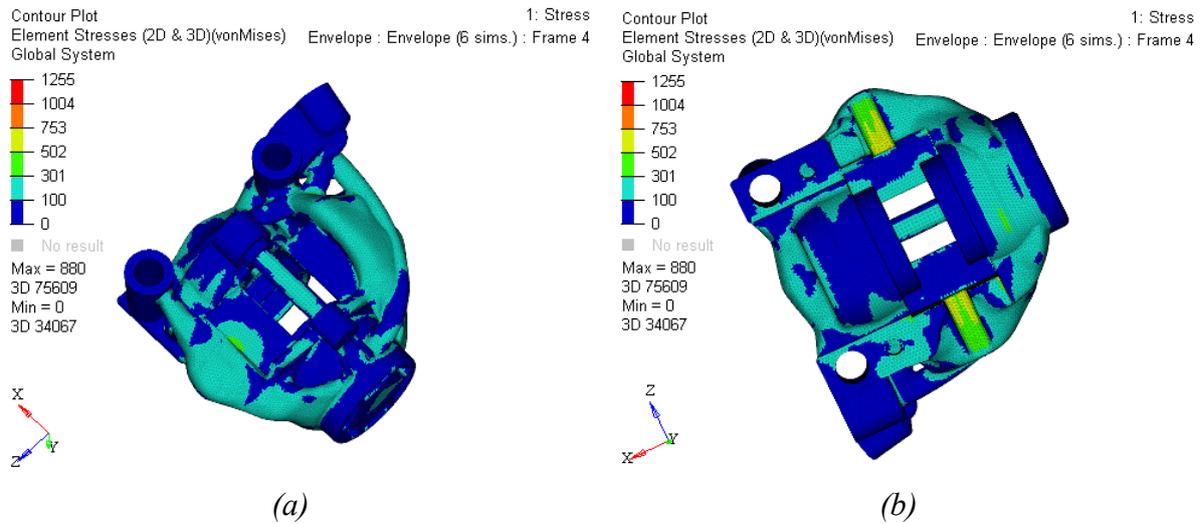


Figura 3.45 Stress di von Mises sulla geometria finale, in condizione Envelope 200 bar; a) vista superiore; b) vista inferiore

Tuttavia, essendo le aree critiche limitate solamente alle porzioni più superficiali del modello (Figura 3.46) e presentando valori di tensione non superiori a 670 MPa ($CS=1.5$) si è ritenuta accettabile questa geometria. Si è tenuto in conto, per giungere a questa conclusione, che nei manufatti realizzati mediante tecnologia SLM le zone di pelle presentano delle caratteristiche meccaniche superiori rispetto al cuore. Questa considerazione, unita al margine di sicurezza ancora presente, ha portato a convalidare, per quanto riguarda le tensioni, la geometria, nonostante non rispettasse totalmente la condizione di $CS > 2$ su tutto il modello.

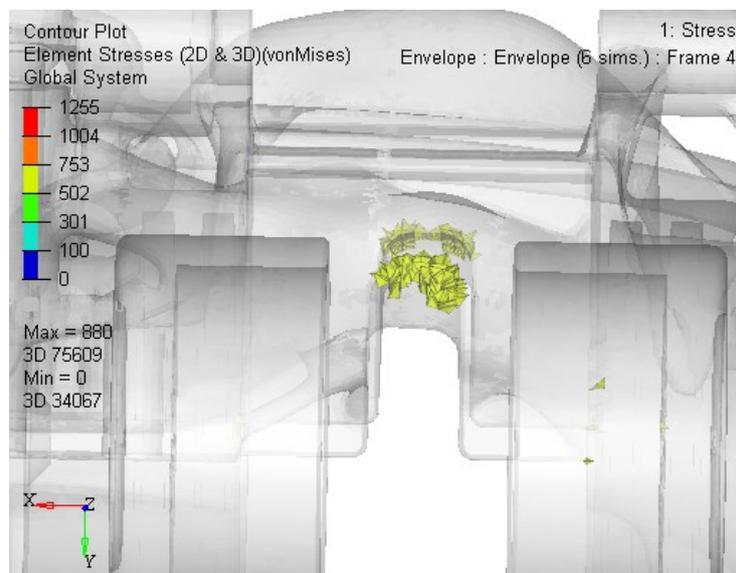


Figura 3.46 Stress di von Mises della pinza in condizioni Envelope 200 bar, $CS < 2$, geometria finale

Analizzando gli spostamenti massimi del sistema è possibile vedere in Figura 3.47 che il valore ottenuto risulta essere superiore rispetto a quello ricavato durante l'analisi del modello a densità relativa unitaria.

In questo caso i vincoli progettuali imposti risultano rispettati, nonostante lo spostamento massimo sia importante, con un valore pari a $0,64\text{ mm}$.

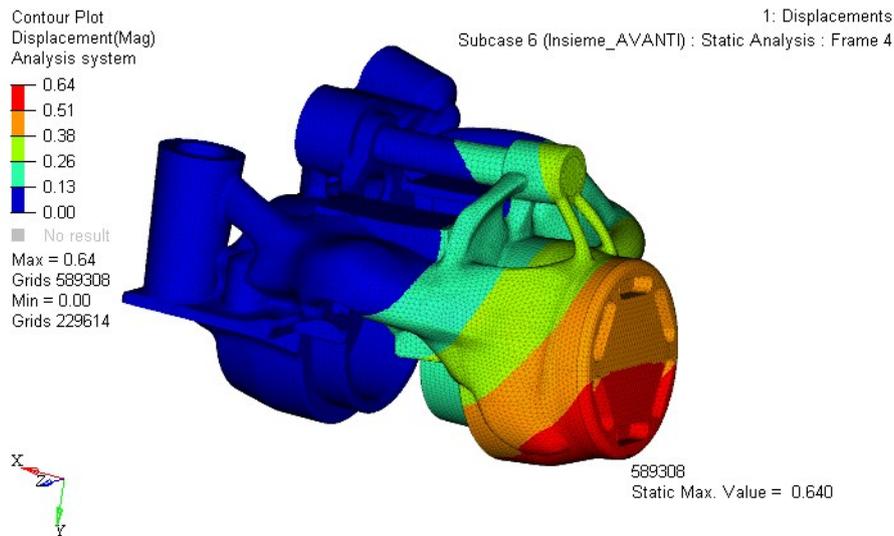


Figura 3.47 Massimo spostamento geometria finale, 200 bar, in condizione Insieme avanti

Studiando i risultati ottenuti con una pressione di linea pari a 100 bar , non sono più presenti zone in cui la sollecitazione produce coefficienti di sicurezza inferiori a 2 (Figura 3.48).

Si ottiene in tal modo una pinza freno che in condizioni normali di utilizzo dovrebbe presentare un ottimo comportamento anche nei confronti delle sollecitazioni affaticanti.

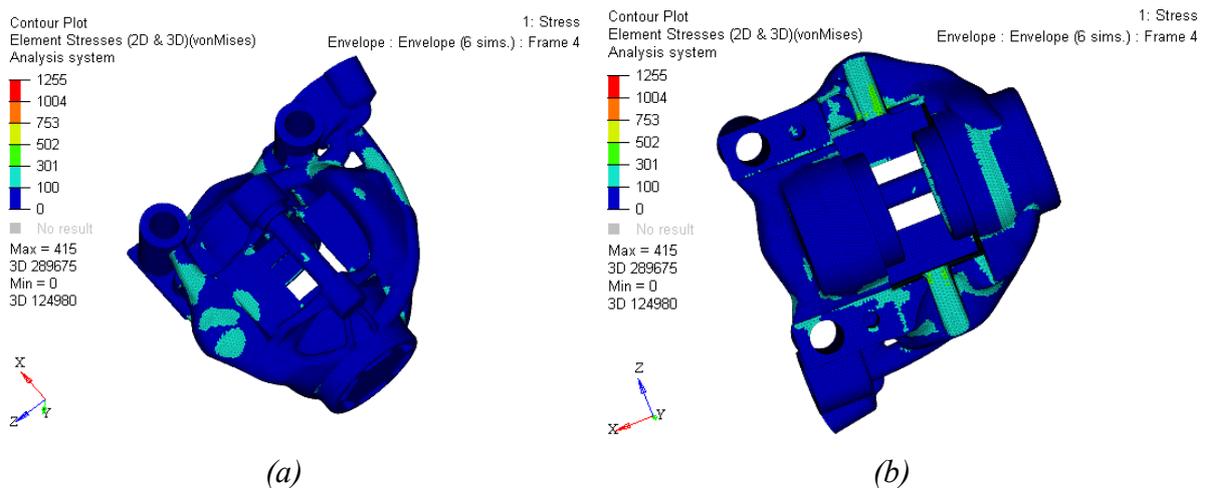


Figura 3.48 Stress di von Mises sulla geometria finale, in condizione Envelope 100 bar; a) vista superiore; b) vista inferiore

3.1 - Pinza freno

Analizzando infine gli spostamenti è possibile notare un andamento analogo a quello mostrato nell'analisi preliminare, per quanto riguarda il confronto tra la condizione di progetto e la condizione di funzionamento normale. Infatti, con la pressione interna di 100 bar , lo spostamento massimo risulta circa dimezzato, con un valore pari a $0,31\text{ mm}$.

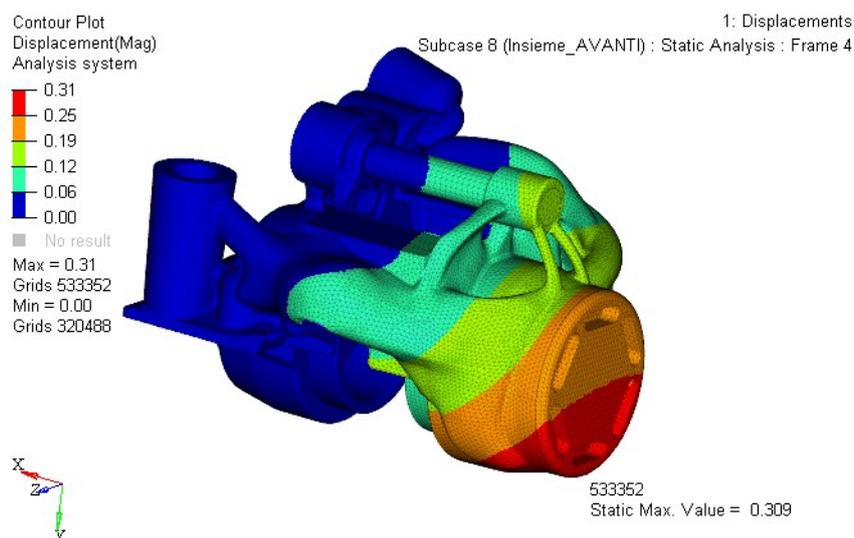


Figura 3.49 Massimo spostamento geometria finale, 100 bar, in condizione Insieme avanti

La geometria ottenuta in seguito alla rimodellazione risulta dunque confermata (Figura 3.50); per ottenere un componente funzionante sarà necessario andare a definire le tolleranze richieste e prevedere i sovrametalli nelle zone in cui saranno effettuate le lavorazioni per asportazione di truciolo.

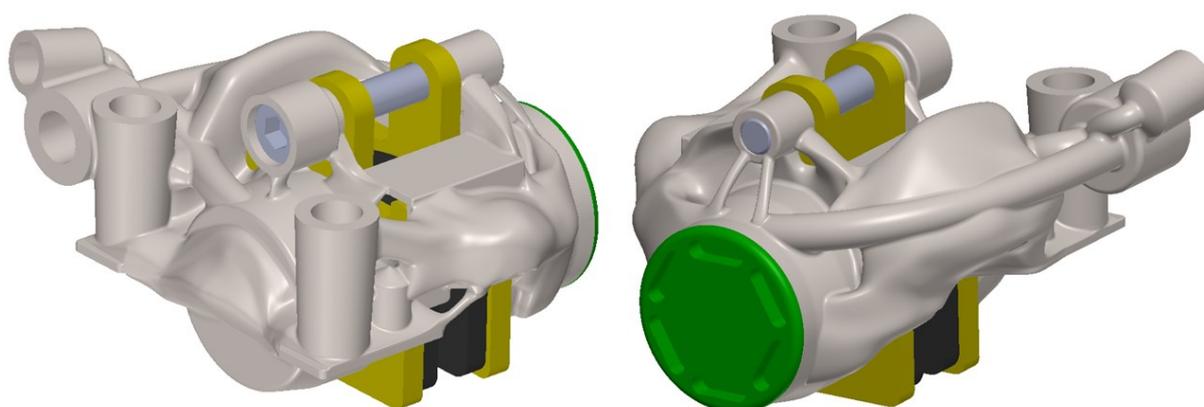


Figura 3.50 Assieme pinza freno ottimizzata topologicamente

3.2 Staffa di supporto pinza freno

In questa sezione saranno trattate le fasi di ottimizzazione riguardanti la staffa che sorregge la pinza freno, permettendone il montaggio di tipo radiale. Non essendo in possesso di un componente analogo, realizzato con tecniche tradizionali, non è stato possibile eseguire un'analisi preliminare del componente.

La geometria *defeatuizzata* è stata realizzata basandosi quindi su staffe realizzate da vari produttori, ad esempio quella riportata in Figura 2.37, mentre i valori di riferimento circa gli spostamenti e le tensioni ammissibili sono stati stimati.

Verranno quindi descritti: la geometria *defeatuizzata*, il modello utilizzato per l'ottimizzazione, i risultati di topologia ottenuti e infine la rimodellazione delle geometrie a CAD e l'analisi finale del componente.

3.2.1 Defeatu della geometria

Per quanto riguarda questo componente non è stato eseguito un vero processo di “*defeatu*” della geometria, ma questa è stata realizzata in modo tale da occupare tutto lo spazio disponibile, consentendo la massima libertà all'ottimizzatore, e da non presentare vincoli legati alle tecniche produttive tradizionali (Figura 3.51).

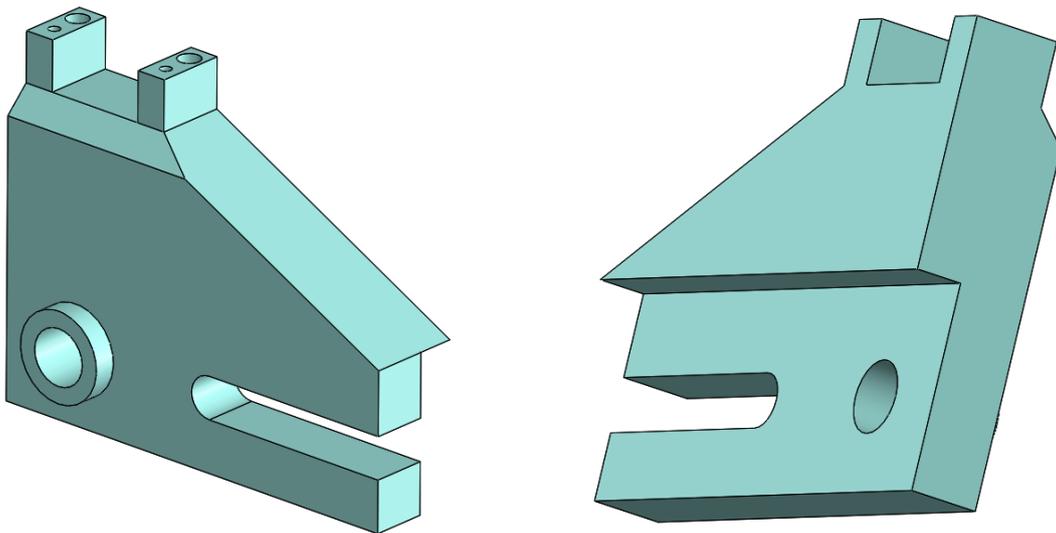


Figura 3.51 Geometria *defeatu* della staffa di supporto pinza freno

Al fine di realizzare la geometria mostrata è stato necessario conoscere la posizione esatta del freno e anche definire una prima geometria di ingombro del forcellone. È stato quindi realizzato un assieme contenente i componenti posizionati in modo corretto e, basandosi sui loro volumi, è stata definita la geometria, facendo in modo che venissero collegati il freno, il perno ruota e fosse presente una superficie di appoggio con cui interagire con il forcellone (Figura 3.52).

3.2 - Staffa di supporto pinza freno

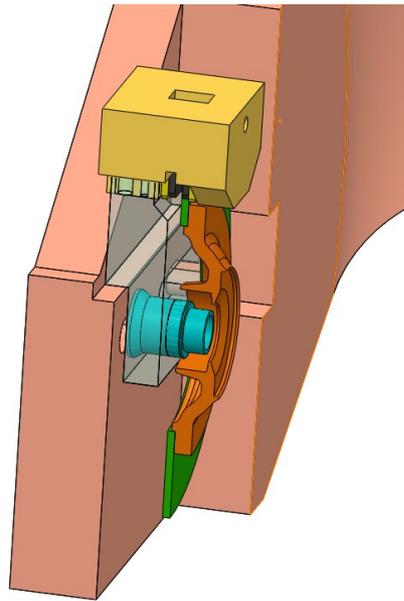


Figura 3.52 Defeature staffa freno in posizione

La staffa è stata ideata per svolgere anche il ruolo di distanziale ed andare in battuta sui cuscinetti del mozzo, vincolando la posizione della ruota. Tuttavia, la modellazione delle geometrie esatte per svolgere questa funzione sarà eseguita successivamente, dopo aver analizzato i risultati dell'ottimizzazione topologica.

Fra la geometria *defeaturizzata* della staffa ed i corpi circostanti è stato lasciato del gioco, in modo tale da ottenere una geometria ottimizzata che non entri in contatto con questi ultimi (Figura 3.53)

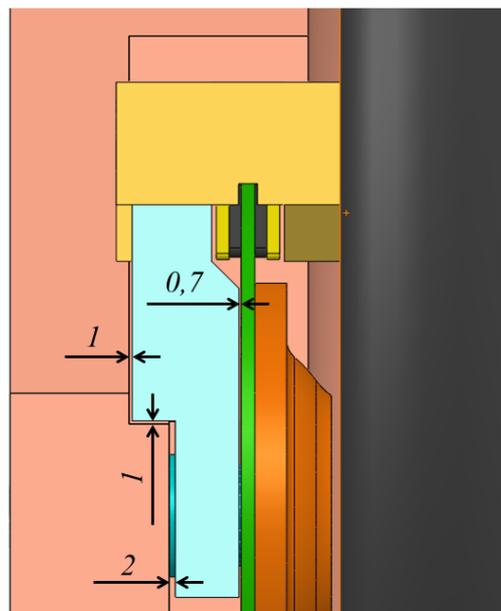


Figura 3.53 Giochi lasciati fra i vari componenti

L'asola anteriore, realizzata per accoppiarsi con la sporgenza presente sul forcellone e vincolare la rotazione del sistema freno - staffa freno, è stata disegnata per permettere il corretto funzionamento durante tutta l'escursione di regolazione della ruota posteriore (Figura 3.54).

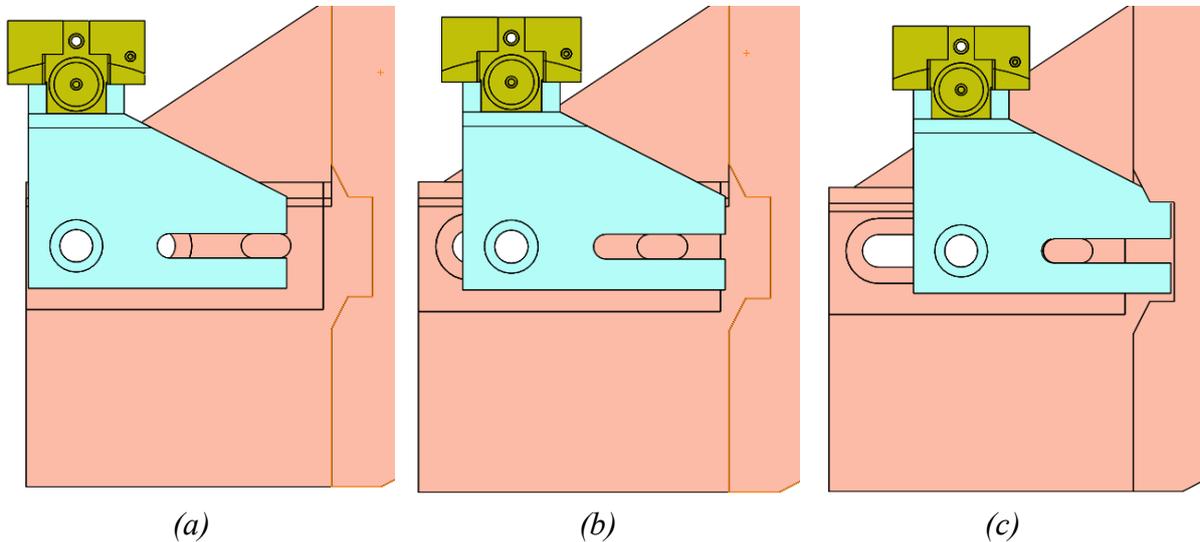


Figura 3.54 Defeature staffa freno: a) ruota tutta indietro; b) ruota intermedia; c) ruota tutta avanti

In Figura 3.54 c è possibile notare una piccola compenetrazione fra la staffa freno ed il forcellone: i relativi design sono stati realizzati per permettere la maggior libertà possibile all'ottimizzatore, andando solo in un secondo momento, se necessario, a risolvere il conflitto. Inoltre, nell'immagine precedente, si può notare come le superfici del *defeature* della pinza freno e quelle della staffa siano in contatto, questo è stato eseguito poiché le prime ottimizzazioni svolte sulla pinza avevano già messo in evidenza come il materiale in quella zona fosse superfluo.

Successivamente la geometria è stata suddivisa in aree di *Design space* e di *Non Design space* (Figura 3.55). Le zone in cui l'ottimizzatore non può agire sono state individuate laddove vengono applicati carichi o vincoli.

Si sono individuate:

- La zona che interagisce con il perno ruota, creando un cilindro di *Non Design* dal diametro sufficientemente elevato da permettere, successivamente, di definire le nuove geometrie per svolgere la funzione di distanziale.
- La zona interna dell'asola che si appoggia al forcellone, isolando un solido con spessore di 3 mm.
- I piedini che sorreggono il freno, sono stati resi totalmente come *Non Design* al fine di non intaccare i fori filettati e quelli delle spine di centraggio.

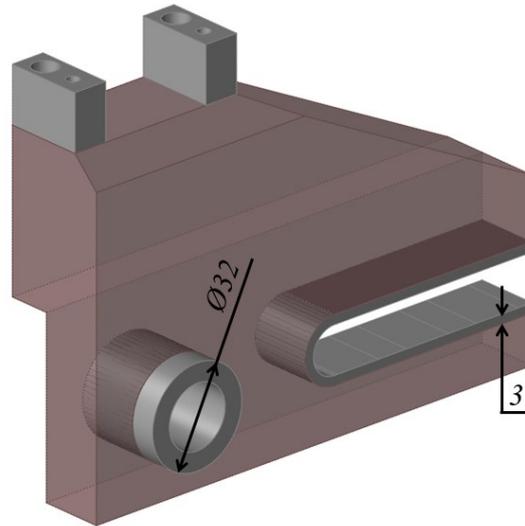


Figura 3.55 Divisione zone di Design space e di Non Design space, staffa freno

3.2.2 Modello per l'ottimizzazione topologica

Al fine di realizzare il modello su cui applicare vincoli e carichi, la geometria della staffa di supporto pinza freno è stata importata in *Inspire*, ponendo attenzione a far coincidere il sistema di riferimento di questo modello con quello della pinza freno, descritto in precedenza. Questo ha semplificato la modalità con cui si è scaricata la forza tangenziale di frenata sulla staffa.

Analizzando per primi i vincoli applicati si nota come, a seconda della regolazione della posizione della ruota posteriore, cambi il punto di appoggio della staffa sul perno del forcellone. Sono quindi state identificate tre condizioni notevoli di regolazione della ruota rappresentate in Figura 3.54:

- Ruota in posizione *tutta avanti*
- Ruota in posizione *intermedia*
- Ruota in posizione *tutta indietro*

Queste producono tre differenti condizioni di carico, variando la posizione di appoggio del perno sulla staffa sia per quanto riguarda la forza frenante derivante dal moto in avanti del motociclo sia per il movimento all'indietro.

Per quanto concerne l'avanzamento del motociclo la superficie dell'asola che andrà a reagire sarà quella superiore, mentre per quanto riguarda il moto inverso la superficie interessata risulterà quella inferiore.

In tutte le condizioni di carico saranno presenti due differenti tipologie di vincolo (Figura 3.56): la cerniera fissa che permette soltanto la rotazione intorno a X , *vincolo 7*, e un appoggio che blocca solamente la traslazione lungo Y , *vincoli 1,2,3,4,5 e 6*.

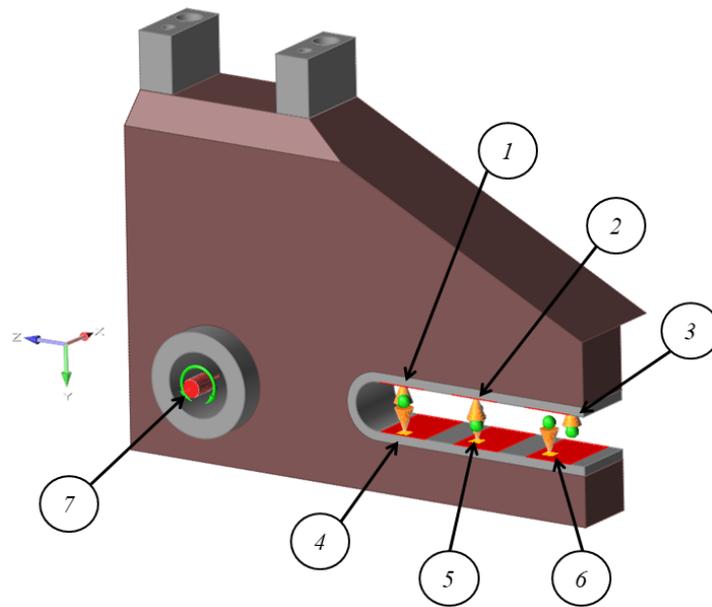


Figura 3.56 Vincoli applicati alla staffa di supporto pinza freno

Le sei condizioni di carico realizzate risultano quindi formate dalle seguenti combinazioni di vincoli:

- **Passo corto avanti:** sono presenti i *vincoli 1 e 7*
- **Passo medio avanti:** sono presenti i *vincoli 2 e 7*
- **Passo lungo avanti:** sono presenti i *vincoli 3 e 7*
- **Passo corto indietro:** sono presenti i *vincoli 4 e 7*
- **Passo medio indietro:** sono presenti i *vincoli 5 e 7*
- **Passo lungo indietro:** sono presenti i *vincoli 6 e 7*

Tutti gli altri gradi di libertà presenti nel modello, dovuti alla divisione della geometria in corpi di *Design space* e di *Non Design space*, sono stati vincolati mediante dei contatti di tipo *Bonded* (Figura 3.57).

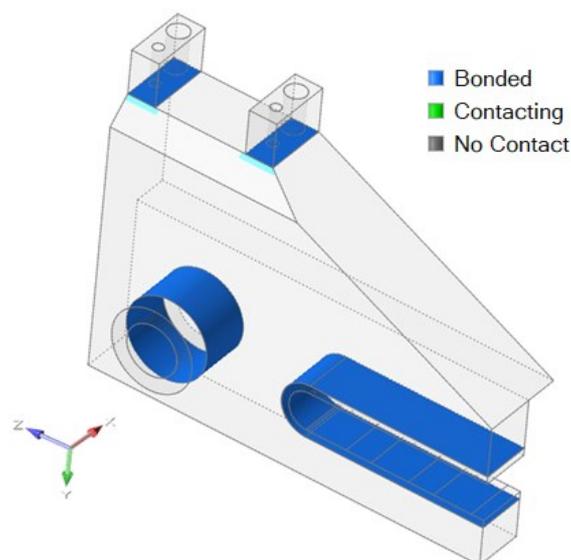


Figura 3.57 Contatti presenti nel modello della staffa di supporto pinza freno

I carichi applicati al modello sono esattamente le *forze 1 e 2* presenti sulla pinza freno (Figura 3.6), applicate sullo stesso punto identificato per la pinza freno e trasportato, sul modello della staffa, in modo rapido, facendo coincidere i due sistemi di riferimento, come descritto in precedenza (Figura 3.58).

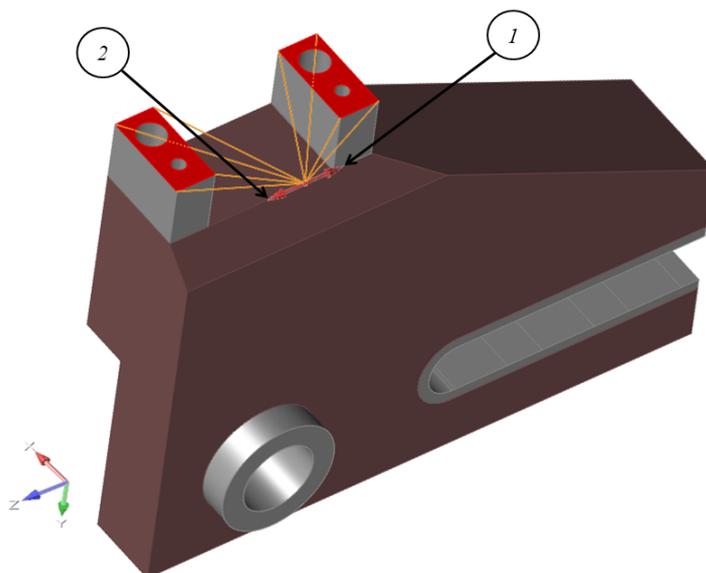


Figura 3.58 Carichi applicati alla staffa di supporto pinza freno

Le forze sono scaricate sulla geometria di *Non Design space* mediante connettori di tipo flessibile (*RBE3*). La *forza 1* è presente nelle tre condizioni di carico che tengono conto dell'avanzamento del motociclo, mentre la *forza 2* è presente nei restanti casi.

I carichi appena descritti generano una torsione della staffa intorno a *Y*, causata dal braccio a cui sono applicati i carichi. Tuttavia, durante il reale funzionamento l'azione della pinza sul

disco guida la deformazione andandone a limitare la torsione. Il fenomeno torsionale, prima descritto, non è stato però vincolato poiché rappresenta la peggior condizione realizzabile. Dopo la definizione dei vincoli e dei carichi è stato assegnato il materiale al modello. Si è scelto di eseguire in parallelo sia ottimizzazioni con la staffa realizzata con la lega di Alluminio sia con la lega di Titanio. In entrambi i casi, dopo la fase di ottimizzazione, si ottenevano masse simili.

I materiali utilizzati sono la lega AlSi10Mg e la Ti6Al4V, entrambe lavorate mediante SLM, le cui caratteristiche meccaniche sono fornite da BeamIT (Tabella 3.6).

<i>Material</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>	<i>R_{p0.2} [MPa]</i>
<i>AlSi10Mg</i>	65	0,33	2,67·10 ³	247
<i>Ti6Al4V</i>	105	0,31	4,429·10 ³	1004

Tabella 3.6 Materiali per ottimizzazione staffa di supporto pinza freno

In seguito alle prime ottimizzazioni effettuate è stato necessario effettuare una leggera modifica sul modello ottimizzato in AlSi10Mg, il *Design space* è stato aumentato nella zona inferiore ove non vi era alcun vincolo di ingombro. Questo ha permesso di concedere maggior libertà all’ottimizzatore, la modifica apportata è mostrata in Figura 3.59.

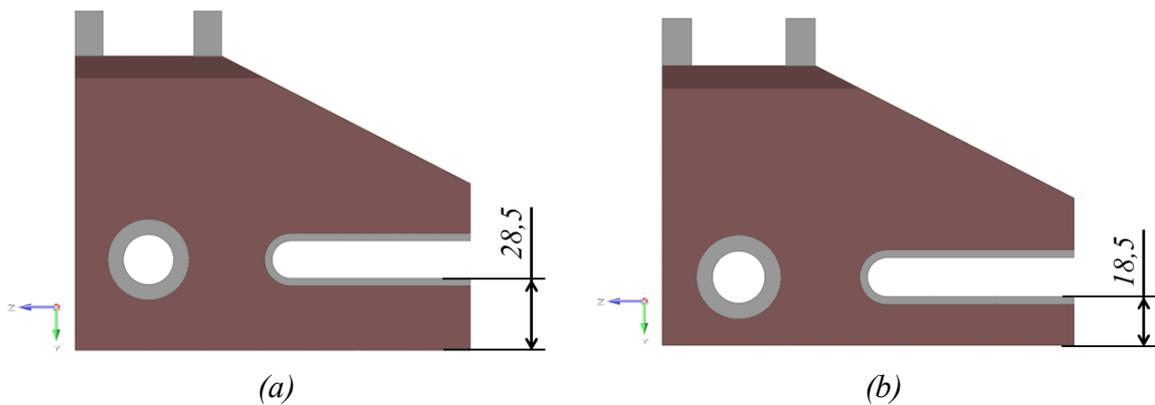


Figura 3.59 Dimensione del Design space nella zona inferiore: a) AlSi10Mg; b) Ti6Al4V

Inizialmente le ottimizzazioni per entrambi i materiali sono state eseguite senza imporre alcun *Manufacturing Constraint* al modello, tuttavia, dopo aver ottenuto i primi risultati topologici, è stato inserito un vincolo di *Draw a doppio effetto*, opzione presente in *Inspire*, che permette di non ottenere zone di sottosquadro in direzione normale al piano mostrato in Figura 3.60.

Questo permette di ottimizzare componenti che saranno prodotti per stampaggio: tuttavia in questo caso è stato utilizzato per ottenere geometrie che richiedessero un minor numero di supporti e il cui design fosse esteticamente più gradevole. Questa decisione ha comportato delle performance leggermente inferiori, a parità di riduzione di massa, tuttavia i successivi step di messa in macchina, per la produzione, e di rimozione dei supporti risulteranno più rapidi e semplici.

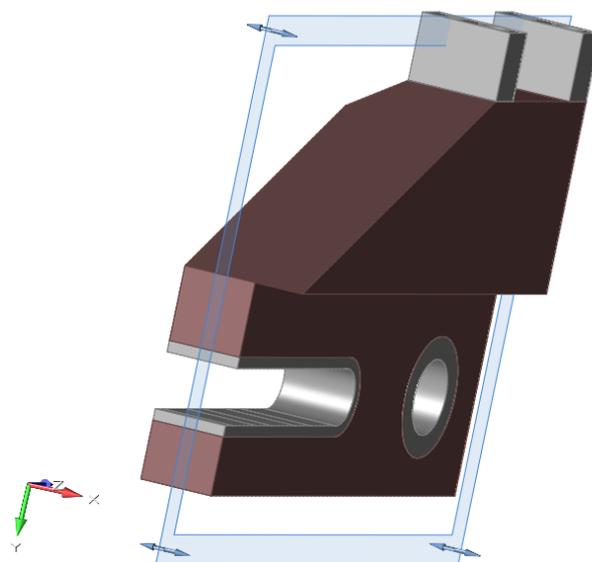


Figura 3.60 Posizionamento del piano di Draw, piano fittizio di separazione degli stampi

Nel paragrafo seguente verranno analizzati solamente i risultati dei modelli ottenuti con il *Manufacturing Constraint* appena descritto.

Lo step finale per poter eseguire le ottimizzazioni consiste nella definizione della mesh adottata per discretizzare il modello. Essa è stata differenziata per i corpi di *Design space* e di *Non Design space*, mediante l'utilizzo del *Mesh Control*, definendo per la zona soggetta a ottimizzazione una taglia media di 1 mm, mentre per le altre zone la taglia è stata variata in funzione dello spessore minimo della geometria, in modo che fossero presenti almeno tre elementi (Figura 3.61).

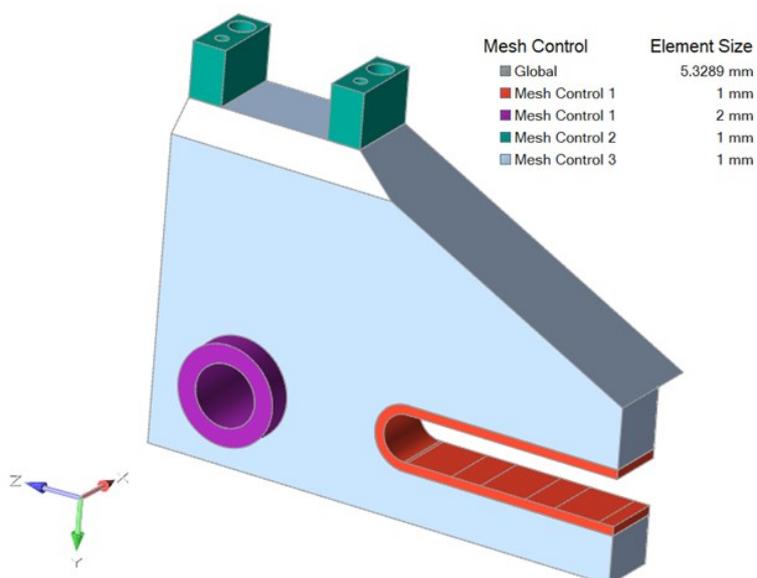


Figura 3.61 Mesh Control modello ottimizzazione staffa di supporto pinza freno

3 - Ottimizzazione dei nuovi componenti

La mesh realizzata sul modello è tetraedrica del primo ordine, in modo da ridurre il tempo di calcolo durante la procedura iterativa di soluzione.

Infine, è stato definito lo spessore minimo che si desidera ottenere sulla geometria ottimizzata, imponendolo pari a 3 mm. Sono state eseguite ottimizzazioni topologiche il cui obiettivo è la massimizzazione della rigidezza e in cui si vincolava il volume massimo della zona di *Design space*.

Essendo presenti contatti solamente di tipo *Bonded* non è stato necessario intervenire sulle modalità di risoluzione di quest'ultimi. Un esempio della configurazione del pannello di lancio delle ottimizzazioni usato è mostrato in Figura 3.62.

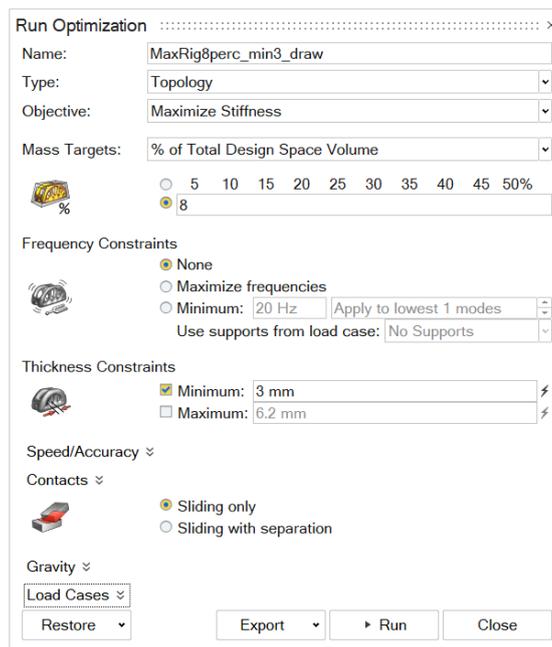


Figura 3.62 Pannello di lancio ottimizzazione staffa freno

3.2.3 Risultati dell'ottimizzazione topologica

Come avvenuto nel caso precedente le ottimizzazioni sono state eseguite mediante il solutore *OptiStruct* di Altair e i risultati sono stati analizzati mediante *HyperView*.

Anche in questo caso per definire quale fosse la miglior topologia ottenuta è stato necessario imporre alcuni vincoli progettuali sul componente; tuttavia, poiché non si era in possesso di un analogo componente realizzato mediante tecniche produttive tradizionali, le performance di riferimento sono state stimate. Per quanto concerne le tensioni agenti sulla staffa si è optato cautelativamente di imporre il rispetto di un $CS \geq 2$, sull'intero componente. Per quanto riguarda gli spostamenti la stima è risultata più difficoltosa, in quanto stabilire quale sia il valore che provoca un malfunzionamento dell'impianto frenante, senza precedenti analisi sperimentali, ha comportato notevoli difficoltà. Si è dunque ipotizzato che il valore massimo di spostamento da rispettare sia di $0,5 \text{ mm}$, in virtù del fatto che la minima distanza della staffa dai componenti che la circondano risulta essere di $0,7 \text{ mm}$.

Il vincolo di spostamento massimo, a causa delle reali condizioni di funzionamento del freno, è stringente per quanto riguarda le tre condizioni di carico relative all'avanzamento del motociclo (*forza 1* descritta nel paragrafo precedente). Per i casi di carico derivanti dal moto inverso, un leggero superamento di questo valore non comporta l'esclusione del modello. Questo è dovuto al fatto che il carico stimato per il movimento all'indietro, *forza 2*, risulta difficilmente ottenibile in condizioni normali di utilizzo del veicolo.

I risultati di seguito riportati mostrano i modelli simulati, sia in AlSi10Mg che in Ti6Al4V, frutto della miglior configurazione ottenuta. Infatti, dopo molteplici ottimizzazioni, variando la riduzione di volume imposta, si è ottenuto che la topologia che rispetta i vincoli progettuali e che presenta la massa minore per la lega di Alluminio è quella che ha un volume residuo di *Design space* pari al 15%. Invece per quanto riguarda la lega di Titanio il miglior risultato si è ottenuto per una riduzione di volume pari all'8%. Le riduzioni in massa preventivate, in base alle riduzioni di volume imposte, sono riportate in Tabella 3.7.

	<i>AlSi10Mg</i>		<i>Ti6Al4V</i>	
	<i>Massa [g]</i>	$\Delta\%$	<i>Massa [g]</i>	$\Delta\%$
<i>DS defeature + NDS</i>	988	-	1501	-
<i>DS ottimo + NDS</i>	221	- 78%	250	- 83%

Tabella 3.7 Riduzioni di massa previste

Il risultato migliore in AlSi10Mg presenta una massa prevista inferiore rispetto a quello ottenuto in Ti6Al4V; tuttavia la riduzione di massa ottenibile con la lega di Titanio risulta superiore a causa della migliore resistenza specifica di questo materiale.

Analizzando le topologie ottenute, per le riduzioni di volume prima presentate, e filtrando la visualizzazione dei soli elementi che presentano una densità relativa superiore a 0,3, valore scelto affinché la geometria risultasse collegata in tutte le sue parti, si ottengono i risultati mostrati in Figura 3.63.

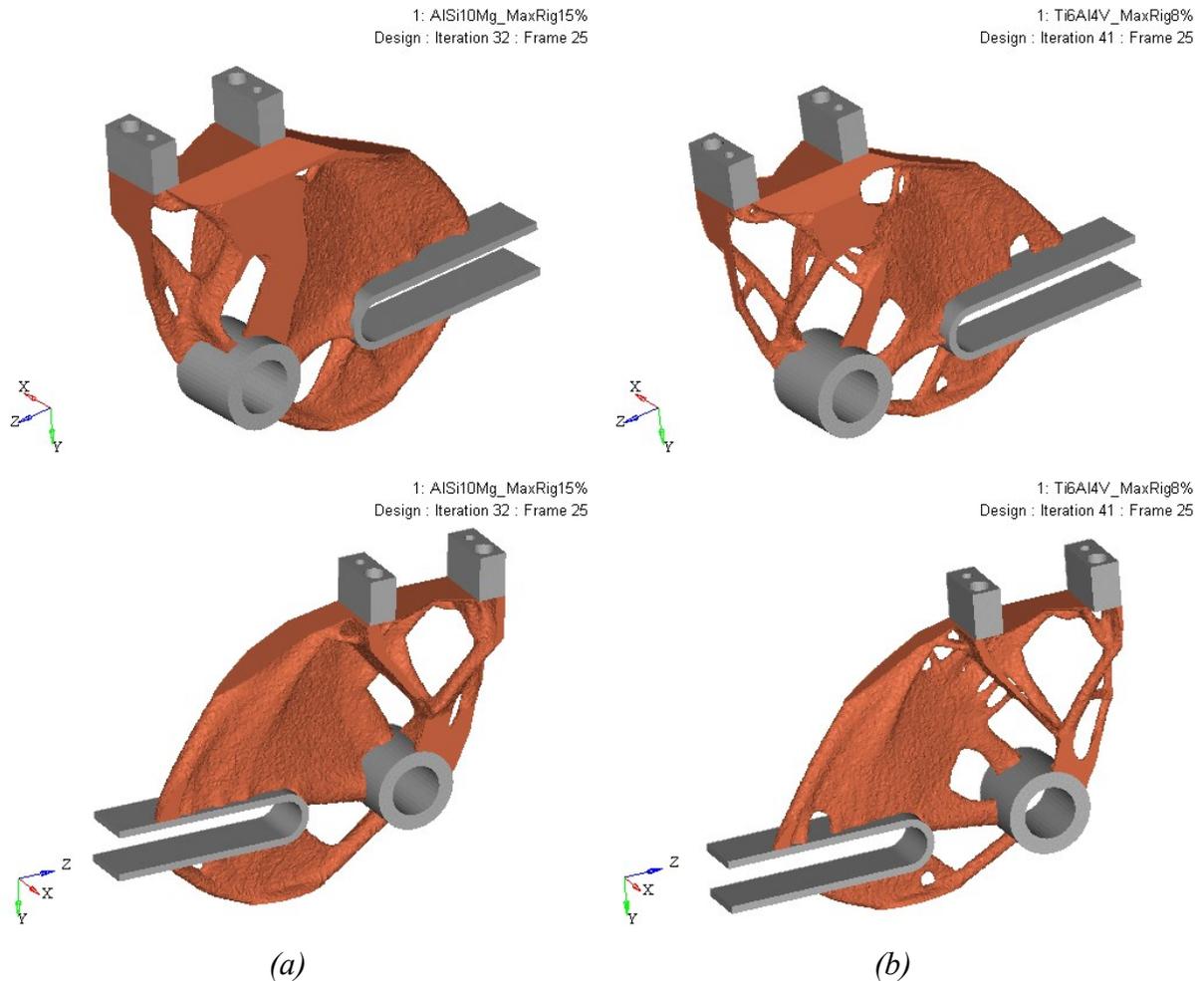


Figura 3.63 Topologia ottimizzazioni staff di supporto pinza freno, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,3$: a) lega AlSi10Mg; b) lega Ti6Al4V

La geometria ottenuta con il Ti6Al4V presenta una struttura maggiormente reticolata, con spessori inferiori. La topologia dell'AlSi10Mg, invece, possiede spessori maggiori e un arco più pronunciato nella zona inferiore, per questo motivo in quella zona è stato aumentato il *Design space*, come descritto in precedenza. Questa modifica è stata effettuata poiché dalle prime ottimizzazioni è emersa una concentrazione di materiale nella zona in esame.

A livello globale si può tuttavia notare come l'ottimizzatore posizioni, in entrambe le versioni, il materiale nelle stesse aree, questo perché permette di minimizzare l'energia di deformazione prodotta dalle condizioni di carico agenti sul modello.

Analizzando le tensioni presenti sui risultati dell'ottimizzazione topologica (Figura 3.64), discretizzati con elementi che presentano densità variabili, nella condizione di carico derivata

3.2 - Staffa di supporto pinza freno

Envelope che mostra le massime tensioni sul modello derivanti dalle sei casistiche di carico prima descritte, si nota come le zone che presentano le massime sollecitazioni siano localizzate negli stessi punti per entrambi i modelli. Lo sfruttamento del materiale non è uniforme su tutta la staffa presentando in entrambi i casi punti di intensificazione che portano ad avere aree circoscritte con $CS < 2$.

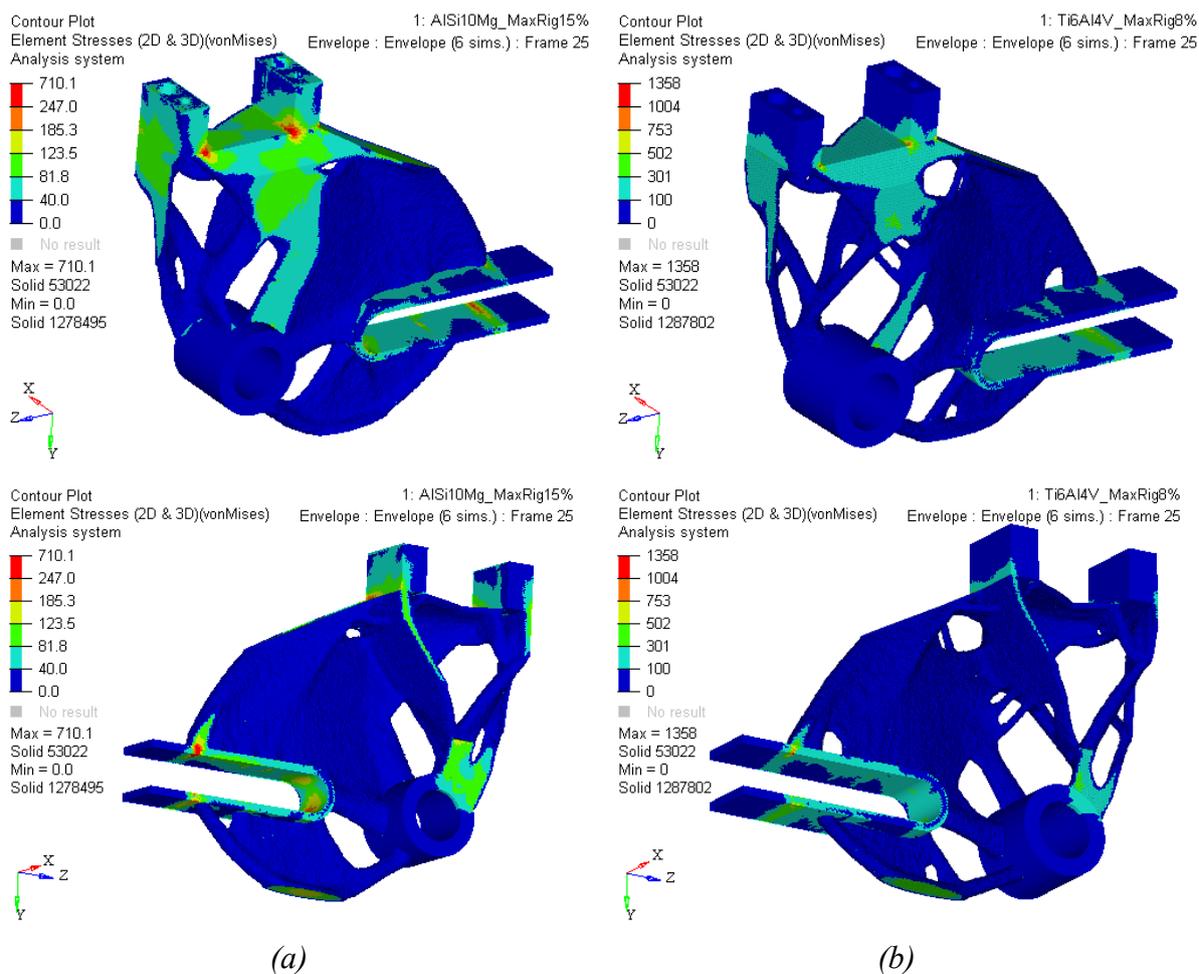


Figura 3.64 Stress di von Mises sugli ottimizzati della staffa di supporto pinza freno, in condizione *Envelope*: a) lega AlSi10Mg; b) lega Ti6Al4V

Analizzando più approfonditamente le aree con un coefficiente di sicurezza inferiore a quello richiesto è possibile notare come queste siano di dimensioni non trascurabili sul modello in lega di Alluminio (Figura 3.65). Emergono criticità dove le geometrie di *Non Design* di collegamento con la pinza freno si uniscono al *Design space*. La mancanza di raccordi in queste aree produce tensioni tali da portare a snervamento il materiale. Un'altra criticità si presenta in corrispondenza della zona dove la staffa scambia forze con il forcellone, nelle configurazioni di carico *Passo lungo avanti* e *Passo lungo indietro*. A partire dalla superficie di contatto nasce uno stress elevato che si propaga all'interno del modello. Infine, è presente un'ultima zona con $CS < 2$ collocata sulla parte curva dell'asola.

3 - Ottimizzazione dei nuovi componenti

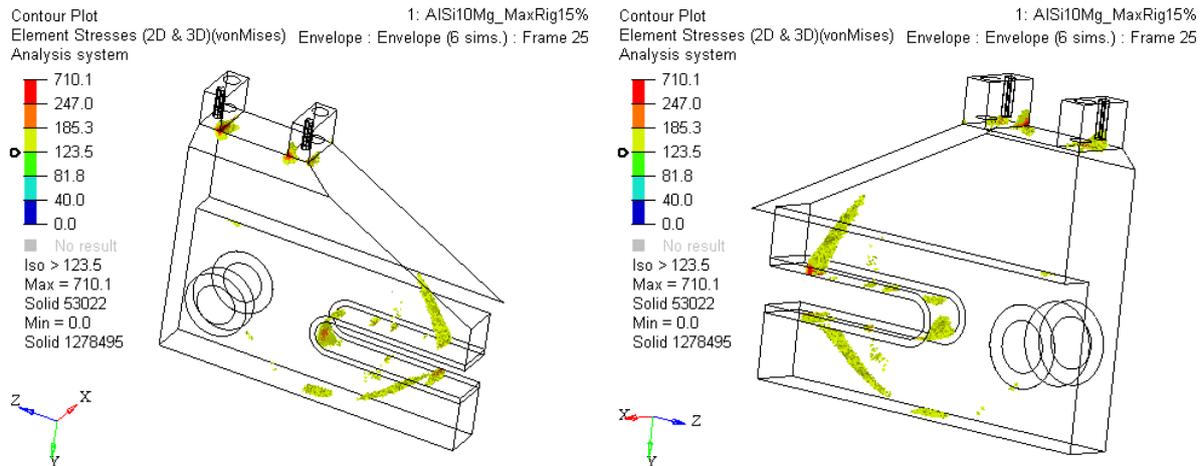


Figura 3.65 Stress di von Mises sugli ottimizzati della staffa di supporto pinza freno in condizioni Envelope, $CS < 2$, AISi10Mg

Nonostante molte aree non rispettino i vincoli progettuali imposti, si è deciso di proseguire comunque con questo modello poiché analizzando quello a densità relativa unitaria si ottiene un netto miglioramento in queste zone. Essendo la topologia frutto della rappresentazione degli elementi con densità relativa superiore a 0,3, trasformandoli a densità relativa unitaria si ottiene una marcata diminuzione di tensione.

Le zone critiche sul modello ottimizzato in Ti6Al4V (Figura 3.66) sono localizzate negli stessi punti del modello in Alluminio, ma risultano molto meno estese. Vi sono infatti solamente pochi elementi che non rispettano i vincoli progettuali legati alla massima tensione e, a differenza del materiale precedente, la zona con $CS < 2$ sull'area finale dell'asola è assente.

Il modello in lega di Titanio quindi non presenta particolari criticità per quanto riguarda la resistenza.

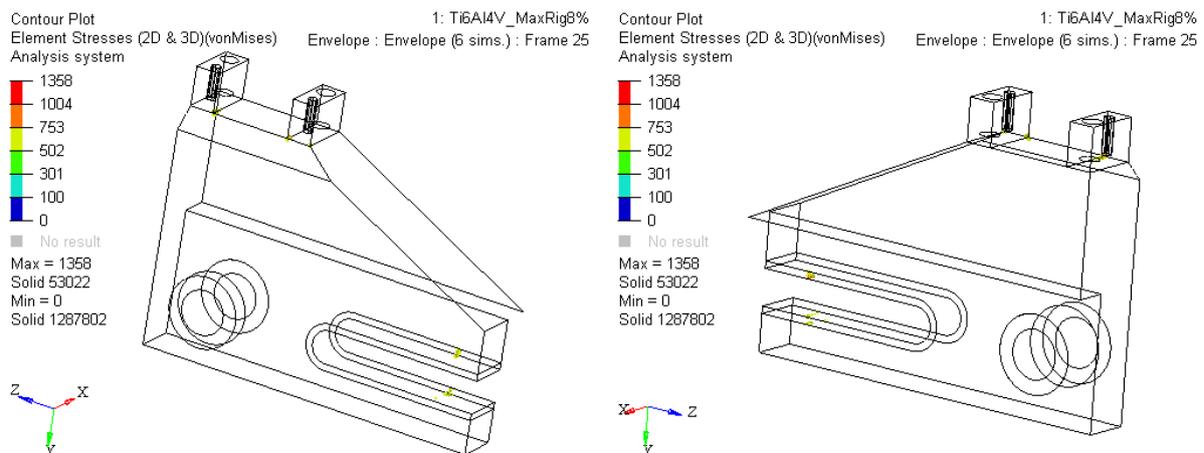


Figura 3.66 Stress di von Mises sugli ottimizzati della staffa di supporto pinza freno in condizioni Envelope, $CS < 2$, Ti6Al4V

3.2 - Staffa di supporto pinza freno

Risulta molto interessante, per questo componente, analizzare quali siano le condizioni di carico che producono le massime sollecitazioni e in quali zone esse agiscono (Figura 3.67). Si può notare che tutta la struttura inferiore è sollecitata principalmente dalla condizione di carico *Passo lungo indietro*, mentre nella zona superiore agiscono maggiormente le condizioni *Passo corto avanti* e *Passo lungo avanti*, rispettivamente nella zona più vicina al perno ruota e in quella più esterna.

Per entrambe le topologie analizzate il comportamento risulta pressoché analogo.

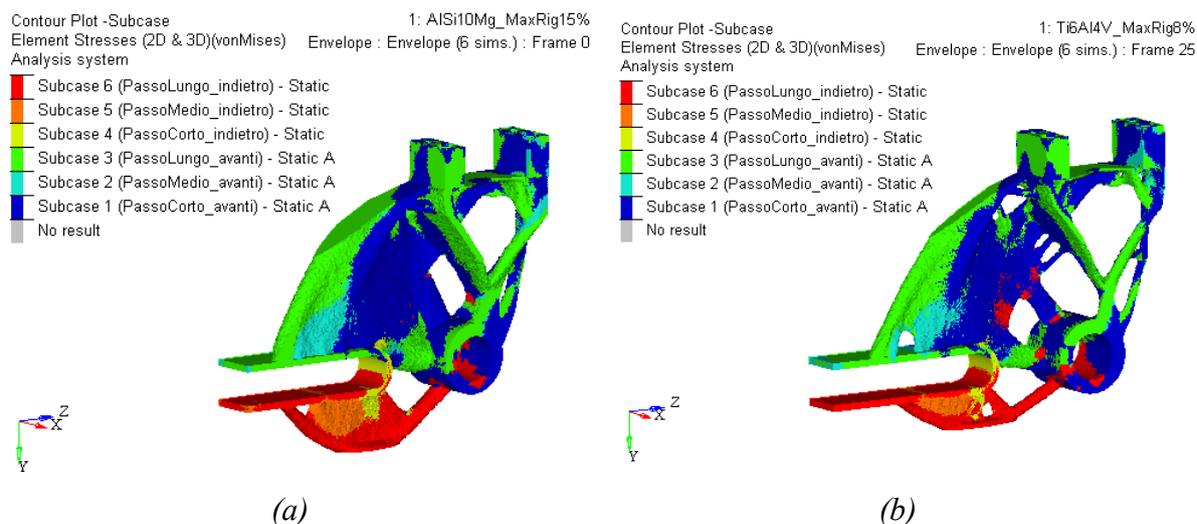


Figura 3.67 Condizioni di carico che producono il massimo stress di von Mises sulla staffa di supporto pinza freno; a) AlSi10Mg; b) Ti6Al4V

Analizzando ora il comportamento dei due modelli ottimizzati per quanto riguarda gli spostamenti massimi, verranno mostrati i risultati ottenuti in tutte e sei le condizioni di carico al fine di mostrare quali siano le zone maggiormente critiche.

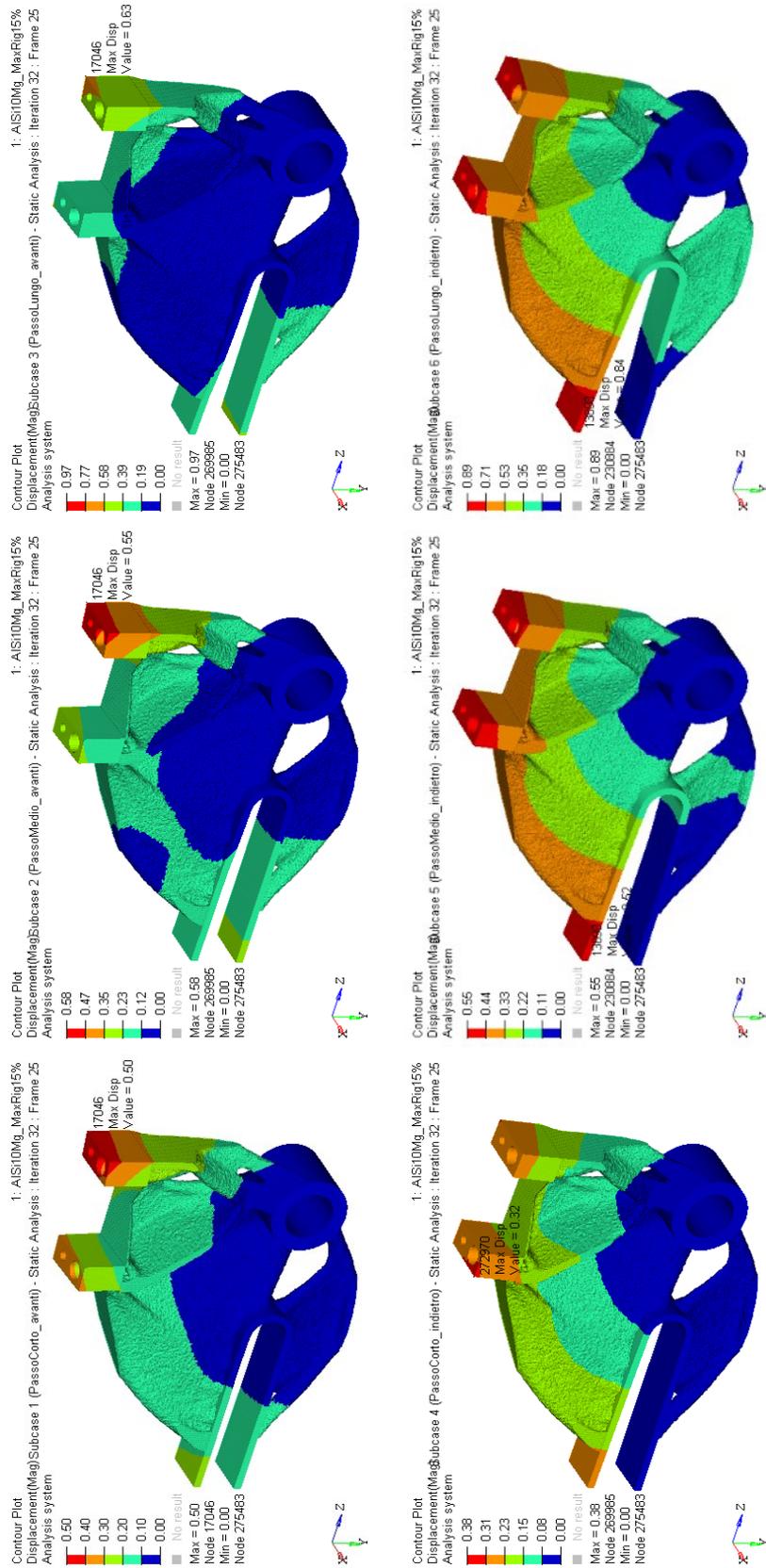


Figura 3.68 Massimo spostamento dell'ottimizzato della staffa di supporto pinza freno, AlSi10Mg

Trattando prima il modello in lega di Alluminio (Figura 3.68) si nota come, nelle tre condizioni di carico derivanti dall'avanzamento del motociclo, lo spostamento massimo sia poco distante dal valore limite imposto di $0,5\text{ mm}$. Essendo tuttavia questo modello discretizzato con elementi a densità parziale, i risultati riportati risultano lontani dal reale comportamento della staffa realizzata con la medesima topologia. Il massimo spostamento si ottiene per la configurazione di carico *Passo lungo indietro*, con un valore di circa $0,8\text{ mm}$; questo valore nonostante sia molto lontano dal massimo ammesso non risulta preoccupante, poiché raffigura un'eventualità difficilmente riscontrabile.

Analizzando ora il modello realizzato in Ti6Al4V (Figura 3.69) si nota come per ogni configurazione di carico gli spostamenti siano superiori a quelli mostrati per la lega di Alluminio. Ne consegue che il comportamento di questa topologia sia distante da quello accettabile, tuttavia come si vedrà in seguito, analizzando il modello a densità relativa unitaria, si otterranno dei miglioramenti significativi sotto questo aspetto.

Esaminando le tensioni e gli spostamenti sui modelli, simulati con le due diverse leghe metalliche, si nota che per quanto riguarda l'AlSi10Mg il principale vincolo di progetto è il rispetto del coefficiente di sicurezza minimo, mentre per il Ti6Al4V è molto più stringente il vincolo sugli spostamenti massimi. Per questa ragione sono state sviluppate in parallelo le due ottimizzazioni topologiche, andando a ottenere masse molto simili per le due migliori configurazioni.

3 - Ottimizzazione dei nuovi componenti

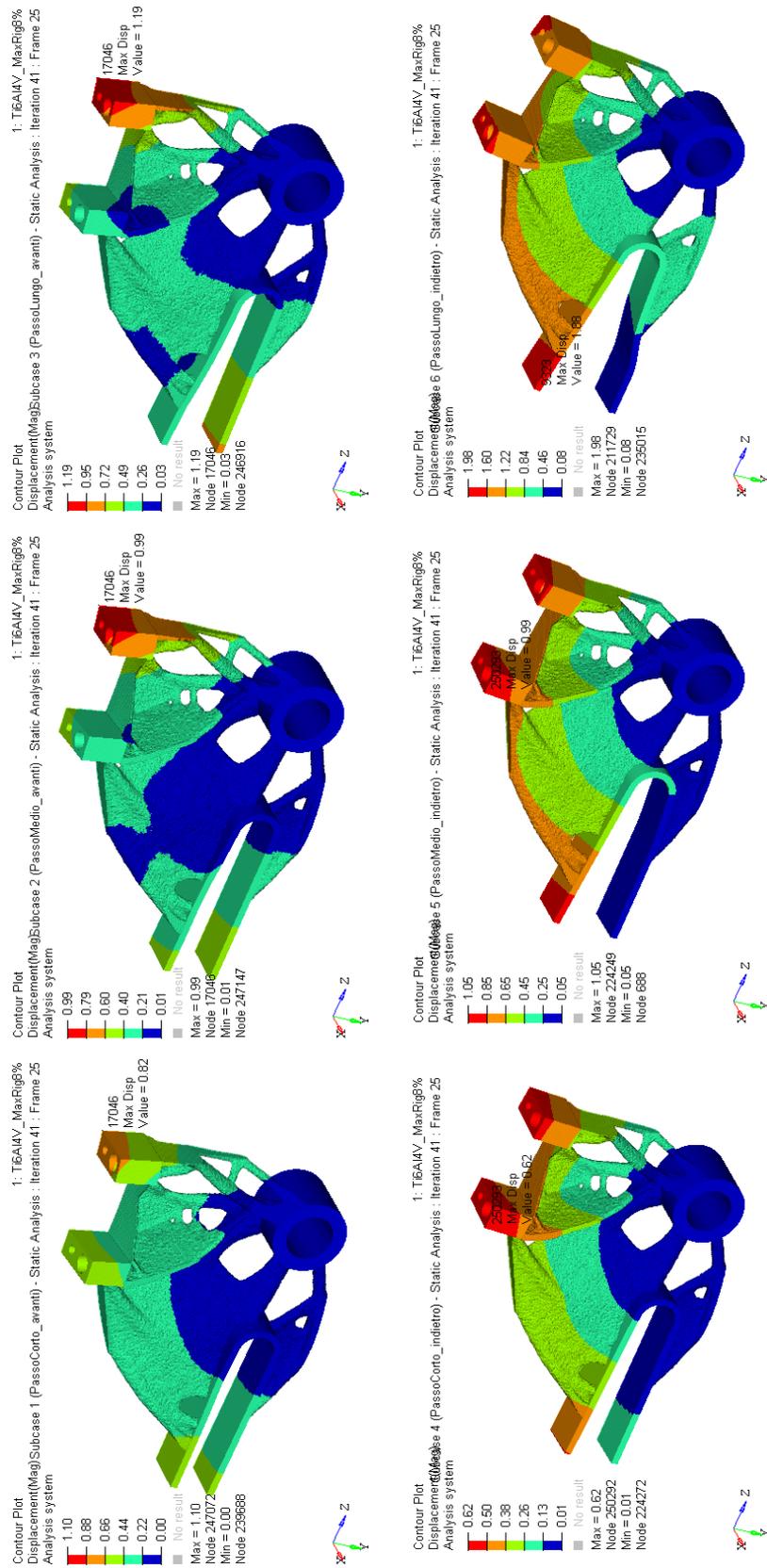


Figura 3.69 Massimo spostamento dell'ottimizzato della staffa di supporto pinza freno, Ti6Al4V

3.2.4 *OSSmooth* dell'ottimizzato

Al fine di ottenere il modello a densità parziali unitarie e avere informazioni più precise per quanto concerne le performance della staffa di supporto pinza freno, per entrambi i materiali, è stato eseguito il processo di *OSSmooth* a partire dai risultati di topologia, prima descritti.

La densità di soglia imposta è pari a 0,3, assegnando la densità piena del materiale a tutti gli elementi che presentano densità relative superiori a tale valore. I modelli ottenuti sono mostrati in Figura 3.70. Questi presentano le medesime condizioni di carico, identici contatti e la stessa mesh del modello utilizzato per l'ottimizzazione topologica.

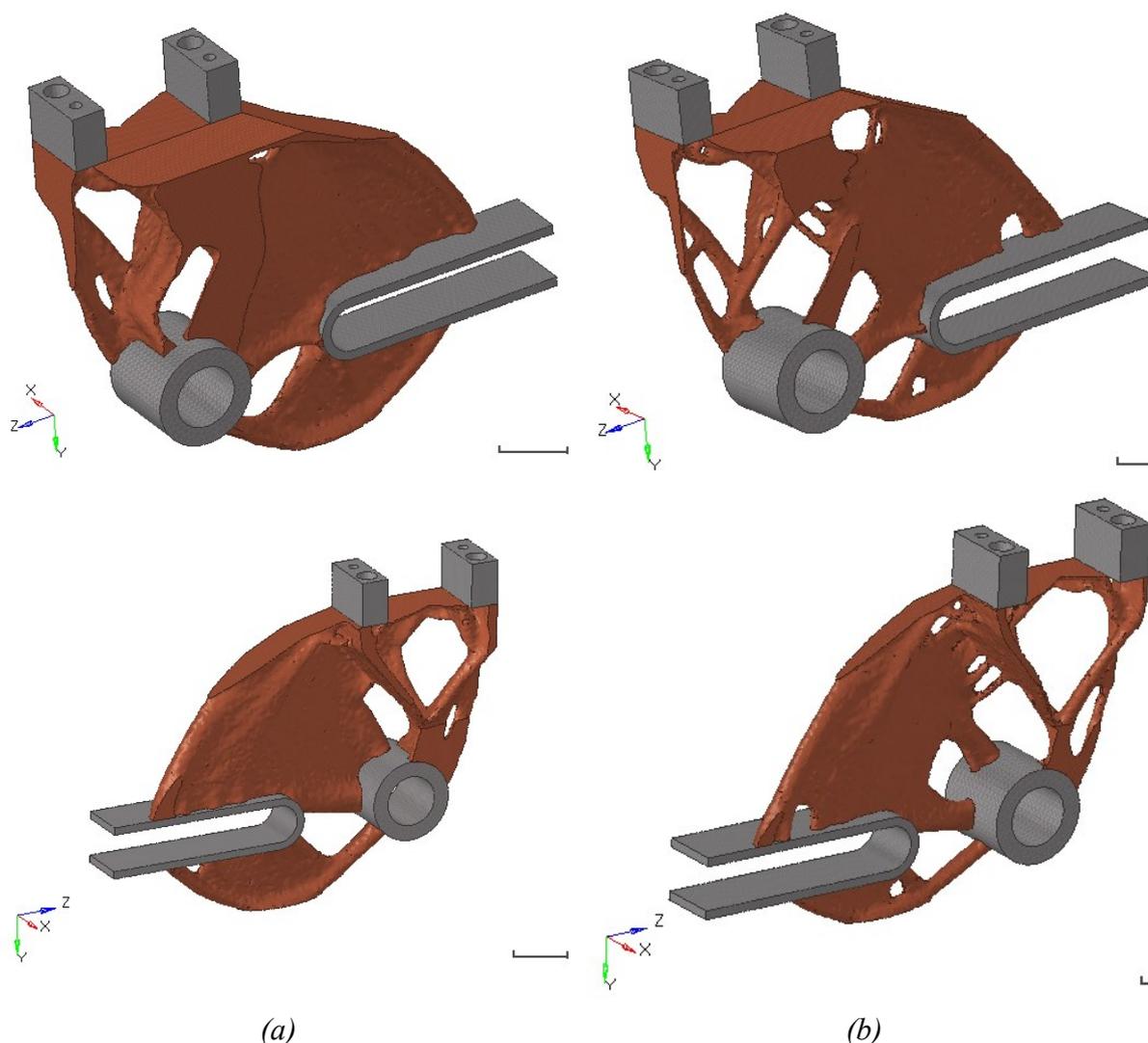


Figura 3.70 Modello a densità relativa unitaria staffa di supporto pinza freno, densità di soglia 0,3:
a) AlSi10Mg; b) Ti6Al4V

Come mostrato in precedenza per la pinza freno, anche in questo caso è possibile effettuare una stima più precisa riguardo la massa della staffa di supporto pinza freno così ottimizzata. I valori ottenuti sono riportati in Tabella 3.8.

	<i>AlSi10Mg</i>		<i>Ti6Al4V</i>	
	<i>Massa [g]</i>	<i>Δ%</i>	<i>Massa [g]</i>	<i>Δ%</i>
<i>DS defeature + NDS</i>	988	-	1501	-
<i>DS OSSmooth + NDS</i>	244	- 75%	275	- 82%

Tabella 3.8 Riduzione di massa dopo OSSmooth

A differenza di quanto ottenuto per la pinza freno, in questo caso la massa dell'ottimizzato dopo l'*OSSmooth* risulta superiore rispetto a quella preventivata (Tabella 3.7). Questo aspetto era preventivabile, poiché avendo trasformato tutti gli elementi con densità relativa superiore a 0,3 in elementi a densità piena, la probabilità che la massa aggiunta fosse superiore a quella totale degli elementi rimossi risultava molto alta.

Saranno ora esposti i risultati ottenuti dall'analisi a elementi finiti del modello. Analizzando le tensioni equivalenti di von Mises, presenti sui modelli nella condizione di carico derivata *Envelope*, è possibile notare delle sollecitazioni con intensità massima inferiore sul componente, rispetto all'ottimizzato (Figura 3.71). Lo sfruttamento del materiale tuttavia risulta molto più omogeneo rispetto a quanto precedentemente ottenuto.

Analizzando la staffa prodotta in AlSi10Mg si può notare come persistano le zone critiche presentate in precedenza: la loro estensione risulta di gran lunga inferiore, specialmente per quella generata dal contatto dell'asola e il forcellone. La zona con $CS < 2$ in prossimità degli attacchi con la pinza freno invece presenta un'elevata concentrazione delle tensioni, tuttavia con un adeguato raccordo questo valore di picco potrebbe migliorare e scendere sotto la soglia di criticità.

Per quanto riguarda la staffa prodotta in lega di Titanio, si può notare come le zone che presentano una tensione superiore a 502 MPa risultino relegate ad alcuni elementi localizzati, con il modello a densità relativa unitaria, quindi, viene pienamente rispettato il vincolo progettuale imposto che prevede un coefficiente di sicurezza superiore a 2 su tutto il componente.

In Figura 3.72 vengono mostrate in modo più chiaro le zone che presentano un $CS < 2$.

3.2 - Staffa di supporto pinza freno

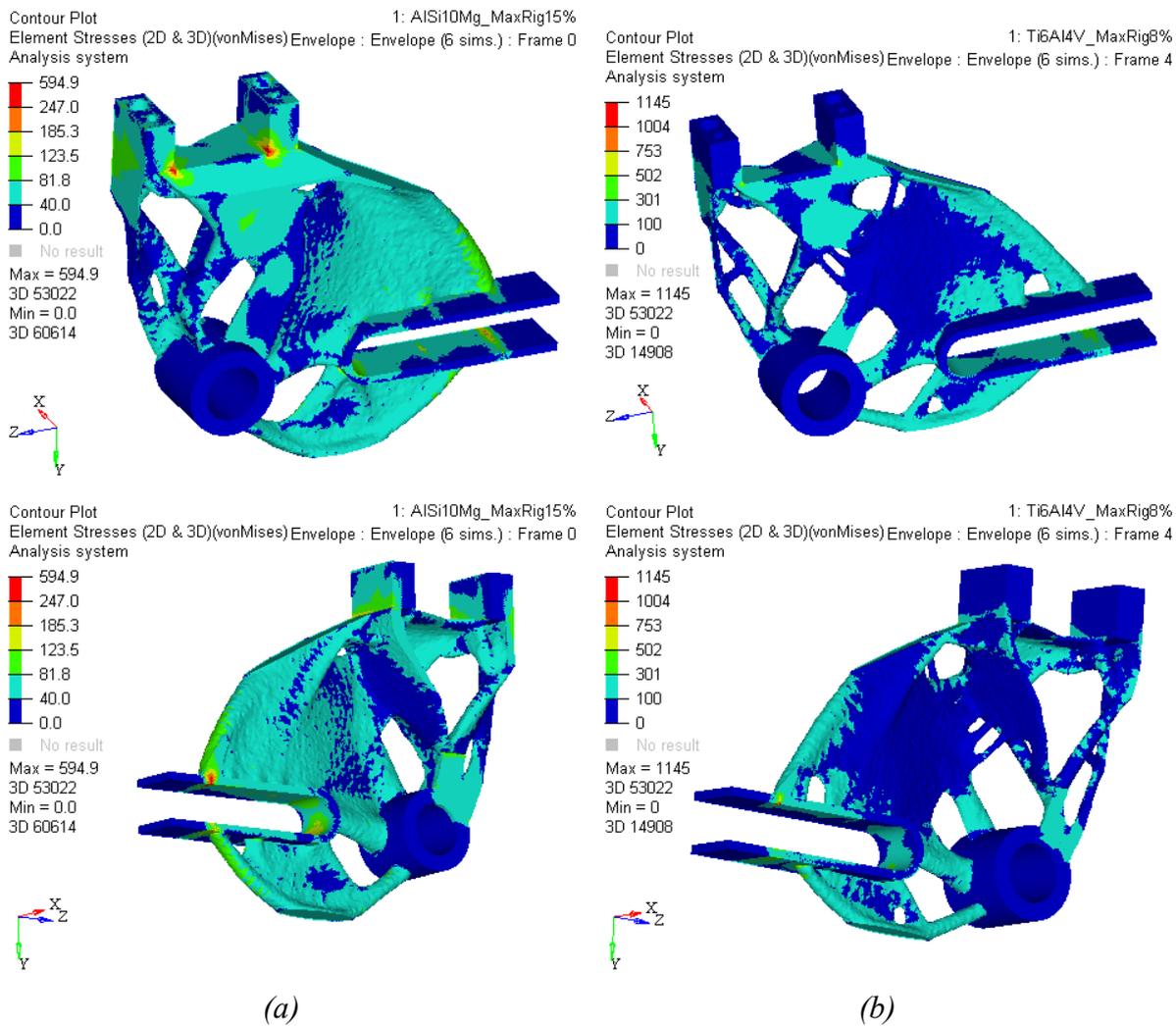


Figura 3.71 Stress di von Mises sul modello OSSmooth, in condizione Envelope; a) AISi10Mg; b) Ti6Al4V

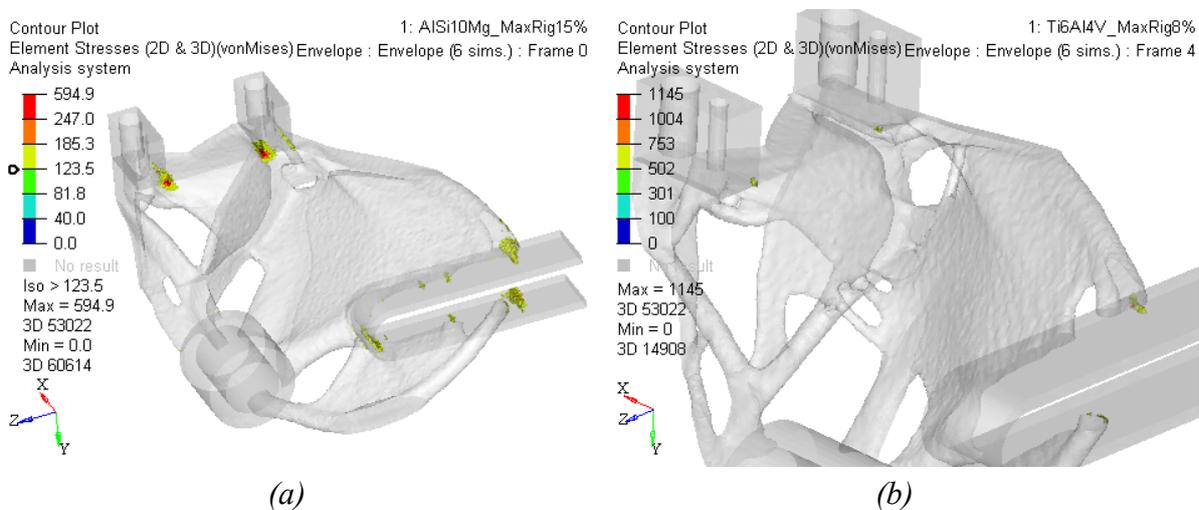


Figura 3.72 Stress di von Mises sul modello OSSmooth, CS<2; a) AISi10Mg; b) Ti6Al4V

Analizzando gli spostamenti si nota come in questo caso si ottiene un miglioramento significativo delle performance da parte dei componenti.

Per quanto riguarda la staffa realizzata in AlSi10Mg (Figura 3.73), il modello a densità relativa unitaria garantisce il rispetto del vincolo di progetto in ognuna delle configurazioni di carico, ad eccezione della condizione *Passo lungo indietro* che viola il limite, pari a $0,5\text{ mm}$, di un solo centesimo.

La staffa realizzata in lega di Titanio (Figura 3.74), in seguito all'operazione di *OSSmooth*, presenta degli eccellenti miglioramenti per quanto riguarda gli spostamenti, dimezzando circa i valori massimi ottenuti dall'analisi dell'ottimizzato. Il vincolo di progetto è ora pienamente rispettato, sia nel moto avanti che in quello all'indietro del motociclo, nelle posizioni di regolazione indietro e intermedia della ruota. Per quanto riguarda la condizione di carico *Passo lungo avanti* il valore massimo di spostamento ottenuto è di $0,55\text{ mm}$, eccedendo di soli 5 centesimi di millimetro il massimo consentito, mentre nella condizione *Passo lungo indietro* lo spostamento risulta pari a $1,05\text{ mm}$.

Nel primo caso il valore si è ritenuto accettabile, andando a effettuare alcune modifiche alla topologia per migliorarne il comportamento. Nel secondo caso, nonostante risulti circa il doppio del massimo valore accettabile, non è stato ritenuto vincolante. Quella condizione di carico infatti risulta difficilmente realizzabile durante il corretto funzionamento del motociclo, è stato quindi previsto solamente al fine di garantire la resistenza meccanica della staffa durante eventi straordinari.

Il passo successivo consiste nella rimodellazione delle topologie ottenute, interpretando i risultati ottenuti e cercando di risolvere le criticità riportate. Si è dunque ritenuto valido proseguire il processo anche con la staffa realizzata in lega di Alluminio, andando ad aggiungere materiale laddove, nel modello a densità relativa unitaria, sono presenti concentrazioni di tensioni, che in alcune zone portano anche allo snervamento del materiale.

3.2 - Staffa di supporto pinza freno

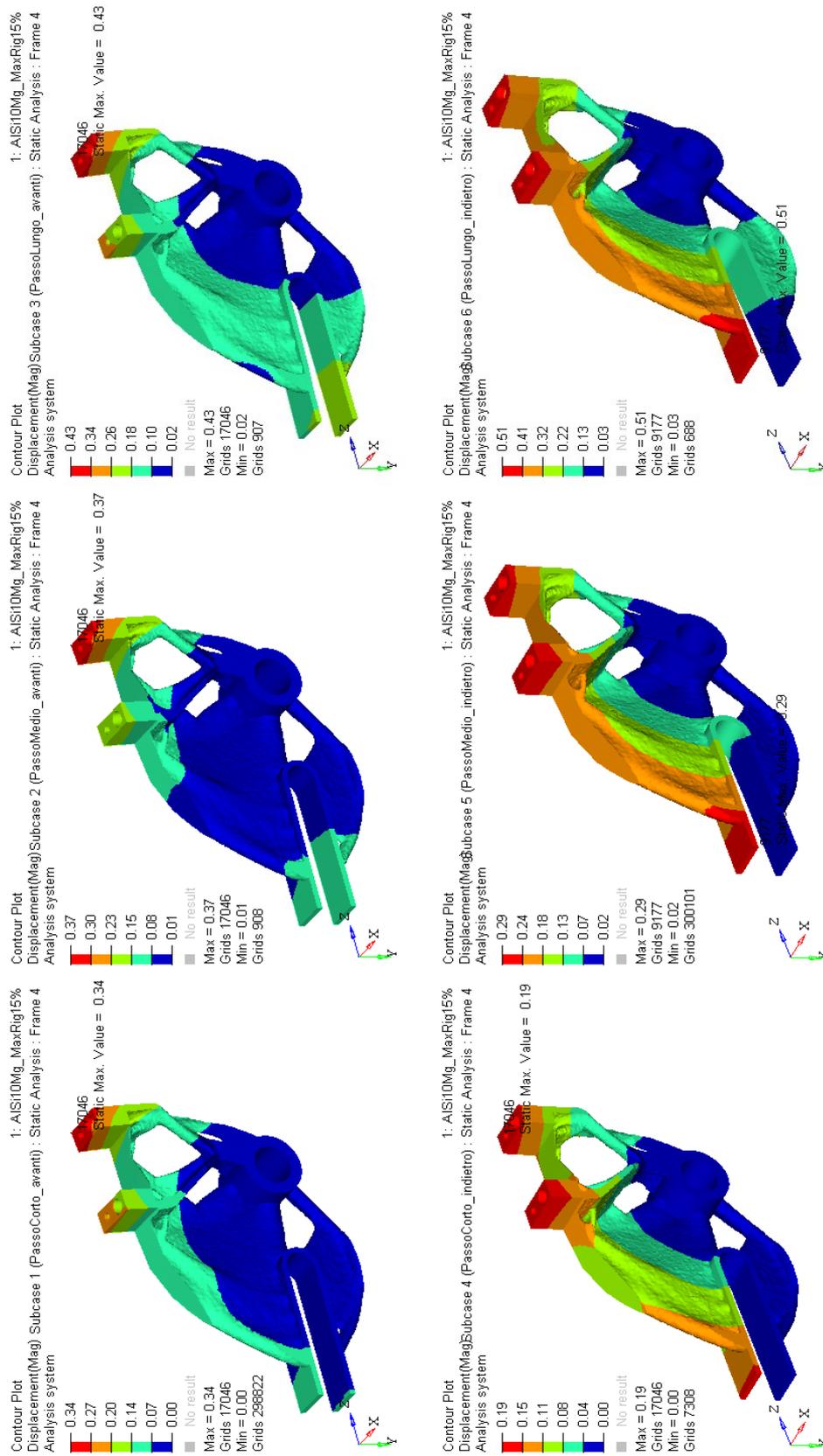


Figura 3.73 Massimo spostamento dell'OSSmooth della staffa di supporto pinza freno, AISi10Mg

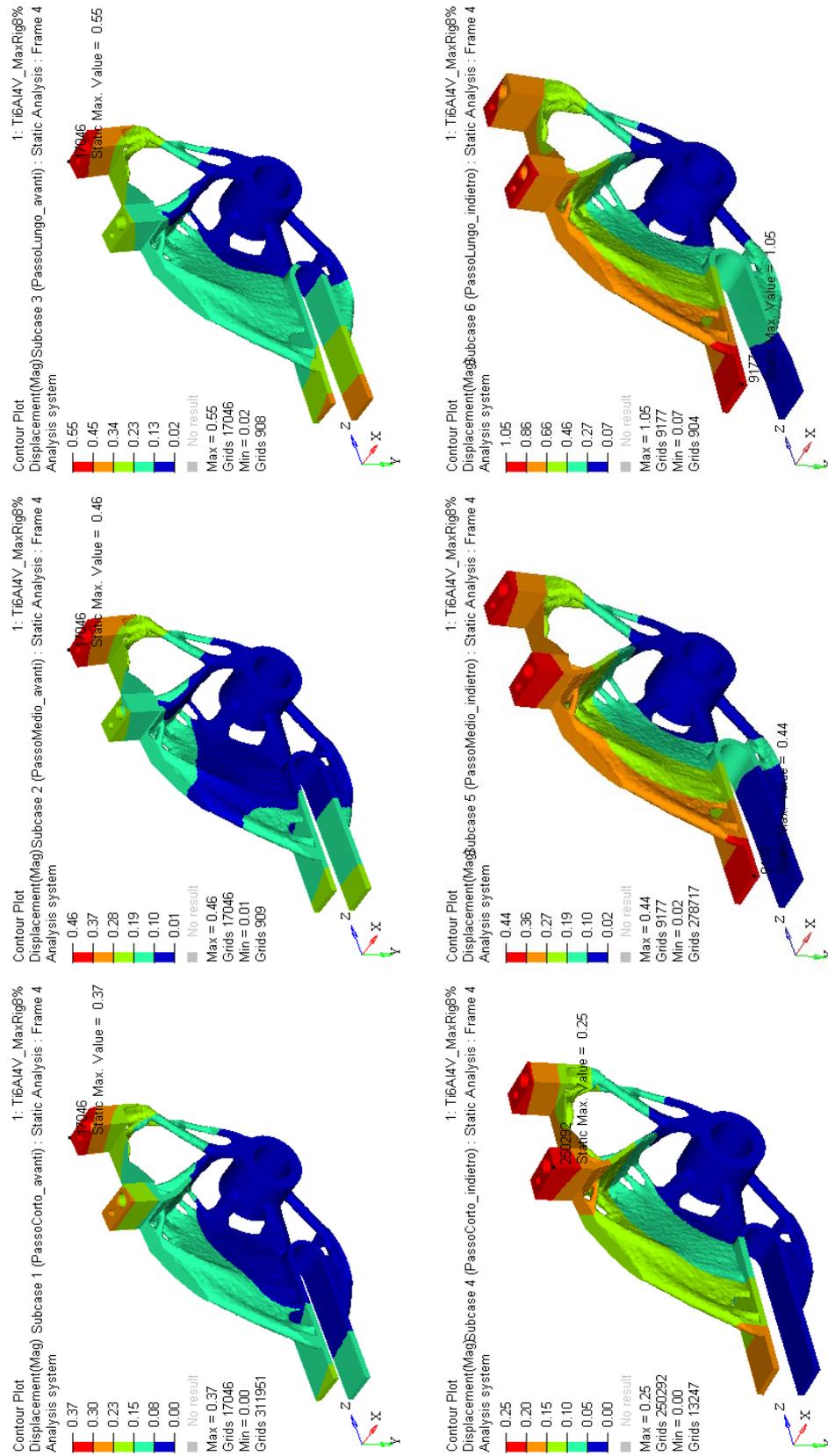


Figura 3.74 Massimo spostamento dell'OSSmooth della staffa di supporto pinza freno, Ti6Al4V

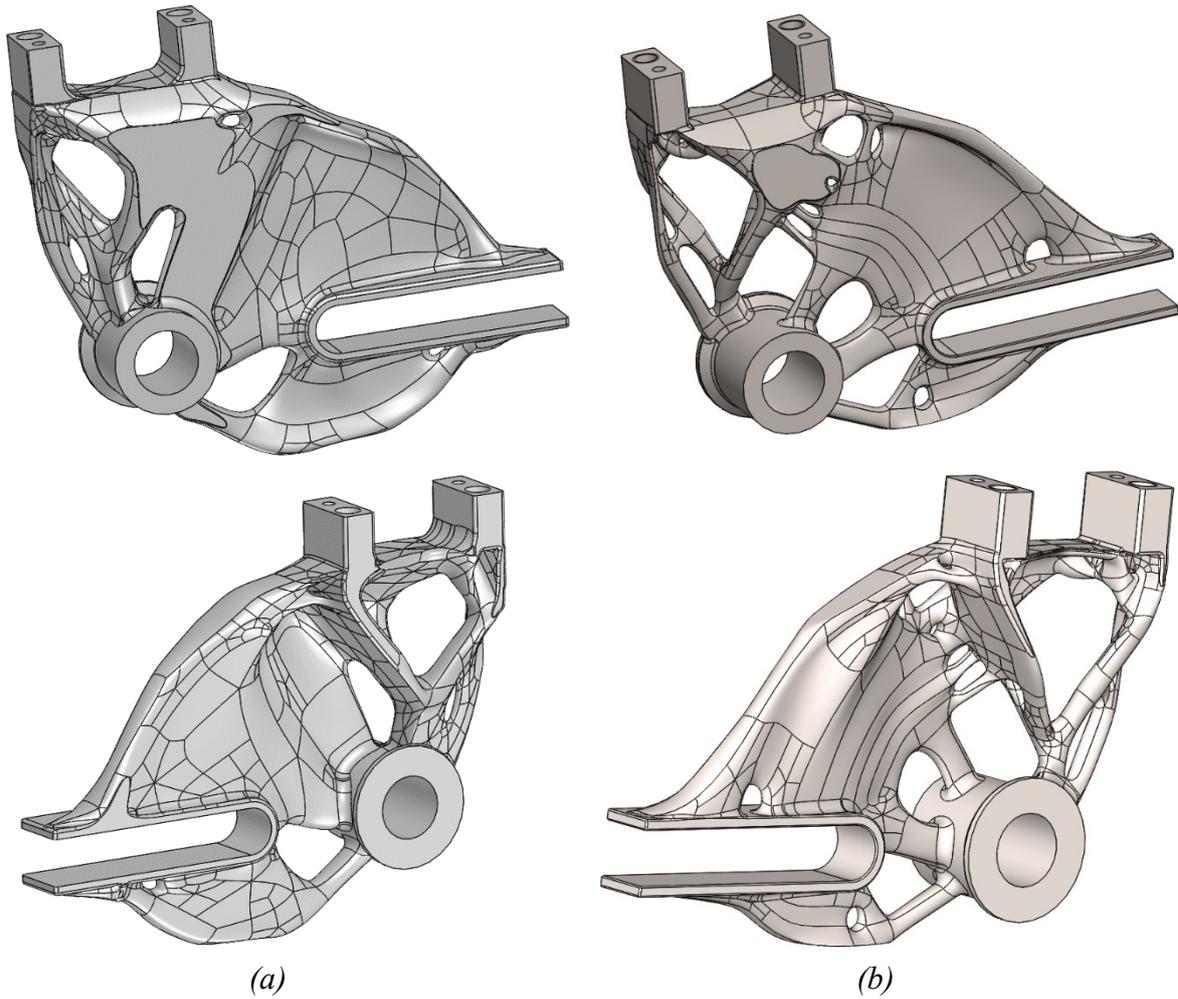


Figura 3.76 Geometria finale staffa di supporto pinza freno; a) AlSi10Mg; b) Ti6Al4V

È infine possibile andare a stimare la massa del componente finale, Tabella 3.9:

	<i>AlSi10Mg</i>		<i>Ti6Al4V</i>	
	<i>Massa [g]</i>	<i>Δ%</i>	<i>Massa [g]</i>	<i>Δ%</i>
<i>DS defeature + NDS</i>	988	-	1501	-
<i>Staffa freno finale</i>	334	-66%	348	-77%

Tabella 3.9 Riduzione di massa finale

La riduzione in massa, non avendo un componente di riferimento realizzato in maniera tradizionale, è confrontata con la geometria *defeature*. Per entrambi i componenti si sono ottenute delle ottime masse finali. Inoltre, è evidente come nonostante la maggior densità del Titanio la staffa in Ti6Al4V abbia una massa paragonabile a quella in AlSi10Mg, grazie alla miglior resistenza specifica della lega che permette di ottenere notevoli riduzioni di volume.

3.2.6 Analisi conclusiva

Infine, è stata eseguita un'analisi a elementi finiti delle nuove geometrie, il modello utilizzato è analogo a quello presentato nel paragrafo 3.2.2 per quanto riguarda carichi e vincoli applicati. In questo caso, avendo unito *Design space* e *Non Design space* con operazioni booleane, non saranno più presenti contatti di alcun tipo e il modello sarà composto da un unico corpo.

La mesh adottata in questa analisi risulta tetraedrica del secondo ordine con taglia media imposta pari a *1 mm*.

Analizzando la staffa, modellata seguendo la topologia ottenuta con la lega *AlSi10Mg*, e concentrandosi sulle tensioni equivalenti di von Mises, in condizione *Envelope* (Figura 3.77), si può notare come, nonostante l'aggiunta di materiale e la creazione di raccordi nelle aree più sollecitate, le criticità prima descritte permangano.

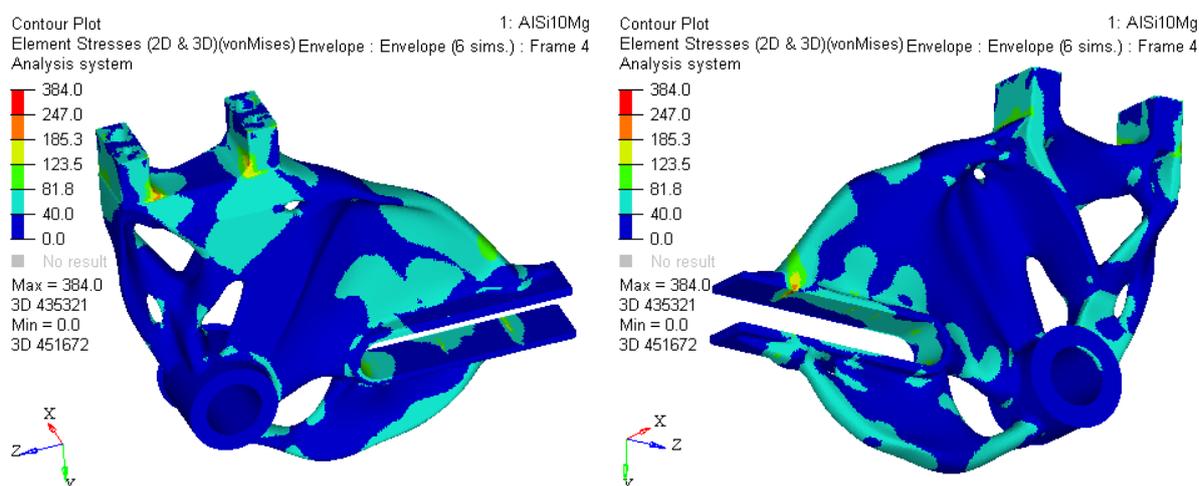


Figura 3.77 Stress di von Mises sulla geometria finale, *AlSi10Mg*, in condizione *Envelope*

Si evidenzia meglio in Figura 3.78 come le zone di unione tra gli attacchi della pinza freno, il corpo della staffa e la zona dell'asola interessata dai carichi in condizione di carico *Passo lungo avanti*, presentino zone non trascurabili con un coefficiente di sicurezza inferiore a 2.

Risulta specialmente critica la prima area descritta in quanto l'intensificazione di tensioni mostrata, considerando la natura ciclica delle sollecitazioni a cui è soggetto il componente, potrebbe portare alla formazione di una cricca, che propagandosi provocherebbe la rottura a fatica del componente.

Per queste motivazioni si è scelto di non adottare la staffa di supporto pinza freno realizzata in lega di Alluminio, nonostante le deformazioni massime continuassero a essere inferiori rispetto al modello in lega di Titanio.

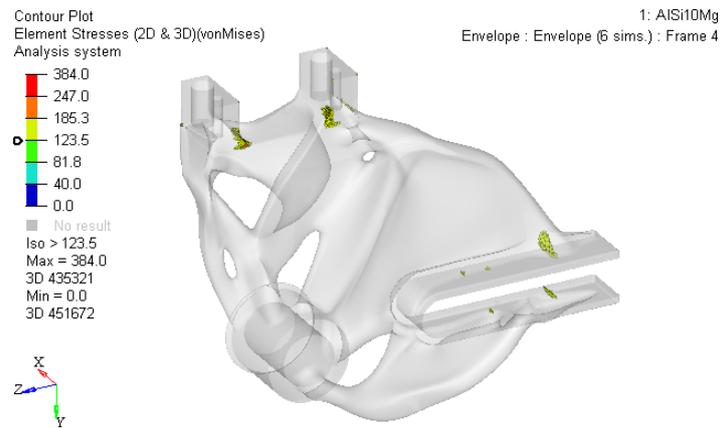


Figura 3.78 Stress di von Mises della staffa di supporto freno in condizioni *Envelope*, $CS < 2$, geometria finale AISi10Mg

Analizzando le tensioni equivalenti di von Mises sulla staffa realizzata in lega di Titanio, sempre in condizioni *Envelope* (Figura 3.79), è possibile notare come tutto il modello in questo caso abbia un livello di sollecitazione inferiore a 502 MPa , soddisfacendo pienamente il vincolo di progetto che prevedeva $CS \geq 2$.

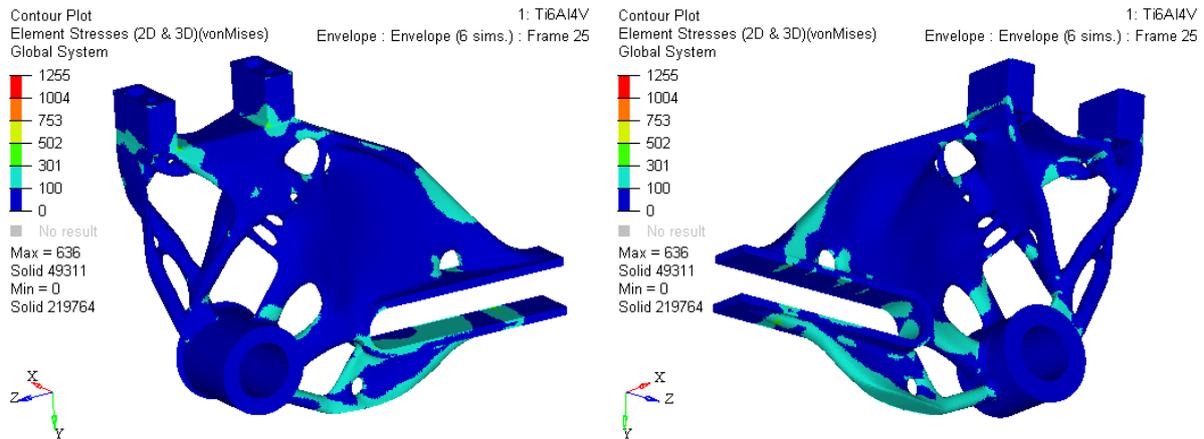


Figura 3.79 Stress di von Mises sulla geometria finale, Ti6Al4V, in condizione *Envelope*

Validato il modello sotto l'aspetto tensionale si è passati all'analisi degli spostamenti massimi a cui è soggetta questa geometria (Figura 3.80). Ricordando che il vincolo progettuale prevede uno spostamento massimo sul modello di $0,5 \text{ mm}$, si nota come tutte le condizioni di carico derivanti dall'avanzamento del motociclo, condizione di funzionamento ordinaria, rispettino il vincolo presentando uno spostamento massimo di $0,37 \text{ mm}$. Per quanto riguarda le condizioni derivanti dal moto all'indietro del veicolo, solamente quella in configurazione di passo lungo non rispetta il vincolo. Tuttavia, essendo questa condizione non ordinaria e poiché a livello tensionale il modello non presenta criticità, questa geometria è stata ugualmente validata.

3.2 - Staffa di supporto pinza freno

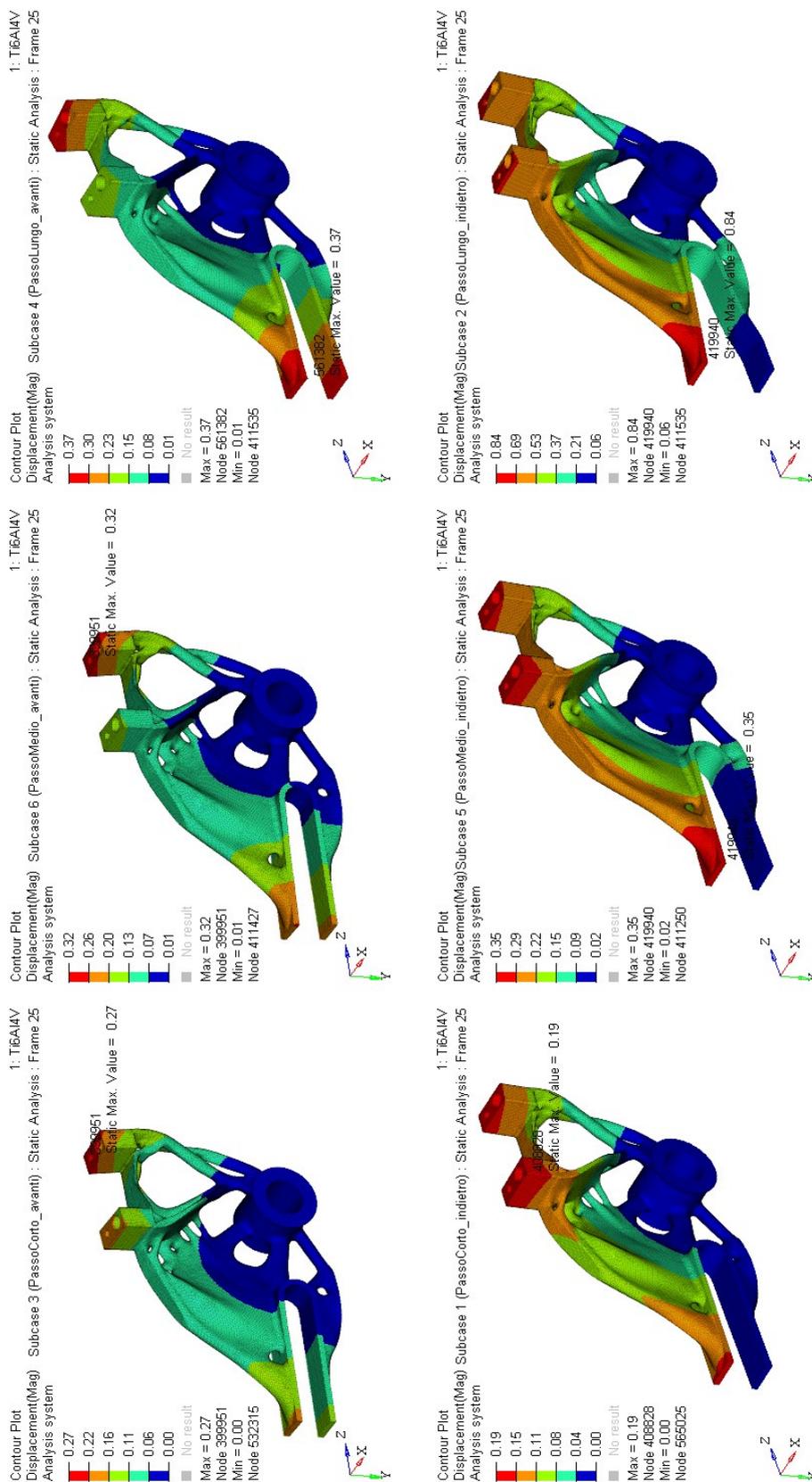


Figura 3.80 Massimo spostamento della geometria finale della staffa di supporto pinza freno, Ti6Al4V

Risulta quindi confermata la topologia derivante dal modello ottimizzato in Ti6Al4V (Figura 3.81). Al fine di garantire il giusto funzionamento del componente sono previste lavorazioni per asportazioni di truciolo per permettere, al grezzo realizzato in Additive Manufacturing, di soddisfare le tolleranze richieste sulle superfici di accoppiamento.

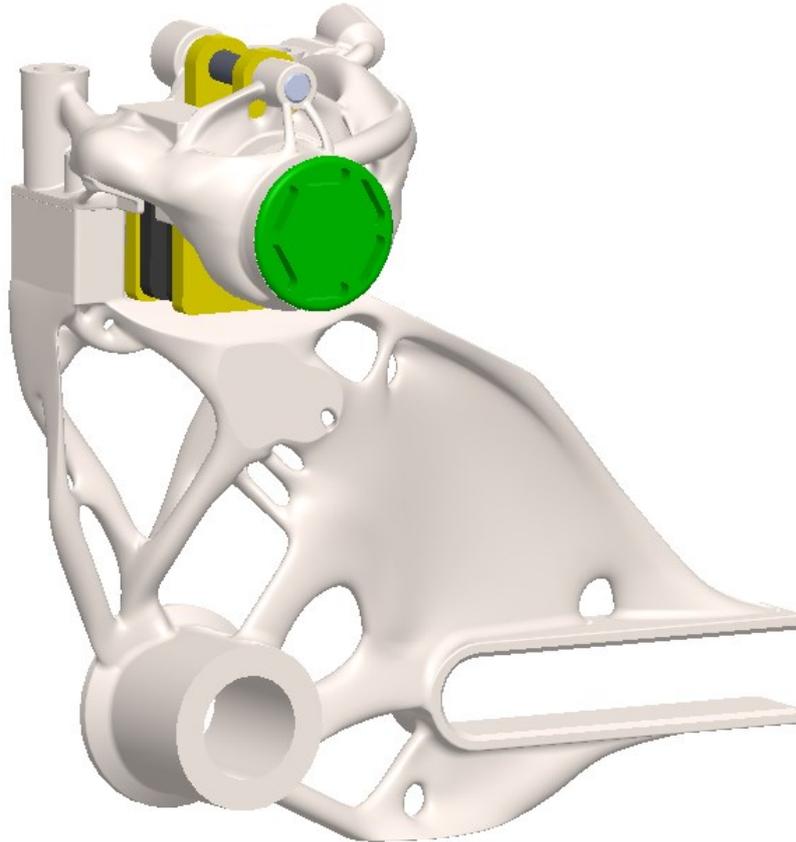


Figura 3.81 Assieme pinza e staffa freno ottimizzati topologicamente

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 3.82a); il secondo offre migliori caratteristiche meccaniche e una minor quantità di resina, tuttavia il costo per unità di superficie è nettamente superiore (Figura 3.82b).

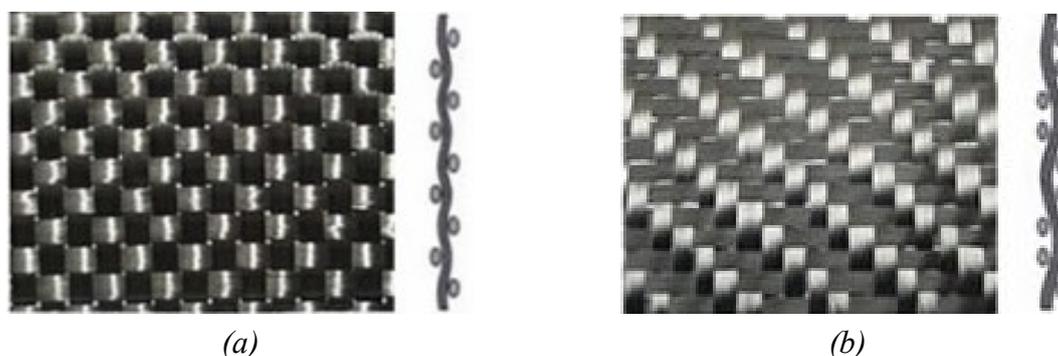


Figura 3.82 Plane Weave GG200P (a) e Twill Weave GG200T (b)

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

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 (paragrafi 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 3.83), 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.

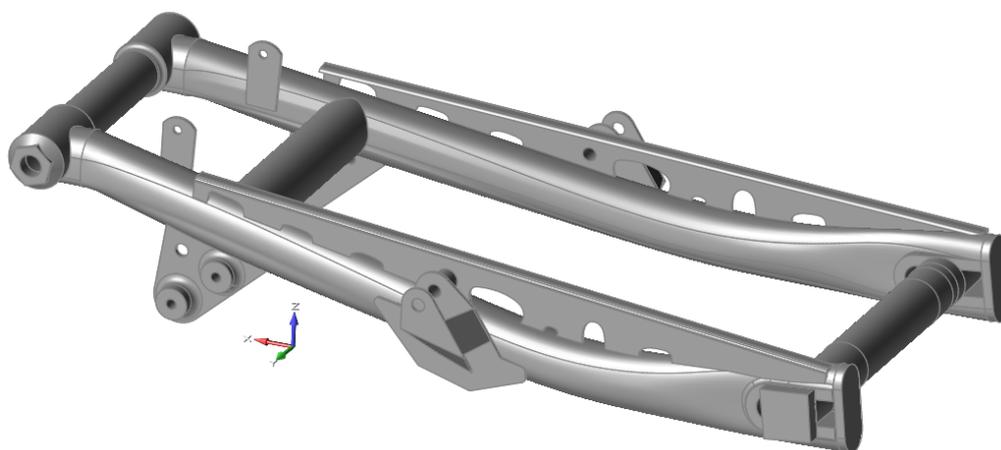


Figura 3.83 Forcellone originale

Inoltre, 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 però è stato anche sfruttato per consentire l'applicazione di vincoli e carichi.

Analizzando proprio questi ultimi, come è possibile osservare in Figura 3.84, 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 3.84, 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.

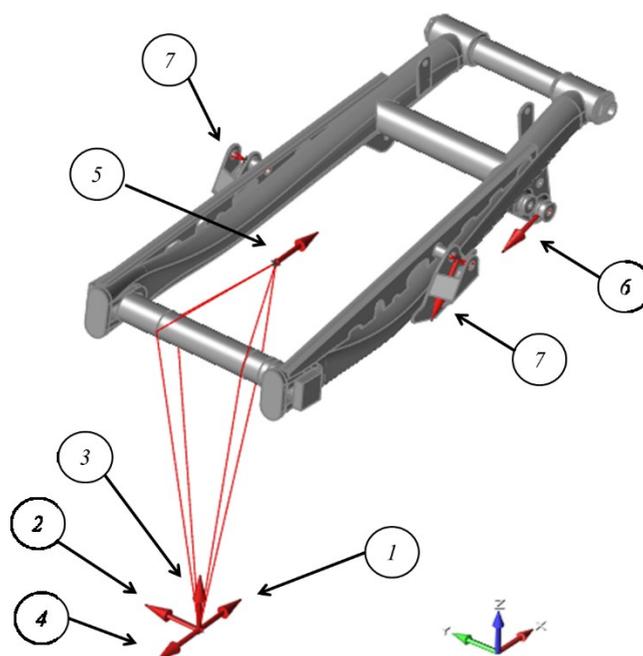


Figura 3.84 Forcellone con carichi applicati

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 l'orientamento della *forza* (5) sono avvenuti analizzando il diametro della corona originale (avente 52 denti), e il suo valore è stato ricavato tramite 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 3.85). 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 3.85 Sistema di bloccaggio freno a tamburo

Tuttavia, per poter bloccare staticamente il modello, a fronte dei carichi presentati, è stato necessario inserire dei vincoli indicati in Figura 3.86, quali la *cerniera fissa* (1) e gli *appoggi* (2), applicati per impedire gli spostamenti lungo la direzione dell'asse degli ammortizzatori laterali.

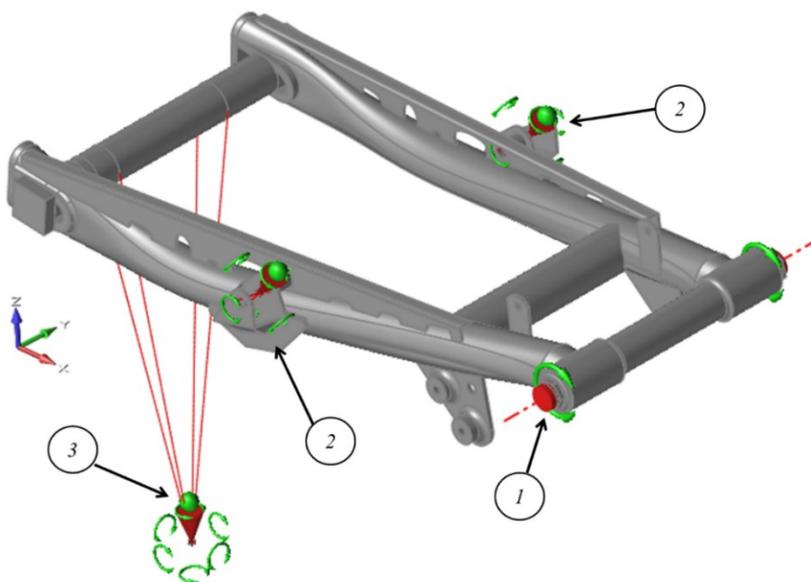


Figura 3.86 Forcellone con vincoli applicati

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 3.84 forza 7).

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 3.10.

<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 3.10 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 3.87).

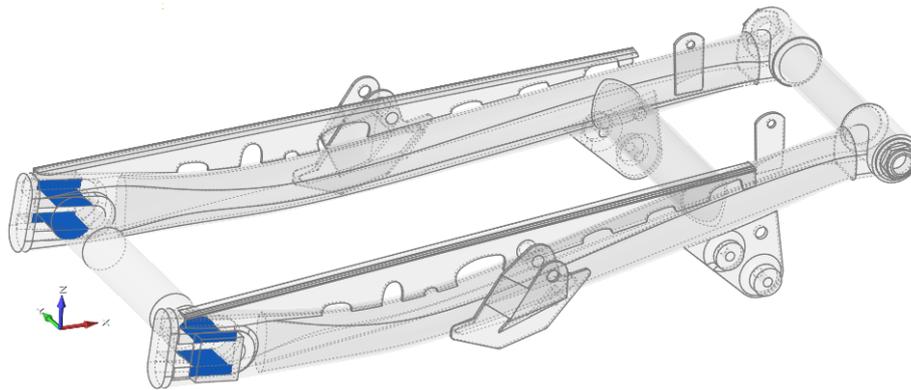


Figura 3.87 Contatti di tipo Bonded

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 3.11, ad eccezione del perno, al quale è stato imposto un modulo elastico di $10 \cdot 10^3 \text{ GPa}$.

3.3 - Forcellone

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

Tabella 3.11 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 3.88.

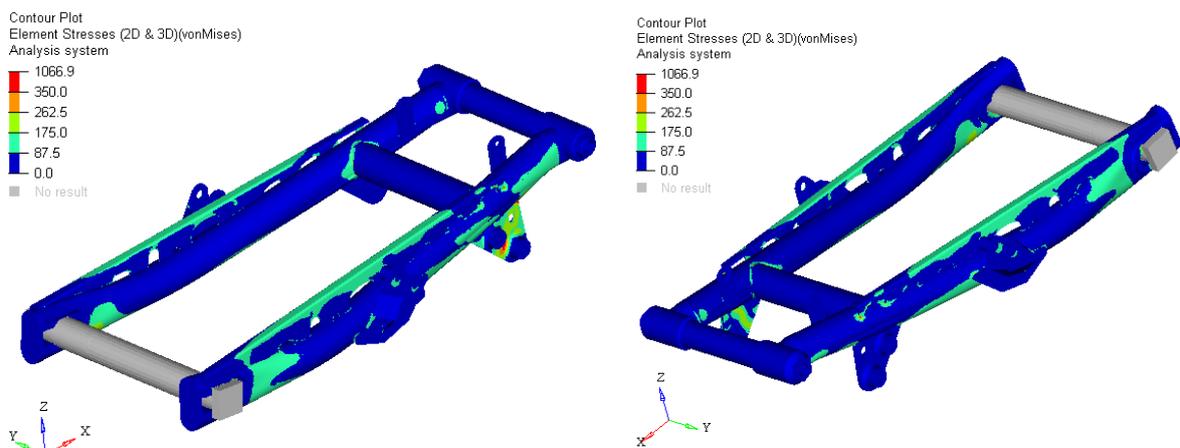


Figura 3.88 Condizione di carico che procura la maggiore tensione equivalente di von Mises sull'elemento

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.

I valori di spostamenti risultano significativi, in particolar modo nella condizione di carico *Laterale*, dove si assiste a una deflessione del forcellone di circa 1,3 mm (Figura 3.89).

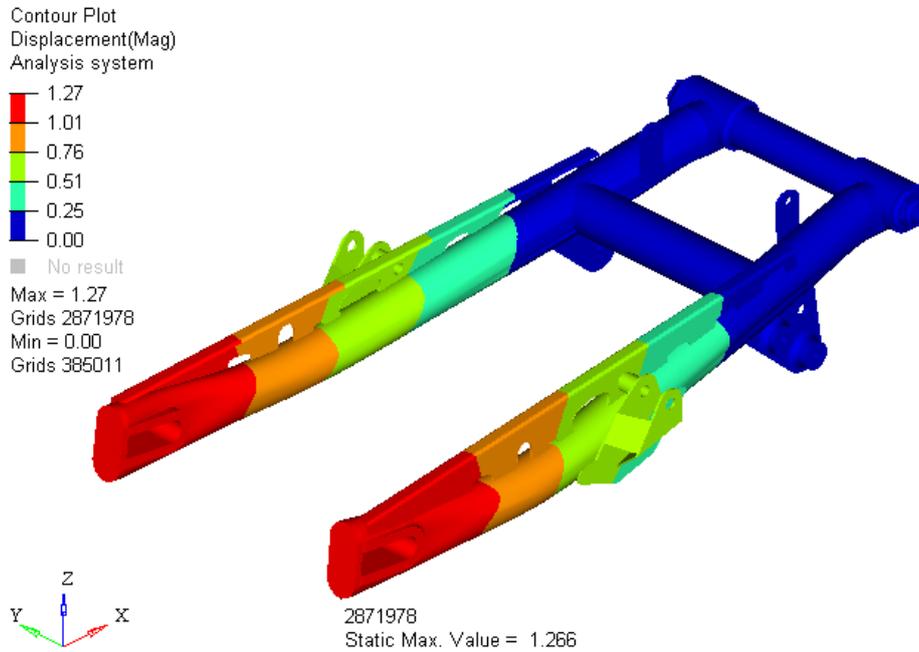


Figura 3.89 Spostamenti in condizione di carico Laterale

Infine, si riportano in Tabella 3.12 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 3.12 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 Defeature della geometria

Per consentire la massima libertà al solutore, durante le ottimizzazioni topologiche, è stato effettuato il processo di *defeature* 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 3.90) 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.

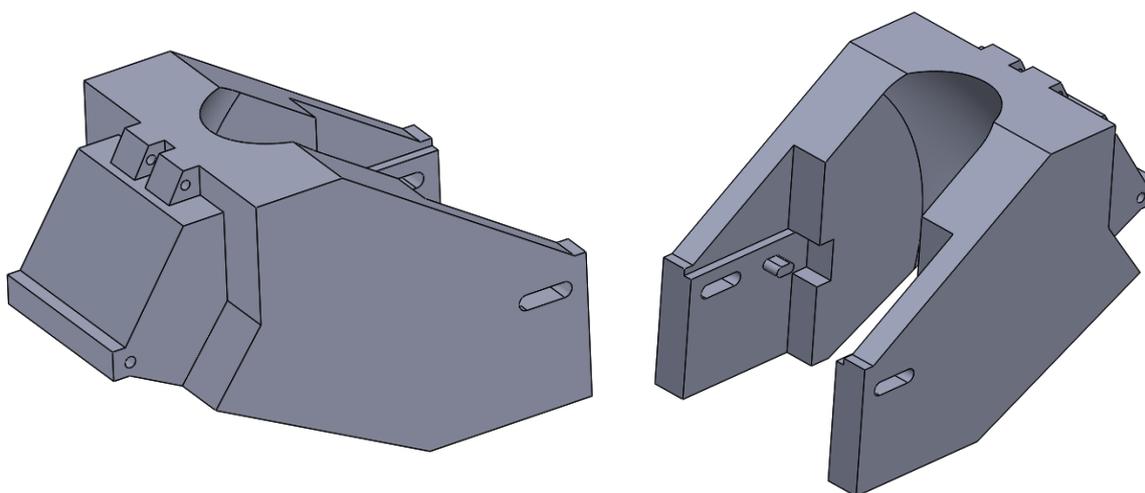


Figura 3.90 Geometria defeature iniziale del forcellone

Ciò assicura ugualmente il perfetto rispetto del cinematismo della sospensione (Figura 3.91) e presenta tutte le aree di interfaccia del forcellone con i restanti componenti del motociclo, come: 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.

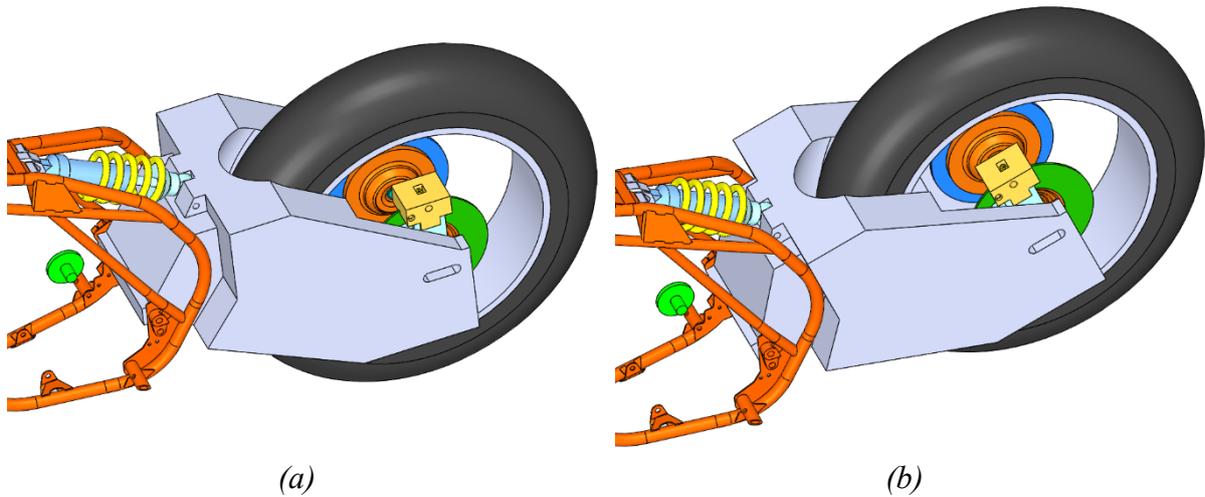


Figura 3.91 Movimento defeature forcellone durante escursione ruota: a) ammortizzatore esteso; b) ammortizzatore compresso

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 3.92, degli ingombri del freno, della staffa di supporto freno e del disco freno.

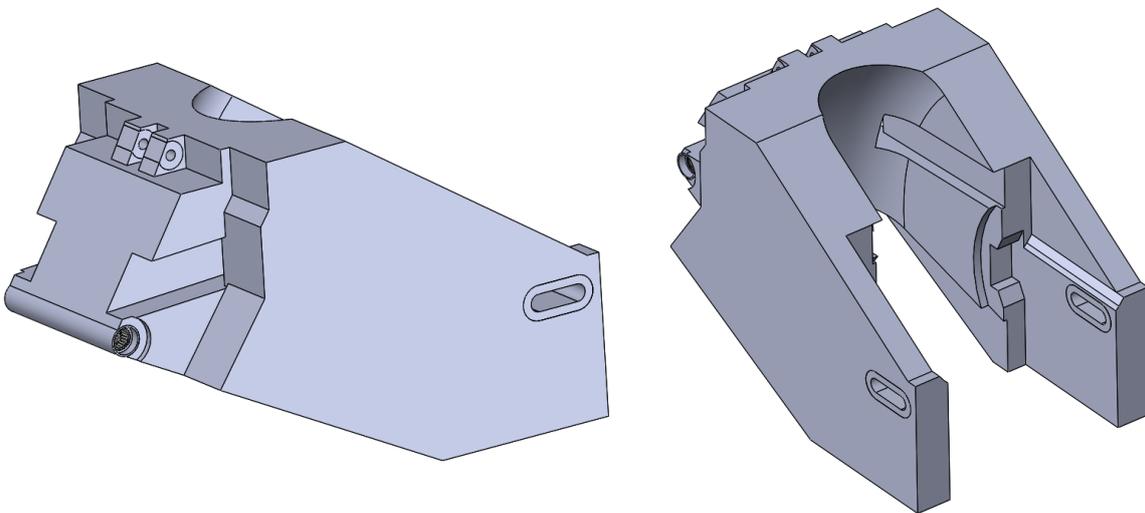


Figura 3.92 Nuova geometria defeature del forcellone

Sono anche stati previsti dei passaggi per il sistema di trasmissione (Figura 3.93). 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.

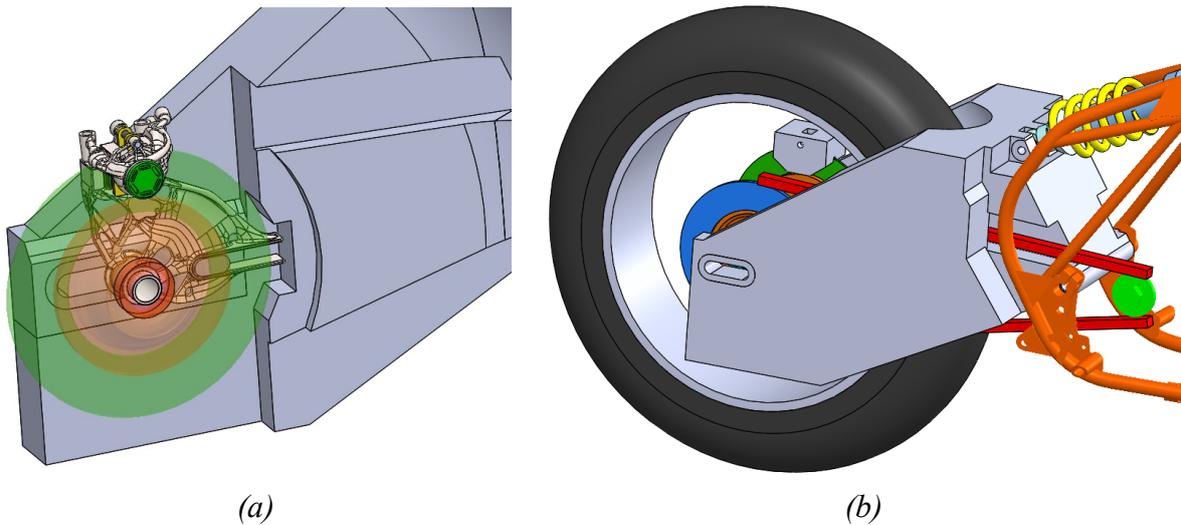


Figura 3.93 Modifiche defeature forcellone: a) Scavi per evitare interferenze impianto frenante; b) fori per passaggio catena

Infine, 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 3.94), 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.

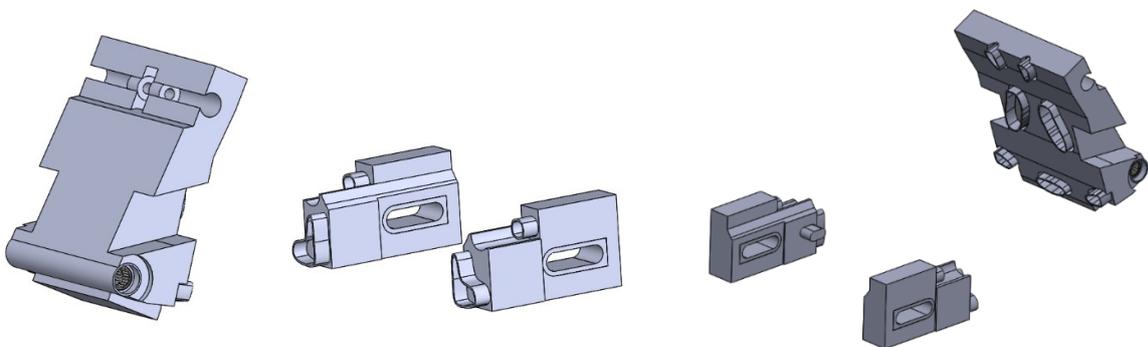


Figura 3.94 Geometria defeature della zona metallica del forcellone

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 3.95) 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*.

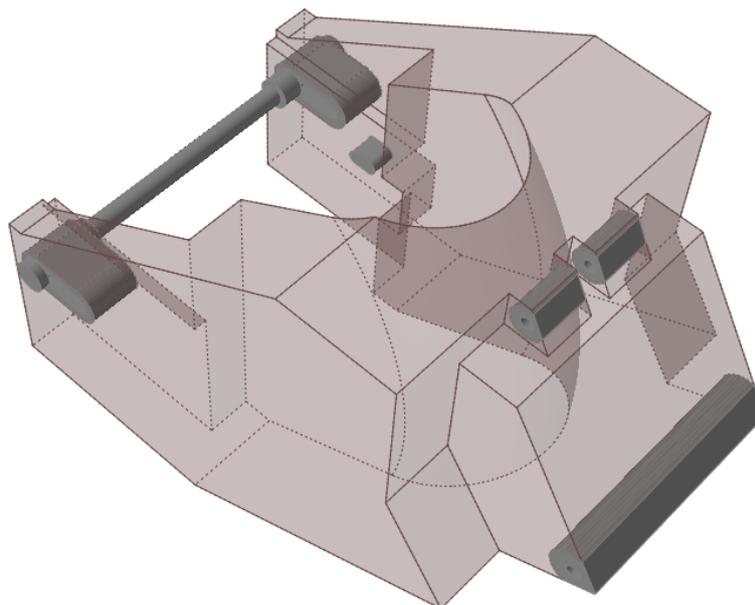


Figura 3.95 Aree di Non Design in grigio, area di Design in trasparenza

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 3.96), eliminando sei gradi di libertà per ogni nuovo corpo introdotto.

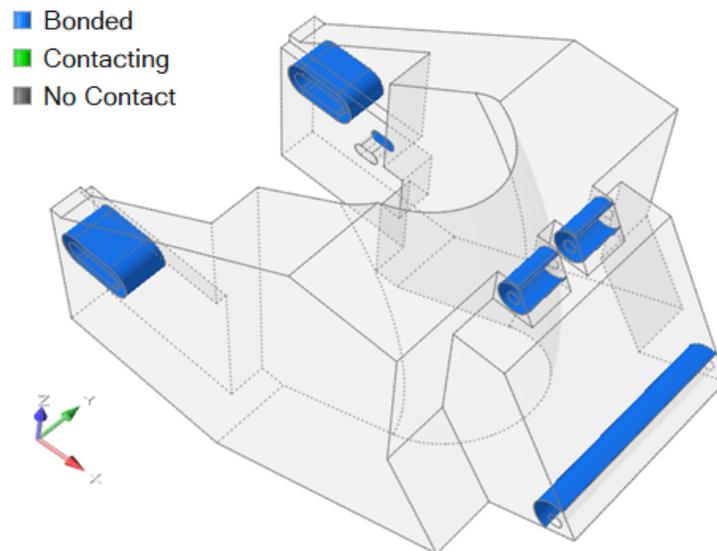


Figura 3.96 Contatti di tipo *Bonded* tra *Design space* e *Non Design space*

Per permettere l'esecuzione dell'analisi strutturale è stato necessario l'inserimento dei carichi a cui il componente è soggetto (Figura 3.97).

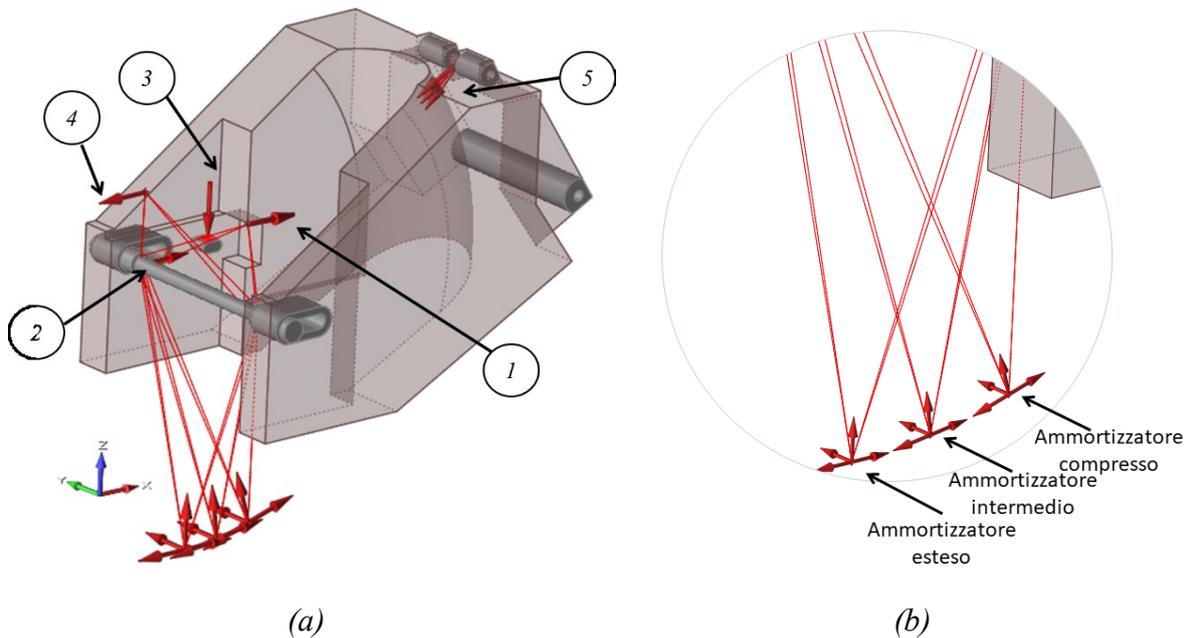


Figura 3.97 Carichi applicati al modello (a) e dettaglio su contatto ruota-terreno (b)

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 3.97b). 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 imbardanti con 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 3.97 *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 8400 N , come avvenuto in precedenza, ma è possibile applicarla direttamente sulla sede di accoppiamento con il forcellone (*forza 5*). Tuttavia, 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 3.98).

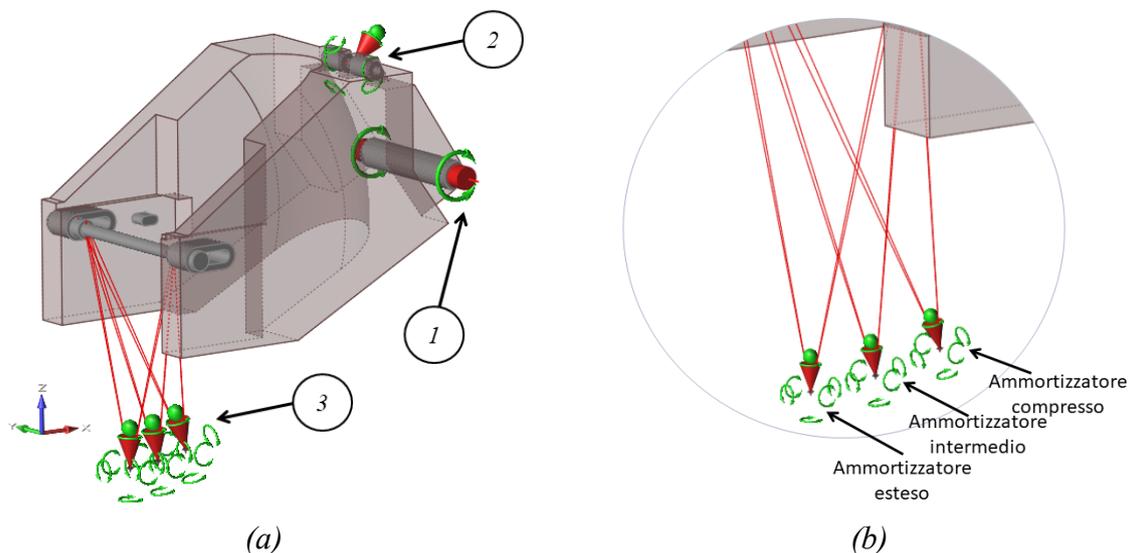


Figura 3.98 Vincoli applicati al modello (a) e dettaglio su contatto ruota-terreno (b)

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. Inoltre, 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 3.10, 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 3.99), 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.

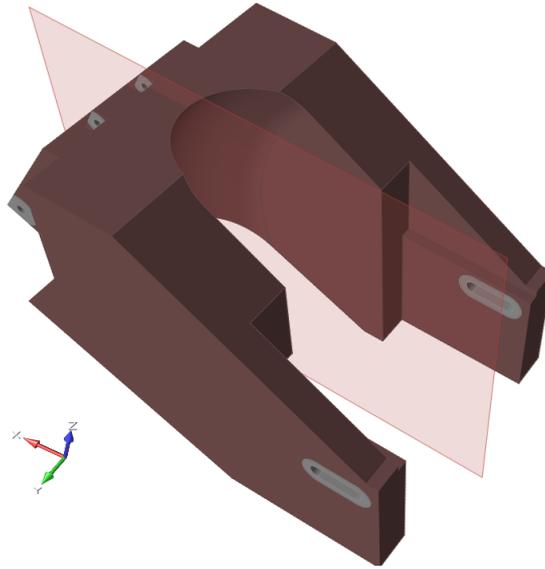


Figura 3.99 Manufacturing constraint di simmetria planare

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 3.90 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 3.100, è tale da garantirne la presenza di almeno tre sulla dimensione minima del corpo.

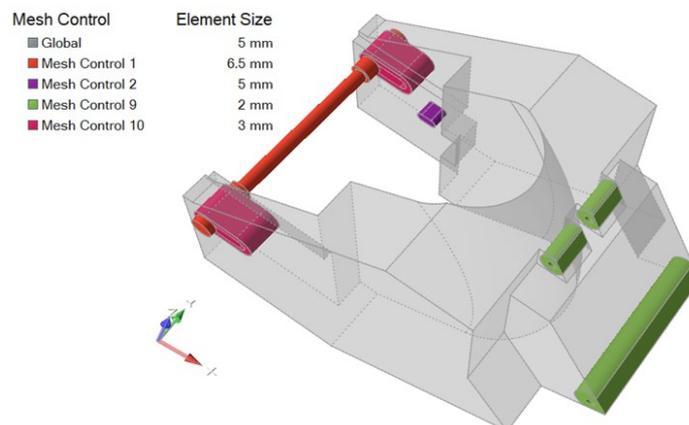


Figura 3.100 Mesh Control modello per l'ottimizzazione topologica mono-materiale

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

GG200P DT120-47		
Spessore	t	0,25 mm
Modulo Elastico 1	$E11$	49300 MPa
Modulo Elastico 2	$E22$	49300 MPa
Modulo a Taglio 12	$G12$	5000 MPa
Modulo a Taglio 13	$G13$	5000 MPa
Modulo a Taglio 23	$G23$	5000 MPa
Numero di Poisson 12	$\nu12$	0,1
Resistenza a trazione 1	Xt	545 MPa
Resistenza a trazione 2	Yt	545 MPa
Resistenza a compressione 1	Xc	378,4 MPa
Resistenza a compressione 2	Yc	378,4 MPa
Resistenza a taglio sul piano	S	51 MPa
Densità	ρ	1430 kg/m ³
Tensione di delaminazione a taglio	$ILSS$	62,1 MPa

Tabella 3.13 Caratteristiche meccaniche del GG200P DT120-47

Si sono quindi considerate le caratteristiche meccaniche del GG200P DT120-47 (Tabella 3.13), fornite dalla caratterizzazione di Bercella S.R.L., ed è stata valutata una laminazione simmetrica bilanciata quasi isotropa, con 8 ply [0/90/+45/-45/-45/+45/90/0] (Figura 3.101).

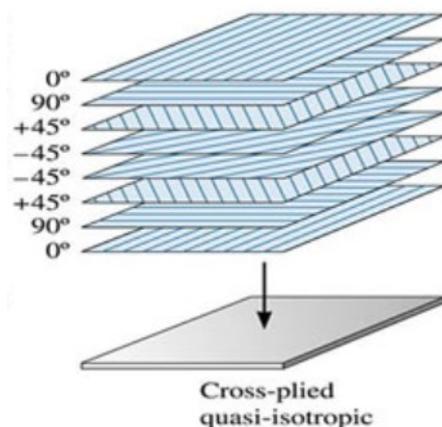


Figura 3.101 Laminazione quasi isotropa a 8 ply [32]

Inserendo la sequenza di laminazione con le caratteristiche del tessuto 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 3.14.

<i>Materiale</i>	<i>E [GPa]</i>	<i>ν</i>	<i>ρ [kg/m³]</i>
GG200P isotropo	36,34	0.33	1,43·10 ³

Tabella 3.14 Caratteristiche meccaniche isotropo equivalente GG200P

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, riportate in Tabella 3.15.

<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 3.15 Caratteristiche meccaniche Ti6Al4V

Discretizzato il modello e assegnatogli il materiale è stato possibile definire i vincoli e l'obiettivo per eseguire il calcolo. Le ottimizzazioni topologiche sono state eseguite per massimizzare la rigidità del componente imponendo una percentuale di riduzione di volume. Dopo alcune prove sono stati individuati i parametri, riportati in Tabella 3.16, che permettono di ottenere una topologia formata da bracci collegati, uno spessore di parete opportuno e una massa confrontabile a quella del forcellone originale.

<i>Materiale</i>	<i>% volume residuo DS</i>	<i>Dimensione minima [mm]</i>	<i>Dimensione massima [mm]</i>
GG200P	10%	15	40
Ti6Al4V	4%	15	40

Tabella 3.16 Parametri per l'ottimizzazione topologica mono-materiale

Verranno di seguito riportati i risultati di topologia, senza andare nel dettaglio dello stato tensionale e delle deformazioni massime a cui sono soggette le due varianti. Esulerebbe dallo scopo di queste ottimizzazioni preliminari verificare le performance ottenute: esse infatti sono eseguite unicamente per individuare la distribuzione di materiale che permette di diminuire l'energia di deformazione, per i due materiali analizzati.

3.3 - Forcellone

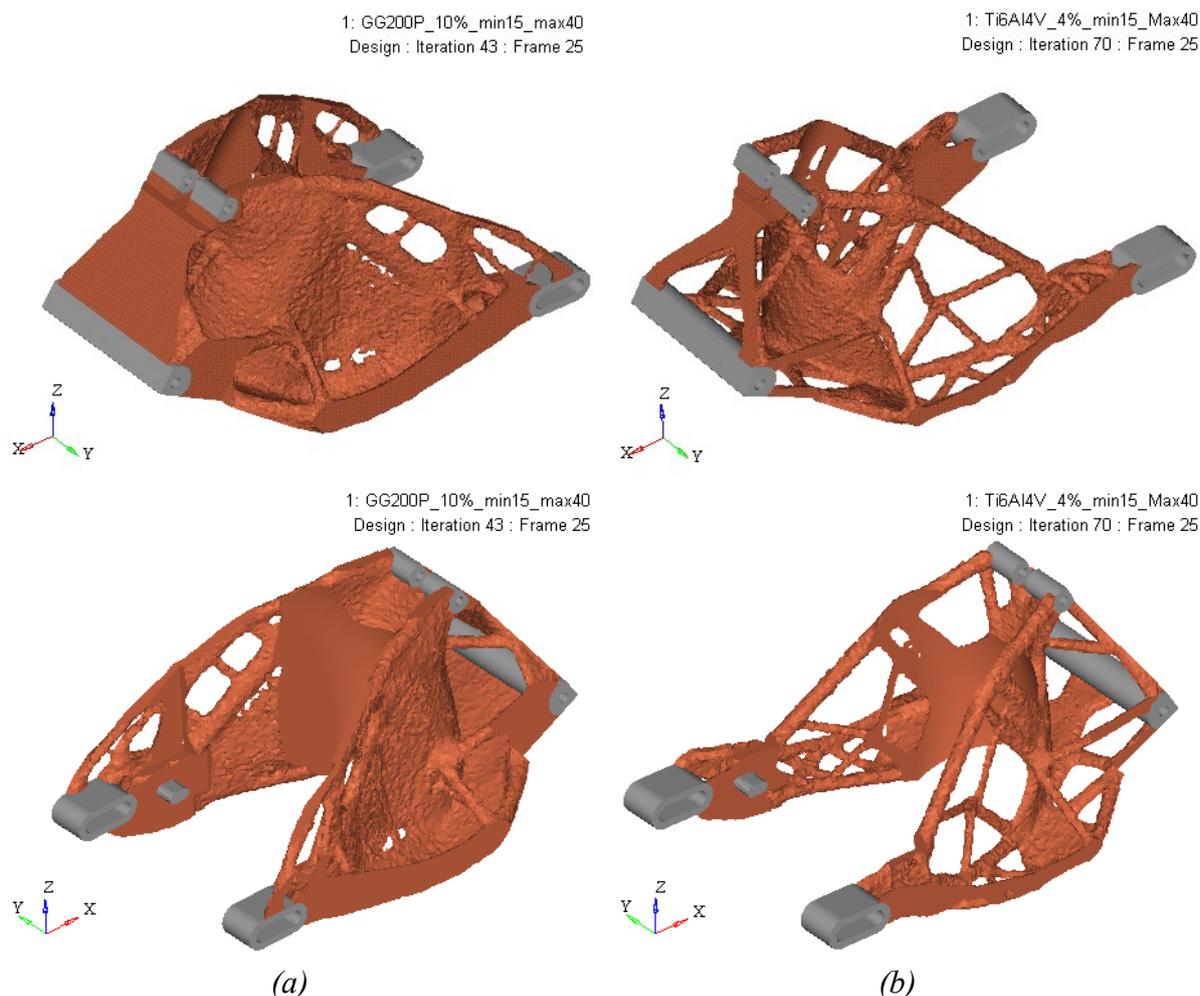


Figura 3.102 Topologia ottimizzazioni mono-materiale forcellone: a) GG200P, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,3$; b) Ti6Al4V, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,2$

Analizzando le topologie ottenute (Figura 3.102) si può notare come il materiale metallico presenti delle geometrie maggiormente reticolate, mentre l'isotropo equivalente del materiale composito tende a formare delle pareti sottili creando un guscio. In base ai risultati ottenuti si è deciso di realizzare la zona circostante alle asole in lega di Titanio, semplificando anche l'integrazione della sporgenza necessaria per evitare la rotazione della staffa di supporto freno. Anche la porzione di *Design space* che collega la cerniera di attacco a telaio e gli occhielli di collegamento con l'ammortizzatore sarà simulata in materiale metallico. La topologia del Ti6Al4V nella parte anteriore risulta infatti ben realizzabile mediante Additive Manufacturing e permette di realizzare facilmente aree di giunzione con la porzione in GG200P.

Si è scelto di realizzare la parte centrale in fibra di carbonio poiché in questo modo si evita l'inserimento di elementi metallici nel laminato, al fine di permettere la realizzazione delle zone di accoppiamento, e poiché essendo la porzione con superficie maggiore concede una maggior libertà nell'identificare e interpretare una topologia tale da essere prodotta mediante laminazione.

Si è quindi divisa la geometria *defeature*, mostrata in Figura 3.92 in quattro aree (Figura 3.103), la zona centrale è ottimizzata topologicamente assegnandole il materiale isotropo equivalente del GG200P, mentre le parti rosse e quelle di *Non Design space* sono simulate con il Ti6Al4V.

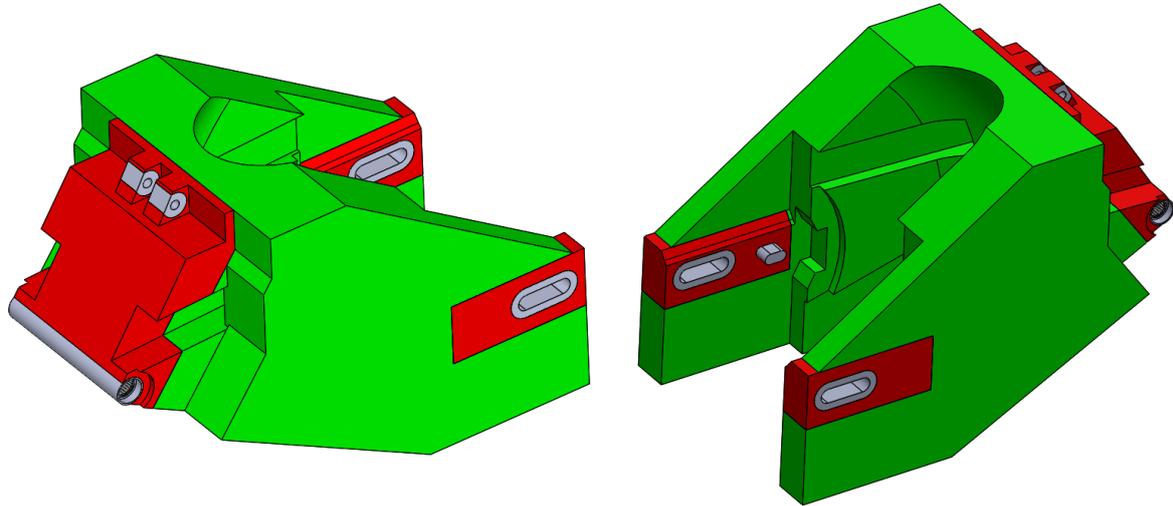


Figura 3.103 Geometria *defeature* con *Design space* diviso: Rosso in Ti6Al4V; Verde in GG200P

3.3.6 Ottimizzazione topologica multi-materiale

Il passo seguente consiste nello svolgere le ottimizzazioni topologiche multi-materiale, si è quindi utilizzata la geometria di Figura 3.103 su cui sono stati definiti tre differenti *Design space* in base alla zona e al materiale corrispondente:

- *Design space motore*: quello collegato all'ammortizzatore e al telaio, rivolto verso il motore, a cui è assegnato il Ti6Al4V
- *Design space centrale*: simulato mediante l'isotropo equivalente del GG200P
- *Design space ruota*: quello che ingloba le asole di regolazione ruota, realizzato in lega di Titanio

Questi nuovi corpi realizzati sono vincolati insieme mediante contatti di tipo *Bonded* (Figura 3.104), le aree di *Non Design space*, i vincoli e i carichi sono analoghi a quelli descritti nel paragrafo 3.3.4.

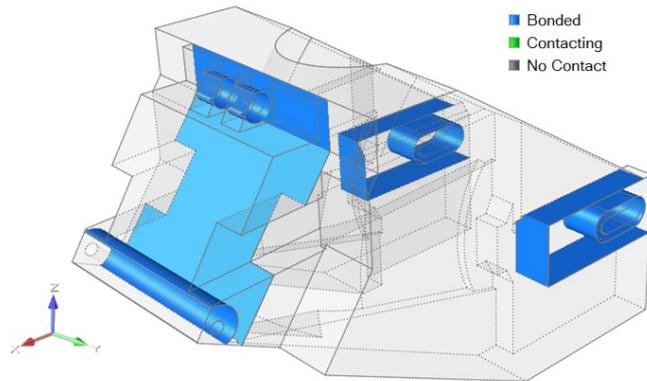


Figura 3.104 Contatti fra i corpi del modello

In analogia all'ottimizzazione mono-materiale svolta in precedenza, anche in questo caso è stato inserito un *Manufacturing constraint* di simmetria planare per ognuno dei *Design space* creati. La posizione dei tre piani di simmetria creati coincide con quella di Figura 3.99.

Il passo finale per completare la realizzazione del modello consiste nella creazione della mesh tetraedrica del primo ordine. La taglia media è variabile in base alla geometria da discretizzare (Figura 3.105), si è scelto di mantenere una dimensione di 5 mm sui *Design space*, mentre sugli altri corpi la taglia è variabile in base alla dimensione minima.

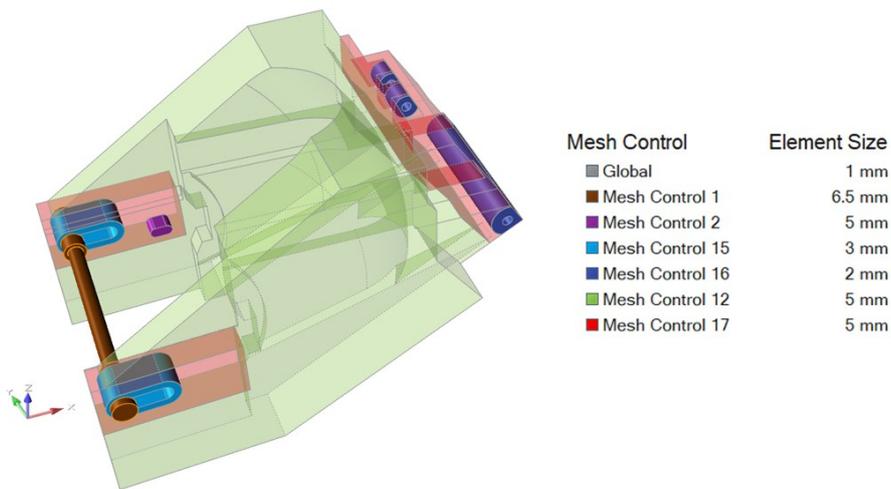


Figura 3.105 Mesh Control modello per l'ottimizzazione topologica multi-materiale

È stato infine possibile eseguire le ottimizzazioni con l'obiettivo di massimizzare la rigidezza; inizialmente è stato imposto un vincolo sui volumi finali dei *Design space*, tale da ottenere una massa complessiva circa pari a quella del forcellone originale; si sono mantenute la dimensione minima e quella massima ammissibili pari all'ottimizzazione precedente (Tabella 3.17).

3 - Ottimizzazione dei nuovi componenti

	% volume residuo DS	Dimensione minima [mm]	Dimensione massima [mm]
DS motore	4%	15	40
DS centrale	10%	15	40
DS ruota	4%	15	40

Tabella 3.17 Parametri per l'ottimizzazione topologica multi-materiale iniziale

La topologia ottenuta come risultato di questa prima ottimizzazione è mostrata in Figura 3.106, dalla quale si può vedere come la parte centrale in fibra di carbonio presenti uno spessore sottile e sia irrealizzabile in molte sue parti, mediante laminazione. Inoltre, sarebbe difficile ricavare una zona di giunzione tra la parte del composito e quella metallica del *DS ruota*.

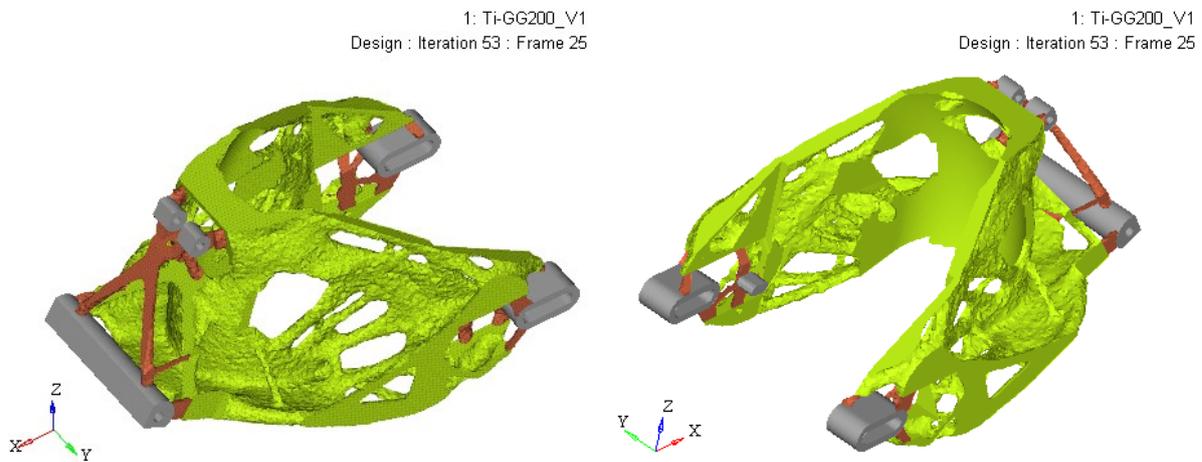


Figura 3.106 Topologia prima ottimizzazione multi-materiale forcellone, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,3$

Sono quindi stati variati i parametri di ottimizzazione, ottenendo la miglior configurazione con i valori mostrati in Tabella 3.18. Si nota come rispetto al caso precedente si sia aumentato il volume sul *DS ruota* e leggermente sul *DS motore*, a parità di dimensione minima ed eliminando il vincolo su quella massima, mentre per quanto riguarda la zona realizzata in fibra di carbonio si è diminuita la quantità di materiale andando ad aumentare le dimensioni ammissibili.

	% volume residuo DS	Dimensione minima [mm]	Dimensione massima [mm]
DS motore	5%	15	-
DS centrale	8%	25	50
DS ruota	10%	15	-

Tabella 3.18 Parametri per l'ottimizzazione topologica multi-materiale finale

3.3 - Forcellone

La topologia risultante da questo secondo calcolo (Figura 3.107) mostra, per quanto riguarda l'area del materiale composito, una struttura formata da bracci più massicci e meglio definiti. La zona del *DS motore* non presenta sostanziali modifiche, mentre per il *DS ruota* si è ottenuta una struttura che si interfaccia meglio con l'area in fibra di carbonio rendendo possibile la creazione di inserti per la giunzione.

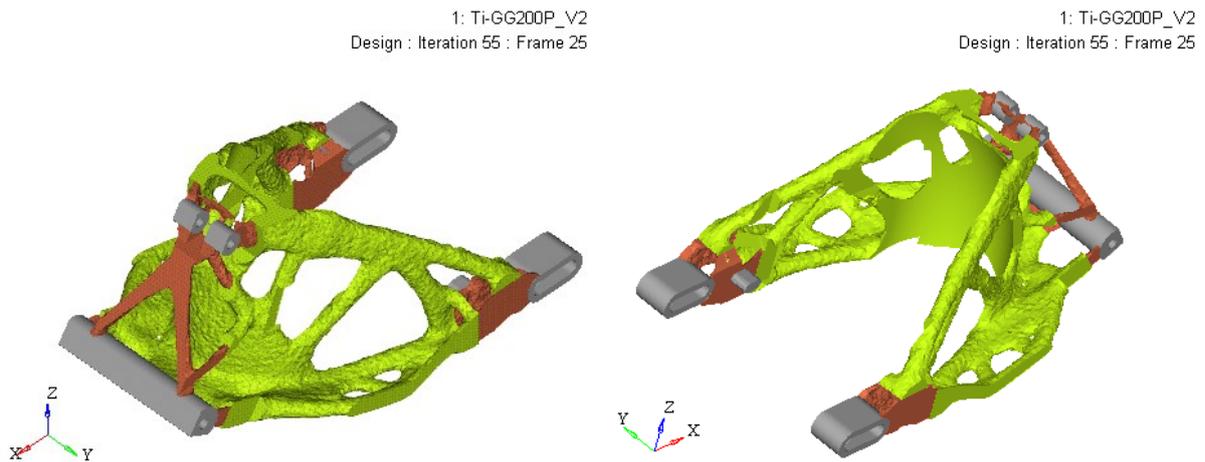


Figura 3.107 Topologia ottimizzazione multi-materiale finale del forcellone, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,3$

L'analisi dello stato tensionale presente sulla topologia finale non è riportato in quanto esso non risulta significativo a causa dell'utilizzo del materiale isotropo equivalente della fibra di carbonio, approssimazione della realtà che non permette di ottenere un riferimento sulla tensione massima ammissibile.

È stata invece eseguita un'analisi degli spostamenti massimi, i cui valori sono strettamente legati alla distribuzione di materiale ottenuta. I valori ottenuti nelle cinque configurazioni di carico presenti con il mono-ammortizzatore esteso, i più critici, sono riportati in Tabella 3.19.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	1,48
<i>Laterale</i>	3,58
<i>Trasferimento carico</i>	0,90
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	3,57
<i>Ammortizzatore</i>	0,61

Tabella 3.19 Spostamenti massimi nella configurazione di ammortizzatore esteso

Questi risultano superiori rispetto a quelli ottenuti dal componente originale (Tabella 3.12); tuttavia, essendo questo il risultato di un'ottimizzazione topologica discretizzata con elementi a densità parziali, è previsto un netto miglioramento per il modello a densità relativa unitaria. Ciò produrrebbe spostamenti massimi confrontabili; per questa motivazione e considerata la

possibile realizzazione della topologia del *DS centrale* mediante laminazione, si è scelto di modellare al CAD la geometria del materiale composito, mostrata in Figura 3.107. Così facendo sarà possibile andare a effettuare nuovamente un'ottimizzazione topologica sulla porzione in lega di Titanio, in modo da fissare anche la geometria di quell'area.

3.3.7 Rimodellazione della porzione in materiale composito

La rimodellazione della geometria del *DS centrale* è avvenuta mediante il CAD *Evolve*, si sono utilizzate le funzioni *PolyNURBS* in modo da ricreare la superficie esterna di ingombro massimo, ponendo grande attenzione ai passaggi realizzati per la catena di trasmissione e a non creare interferenze con lo pneumatico, nella configurazione di regolazione che produce il passo minore (Figura 3.108).



Figura 3.108 Modellazione *DS centrale*, verifica degli ingombri dello pneumatico

In seguito, sono state realizzate le aree necessarie per la giunzione, mediante adesivo strutturale, del guscio appena creato e delle aree metalliche. Per permettere di effettuare l'incollaggio si sono realizzate delle estrusioni sulla parte metallica (Figura 3.94) tali da inserirsi in un idoneo alloggiamento creato sul guscio di Fibra di carbonio (Figura 3.109).



Figura 3.109 Superficie del DS centrale con elementi per permettere la giunzione

È necessario realizzare le geometrie di accoppiamento, che uniscono gli stessi componenti, in modo tale che siano allineate: ciò permette il corretto inserimento delle estrusioni realizzate sulle aree metalliche. Quindi tutte le aree di giunzione fra il *DS motore* e il *DS centrale* presenteranno un'unica direzione di crescita, realizzazione analoga è avvenuta per gli accoppiamenti fra *DS centrale* e *DS ruota* (Figura 3.110).

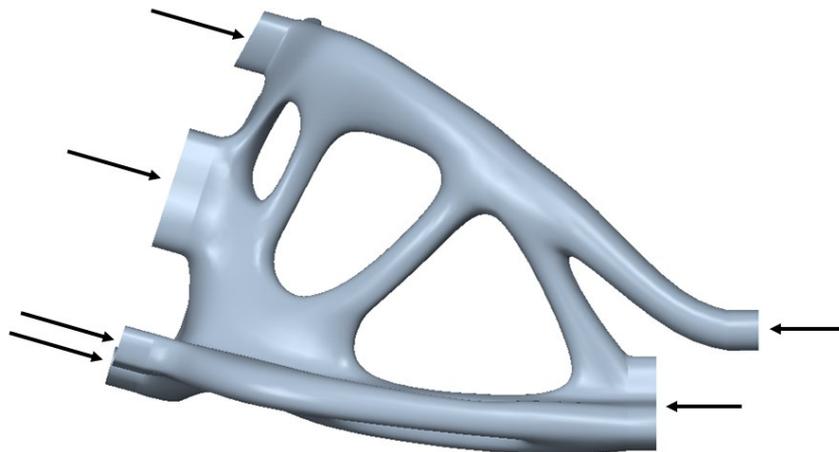


Figura 3.110 Allineamento inserti per giunzioni

3.3.8 Ottimizzazione topologica della zona metallica

Fissata la geometria del guscio in fibra di carbonio è stato possibile rieseguire l'ottimizzazione topologica della sola porzione metallica, poiché, rispetto all'ottimizzazione multi-materiale, la risposta del sistema potrebbe essere differente. Il modello utilizzato in questa fase è stato creato in parte su *Inspire* e in parte su *HyperMesh*.

La porzione in lega di Titanio è stata modellizzata su *Inspire* utilizzando la geometria presentata in Figura 3.94, sono stati creati i *Non Design space* di collegamento con la porzione in materiale composito e i *Design space* sono stati variati leggermente rispetto al modello precedente. Si è sempre mantenuto il *Manufacturing constraint* di simmetria planare (Figura 3.111) e i corpi sono stati tutti vincolati attraverso contatti di tipo *Bonded*.

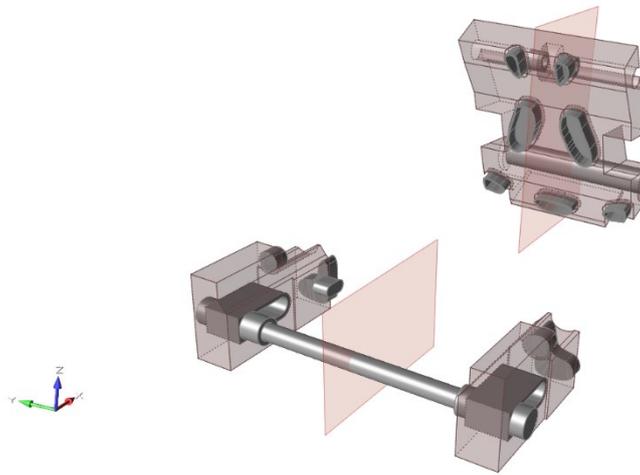


Figura 3.111 Design space in trasparenza, Non Design space in grigio e vincolo di simmetria

Sul *Non Design* delle asole di regolazione del passo la superficie posteriore è stata resa piatta in modo da permettere il funzionamento del sistema di tensionamento della catena (Figura 3.112).

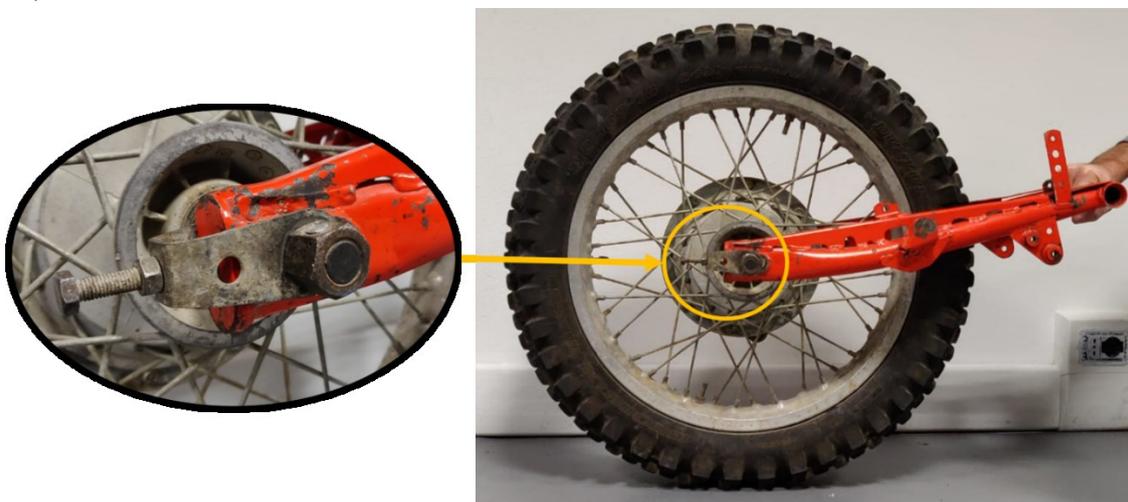


Figura 3.112 Sistema regolazione tensione catena

I carichi e i vincoli applicati sul modello sono analoghi a quelli presentati nel paragrafo 3.3.4 e le caratteristiche meccaniche del materiale usato sono quelle di Tabella 3.15.

La discretizzazione del modello è stata eseguita con elementi tetraedrici del primo ordine con taglia media mostrata in Figura 3.113. La mesh è stata infittita sui due *Design space*, rispetto ai casi precedenti, in modo da ottenere risultati più accurati.

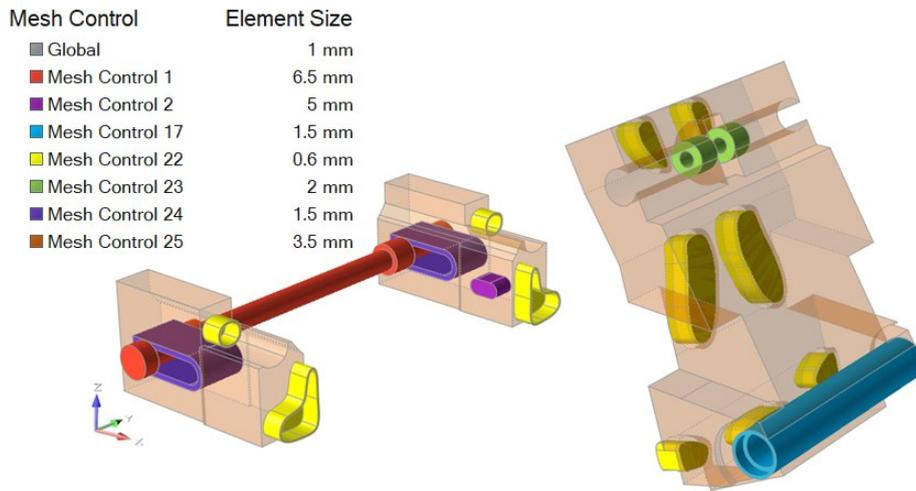


Figura 3.113 Mesh Control modello per l'ottimizzazione topologica della zona metallica

Per la porzione in materiale composito si è utilizzata la superficie presentata nel paragrafo 3.3.7: è stato ipotizzato uno spessore massimo del laminato di 4 mm , ma siccome la superficie rappresenta l'ingombro esterno massimo è stato eseguito un offset della stessa di 2 mm , in modo tale che corrisponda alla superficie media. Si è effettuata infine una mesh di tipo *shell*, su *HyperMesh*, con elementi a quattro nodi e taglia media pari a 4 mm (Figura 3.114) a cui sono state assegnate le caratteristiche meccaniche del materiale isotropo equivalente del GG200P in modo da escludere una dipendenza dalla sequenza di laminazione.

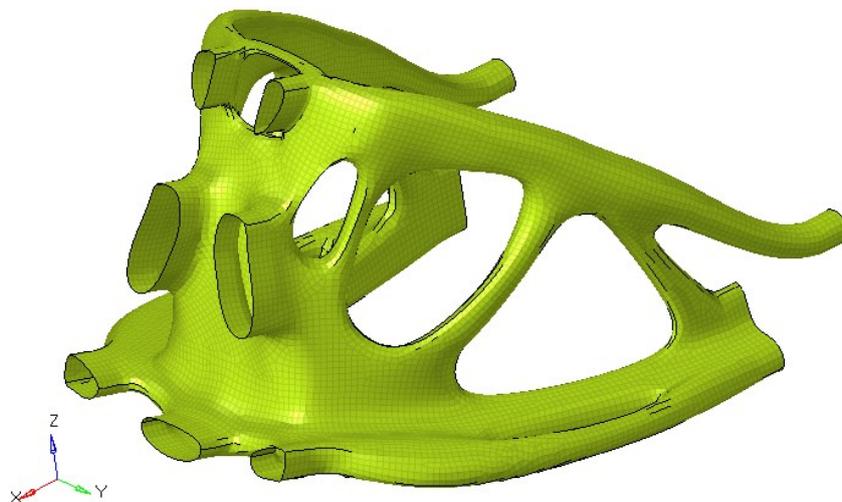


Figura 3.114 Mesh shell del guscio in fibra di carbonio

Infine, è stato importato su *HyperMesh* il modello realizzato in precedenza della porzione in Ti6Al4V e la mesh di Figura 3.114 è stata vincolata a questo mediante contatti di tipo *Freeze*, analoghi a quelli *Bonded* presenti su *Inspire*.

Per ultimare il modello ed eseguire il calcolo di ottimizzazione topologica sono stati definiti i parametri di ottimizzazione per il *DS motore* e il *DS ruota*, in Tabella 3.20 si riportano quelli che hanno prodotto la migliore topologia.

	<i>% volume residuo DS</i>	<i>Dimensione minima [mm]</i>	<i>Dimensione massima [mm]</i>
<i>DS motore</i>	5%	15	-
<i>DS ruota</i>	10%	15	-

Tabella 3.20 Parametri per l'ottimizzazione topologica della zona metallica

I valori sono analoghi a quelli utilizzati nell'ottimizzazione multi-materiale: infatti riducendo la percentuale di volume residuo non è possibile ottenere una topologia che presenti tutti gli elementi al suo interno collegati.

La topologia risultante da questa ottimizzazione è mostrata in Figura 3.115. I bracci che si formano risultano ben realizzabili in Additive Manufacturing, inoltre si uniscono bene con le aree di giunzione realizzate in precedenza.

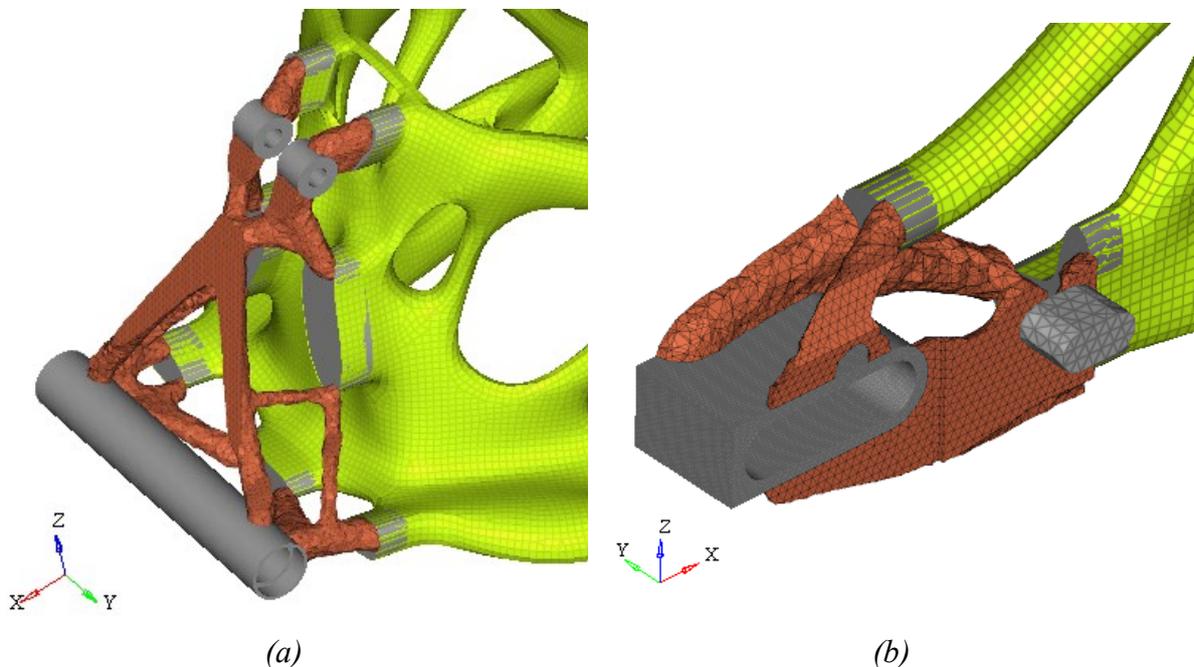


Figura 3.115 Topologia ottimizzazione zona metallica, visualizzati elementi con densità relativa $\geq 0,3$:
a) *DS motore*; b) *DS ruota*

Analizzando le tensioni agenti sulla zona in materiale metallico, in condizione *Envelope* (Figura 3.116), si nota come non siano presenti elementi con tensioni tali da ottenere un $CS < 2$. Vi sono solamente alcuni elementi isolati con una tensione superiore a 502 MPa . Questa topologia non presenta quindi criticità per quanto riguarda lo stato tensionale.

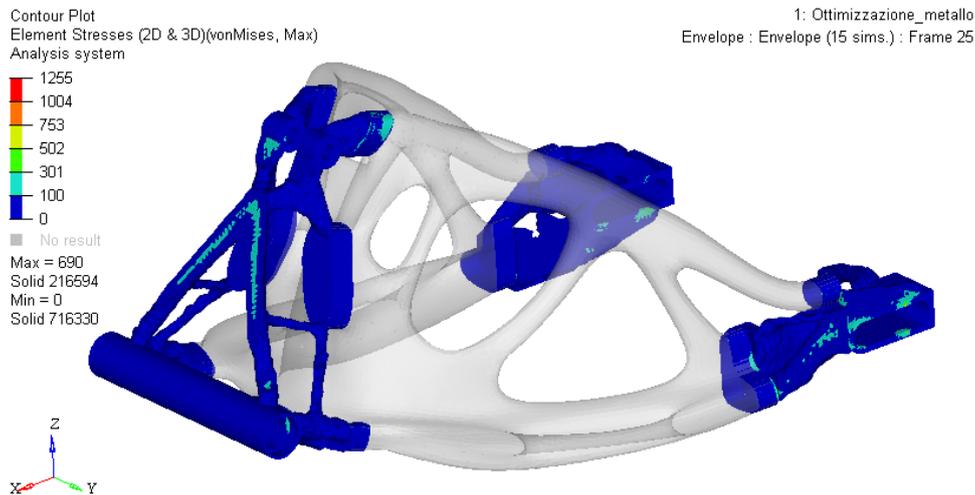


Figura 3.116 Stress di von Mises della zona metallica ottimizzata, in condizione *Envelope*

Trattando gli spostamenti massimi (Tabella 3.21) a cui è soggetto il modello nelle cinque configurazioni di carico, agenti nella condizione di ammortizzatore esteso, è possibile notare come questi siano inferiori rispetto al caso dell'ottimizzazione multi-materiale (Tabella 3.19). Tuttavia, i valori ottenuti risultano ancora elevati se confrontati con quelli ricavati dall'analisi preliminare del forcellone originario (Tabella 3.12).

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,70
<i>Laterale</i>	2,90
<i>Trasferimento carico</i>	0,70
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	3,20
<i>Ammortizzatore</i>	0,50

Tabella 3.21 Spostamenti massimi nella configurazione di ammortizzatore esteso, ottimizzazione zona metallica

È stato realizzato il modello *OSSmooth* di questa ottimizzazione, in modo da permettere di valutare più correttamente gli spostamenti massimi, trasformando gli elementi del *DS motore* e *DS ruota* in elementi a densità relativa unitaria.

I valori di spostamento così ottenuti sono riportati in Tabella 3.22:

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,42
<i>Laterale</i>	2,05
<i>Trasferimento carico</i>	0,50
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	2,27
<i>Ammortizzatore</i>	0,43

Tabella 3.22 Spostamenti massimi nella configurazione di ammortizzatore esteso, OSSmooth zona metallica

Gli spostamenti risultano migliori del caso precedente e si avvicinano a quelli del forcellone originale. La topologia della parte metallica è dunque stata considerata accettabile ed è stata rimodellata. I valori di tensione massima, non presentando criticità nel modello a densità parziali, risultano ampiamente soddisfatti anche nel modello a densità relativa unitaria (Figura 3.117).

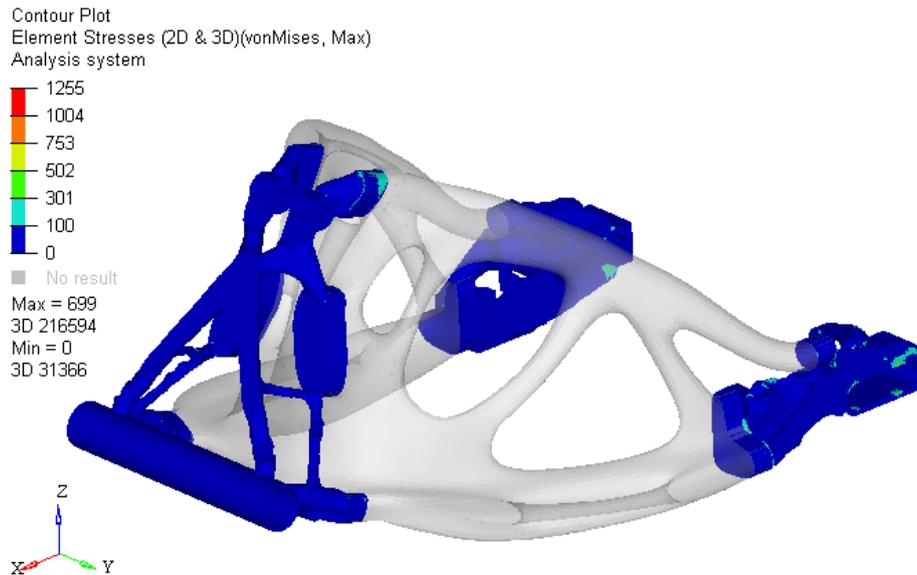


Figura 3.117 Stress di von Mises della zona metallica dopo OSSmooth, in condizione Envelope

3.3.9 Rimodellazione del materiale metallico

Confermata la topologia per la zona in lega di Titanio, mostrata nel paragrafo precedente, ne è seguita la rimodellazione *Free Form* mediante l'utilizzo della funzione *PolyNURBS* presente nel CAD *Evolve*.

Per la modellazione del *DS motore* si è cercato di essere molto fedeli alla topologia poiché si integrava bene con le zone di giunzione e non presentava criticità né sotto l'aspetto produttivo né per quanto riguarda le sollecitazioni. Si è comunque posta elevata attenzione a non inserire materiale dove vi era il rischio di entrare in interferenza con la catena, il risultato ottenuto è mostrato in Figura 3.118.



Figura 3.118 Geometria definitiva DS motore

La modellazione del *DS ruota* risulta meno fedele alla topologia: infatti è stato necessario aggiungere materiale per creare le zone di interfaccia con le geometrie estruse, utilizzate per la giunzione con il guscio in materiale composito. Il risultato ottenuto per il corpo sinistro è mostrato in Figura 3.119, il componente destro è identico, ma non presenta la sporgenza di accoppiamento con la staffa di supporto pinza freno.

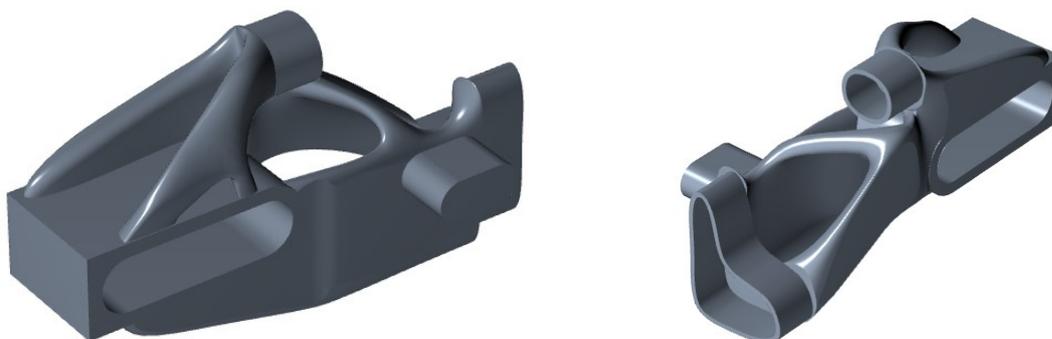


Figura 3.119 Geometria definitiva DS ruota

L'insieme delle geometrie realizzate produce il forcellone mostrato in Figura 3.120.



Figura 3.120 Geometria del forcellone definitiva

3.3.10 Ottimizzazione del laminato in materiale composito

Ottenuta la geometria definitiva delle aree in lega di Titanio e avendo fissato la superficie del guscio in fibra di carbonio è stato possibile eseguire i tre step necessari per l'ottimizzazione sui materiali compositi (paragrafo 1.5.2), utili per definire la forma, lo spessore e l'ordine di laminazione dei ply. Queste ottimizzazioni sono state eseguite su *HyperMesh*.

Si è discretizzato il guscio in materiale composito creando una mesh a quattro nodi, con taglia media pari a 4 mm, sulla superficie media realizzata in precedenza (paragrafo 3.3.8). La discretizzazione è stata effettuata solo su metà della superficie e in seguito specchiata, in tal modo si è garantita la perfetta simmetria della mesh (Figura 3.121).

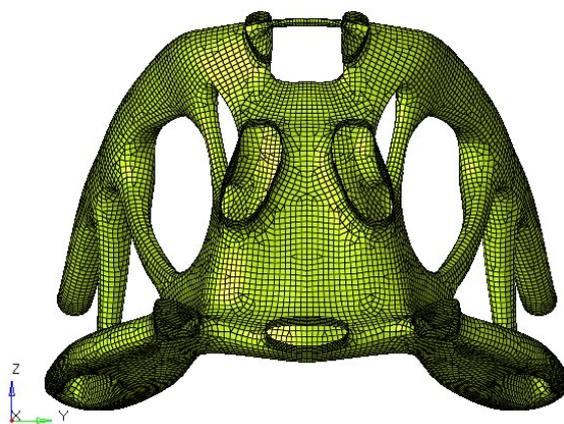


Figura 3.121 Mesh utilizzata per l'ottimizzazione sui materiali compositi

Il modello della porzione metallica del componente è invece stato creato su *Inspire* e successivamente importato su *HyperMesh*, questo presenta gli stessi carichi e vincoli dei modelli precedenti, presentati nel paragrafo 3.3.4, applicati sulla geometria definitiva delle zone in lega di Titanio (Figura 3.122).

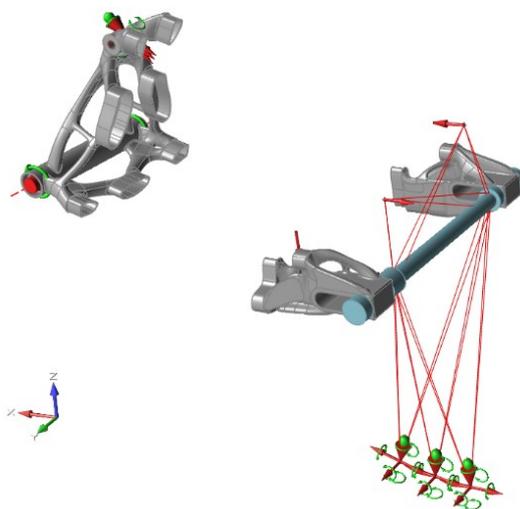


Figura 3.122 Modello porzione in Ti6Al4V utilizzato per l'ottimizzazione sui compositi

La discretizzazione utilizzata prevede una mesh tetraedrica del secondo ordine con taglia media variabile in base allo spessore della geometria, come mostrato in Figura 3.123, ciò ha permesso di ottenere una buona rappresentazione del comportamento senza ottenere un costo computazionale troppo elevato.

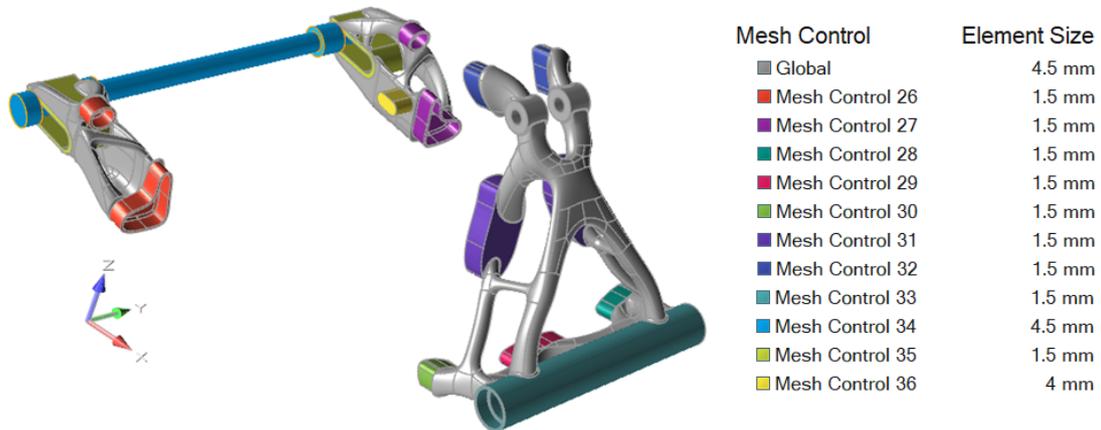


Figura 3.123 Mesh control geometria metallica definitiva

Infine, il modello della porzione in Ti6Al4V è stato importato su *HyperMesh* dove si sono definiti i contatti di tipo *Freeze* fra le estrusioni di giunzione e la mesh *shell* di Figura 3.121, questi permettono di vincolare tutti i gradi di libertà presenti fra i due corpi.

Ottenuto il modello completo, si è definita una direzione di riferimento su ogni elemento (*material orientation*), parallela e concorde con l'asse *X* (Figura 3.124); questa corrisponderà alla direzione 0° dei ply utilizzati per simulare il laminato.

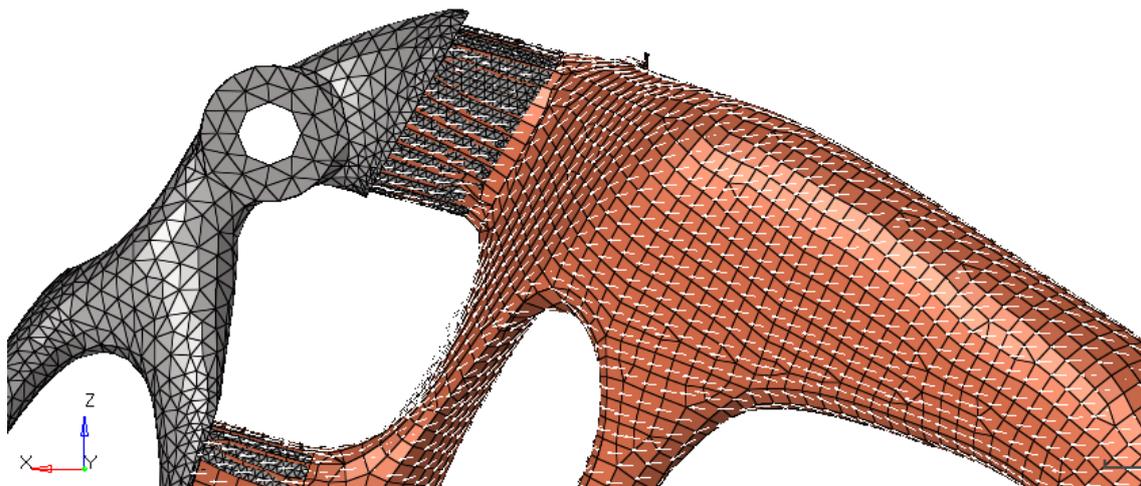


Figura 3.124 Orientamento del materiale su ogni elemento

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

Il primo step consiste nell'ottimizzazione di *Free-Size*, classificata come ottimizzazione di livello *Concept*, necessaria per definire elemento per elemento lo spessore di ogni ply, rendendo possibile estrarre la forma dei tessuti da utilizzare per la laminazione.

Per comporre la struttura del laminato si sono utilizzate, in questo primo passo, dei ply di fibra di carbonio fittizi definiti *super-ply*, questi possiedono le proprietà ortotrope del GG200P (Tabella 3.13), definite su tutti gli elementi della mesh 2D e possiedono uno spessore arbitrario per ogni orientamento. Sono stati considerati quattro *super-ply* con orientamenti differenti: 0° , 90° , $+45^\circ$, -45° (Figura 3.125). Per ogni orientamento si è imposto uno spessore nominale di 1 mm , ottenendo così uno spessore del laminato di 4 mm pari a quello massimo previsto nel paragrafo 3.3.8.

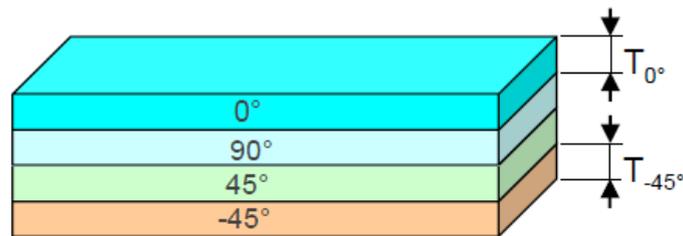


Figura 3.125 Struttura del laminato realizzata per l'ottimizzazione di *Free-Size* [33]

Realizzato il laminato sul modello e assegnato alla discretizzazione 2D, del guscio in materiale composito (Figura 3.126), è stato possibile definire i parametri per eseguire questa ottimizzazione.

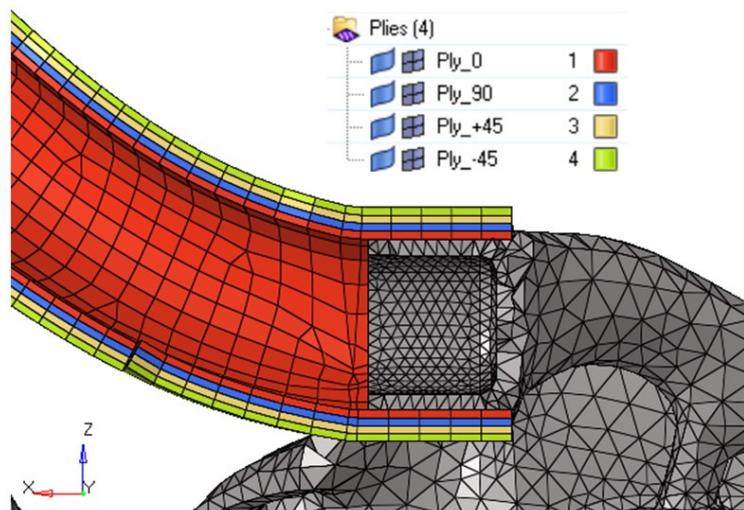


Figura 3.126 Laminato realizzato sul modello *HyperMesh*

Sono stati definiti alcuni vincoli necessari per guidare il processo di ottimizzazione verso un risultato realmente applicabile, si è imposto un *Manufacturing constraint* di simmetria planare analogo a quello utilizzato nelle ottimizzazioni topologiche precedenti. Inoltre, sono stati definiti dei vincoli sugli spessori minimi e massimi del laminato e sulla minima estensione dei ply ottenibili:

- Spessore minimo laminato: 0,1 mm
- Spessore massimo laminato: 4,0 mm
- Dimensione minima ply: 20 mm

Il vincolo sullo spessore minimo è stato posto diverso da zero, in tal modo si è evitato che si creassero aperture sul guscio realizzato. Mentre la dimensione minima dei ply permette di non ottenere delle *patch* da laminare con un'estensione superficiale estremamente ridotta.

È stata infine definita l'opzione *SMEAR* per il laminato, che permette di ottenere dei risultati che sono indipendenti dalla sequenza di laminazione, questa verrà successivamente definita nell'ultimo step di ottimizzazione sui materiali compositi.

Si è scelto di eseguire un'ottimizzazione con l'obiettivo di massimizzare la rigidità del componente a fronte di una riduzione di volume imposta pari al 50%. Il vincolo sul volume è stato scelto ritenendo ragionevole ottenere un componente dalla massa analoga a quella del guscio formato da uno spessore costante di due millimetri. La finalità dell'ottimizzazione sarà tuttavia ricreare delle *patch* "di rinforzo", con estensione parziale, tali da diminuire l'energia di deformazione della parte.

Si è ottenuto come risultato l'andamento di spessore del laminato mostrato in Figura 3.127.

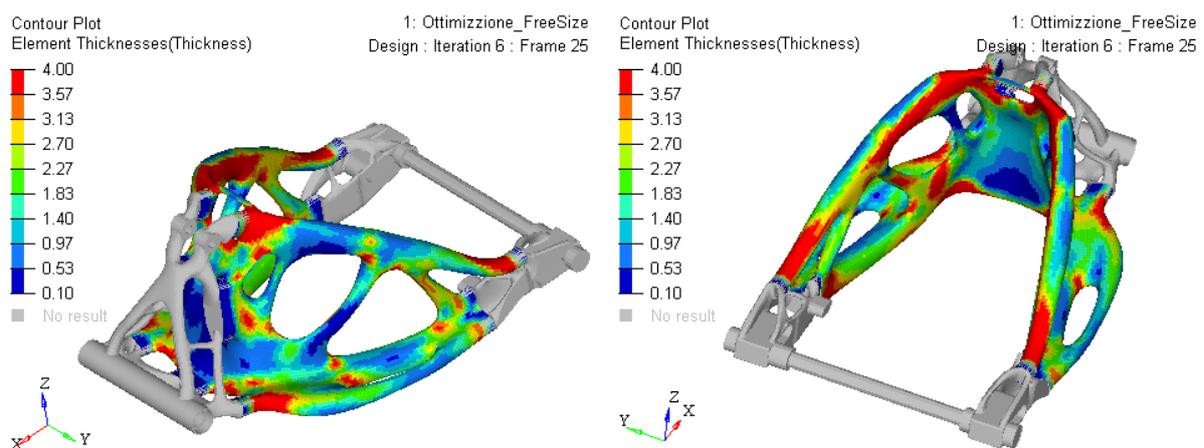


Figura 3.127 Spessore del laminato dopo ottimizzazione di Fre-Size

Analizzando nel dettaglio lo spessore ottenuto per ogni *super-ply* (Figura 3.128) è possibile notare come quelli con orientamenti 0° e 90° e quelli con orientamenti +45° e -45° mostrino gli

stessi andamenti di spessore. Questo è dovuto al fatto che, nelle due direzioni ortogonali principali, le caratteristiche meccaniche dei ply di GG200P sono analoghe a causa del tipo di tessitura utilizzato.

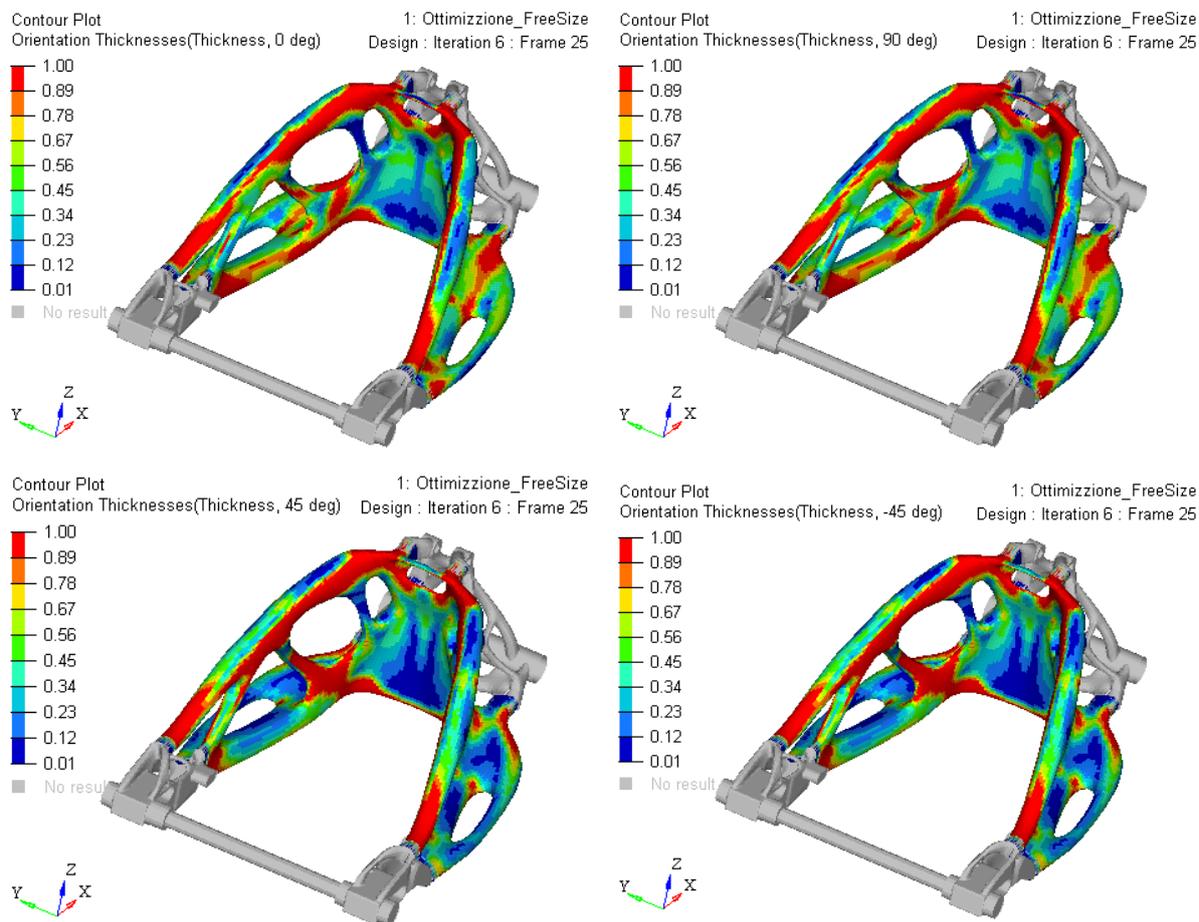


Figura 3.128 Spessore dei super-ply nei quattro orientamenti analizzati

L'ottimizzatore per massimizzare la rigidità del componente lavora in modo differenziato sullo spessore dei ply con diversi orientamenti. Infatti, in questo caso i *super-ply* con orientamenti $0^\circ/90^\circ$ e quelli con $+45^\circ/-45^\circ$ mostrano andamenti di spessore differenti; in tal modo è possibile andare a massimizzare lo sfruttamento dei ply dove effettivamente producono i maggiori benefici.

Il risultato dell'ottimizzazione di *Free-Size*, tuttavia, produce una grande variabilità di spessore all'interno di ogni *super-ply* e questo non sarebbe gestibile in ottica produttiva considerando che lo spessore del tessuto reale è costante. Tramite la funzionalità *PLY shape* del pannello *OSSmooth* è possibile, in maniera automatica, ridurre questa variabilità andando a suddividere il *super-ply* al massimo in quattro tessuti per ogni orientamento (Figura 3.129). Ogni *patch* così

ottenuta (*ply-bundle*) possiede un valore costante di spessore e l'insieme degli elementi che la formano producono la sua geometria.

Name	Id	Color	Material	Thickness	Orientation
PLYS_11100	11100	■	GG200P	0.25653	0.0
PLYS_12100	12100	■	GG200P	0.25653	90.0
PLYS_13100	13100	■	GG200P	0.24288	45.0
PLYS_14100	14100	■	GG200P	0.24288	-45.0
PLYS_11200	11200	■	GG200P	0.25466	0.0
PLYS_12200	12200	■	GG200P	0.25466	90.0
PLYS_13200	13200	■	GG200P	0.25929	45.0
PLYS_14200	14200	■	GG200P	0.25929	-45.0
PLYS_11300	11300	■	GG200P	0.30898	0.0
PLYS_12300	12300	■	GG200P	0.30898	90.0
PLYS_13300	13300	■	GG200P	0.32652	45.0
PLYS_14300	14300	■	GG200P	0.32652	-45.0
PLYS_13400	13400	■	GG200P	0.17131	45.0
PLYS_14400	14400	■	GG200P	0.17131	-45.0

Figura 3.129 Sequenza di laminazione a 14 ply, ottenuta in seguito all'OSSmooth

Il laminato sul modello ora presenterà spessori variabili a seconda dell'area; questo permette la riduzione di massa del 50% imposta come vincolo di ottimizzazione (Figura 3.130).

Il nuovo modello ottenuto sarà usato nella successiva ottimizzazione di *Size*.

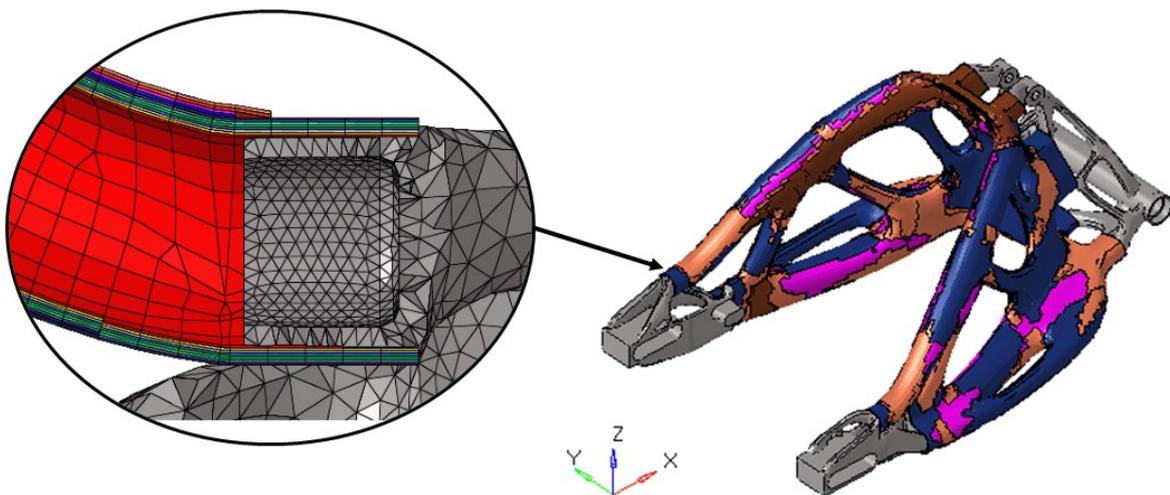


Figura 3.130 Laminato con spessori variabili in seguito all'OSSmooth dell'ottimizzazione *Free-Size*

▪ **Ottimizzazione di Size**

Il secondo step consiste nell'ottimizzazione di *Size*, classificata come ottimizzazione di livello *Fine tuning*, necessaria per andare a ottimizzare lo spessore dei ply prima ottenuti mediante il comando *OSSmooth*. Questa ottimizzazione permette anche di tenere in conto del reale spessore del tessuto, nel caso del GG200P pari a $0,25\text{ mm}$, ottenendo come risultato per ogni *ply-bundle* uno spessore multiplo di quello reale. Si otterrà quindi un laminato formato da ply di GG200P di diversa forma e orientamento, grazie all'ottimizzazione di *Free-Size*, e in numero tale da soddisfare l'obiettivo richiesto, grazie all'ottimizzazione di *Size*.

Per eseguire questa ottimizzazione è stato definito, come prima cosa, il range di variabilità dello spessore per ogni *ply-bundle* mostrato in Figura 3.129, si sono imposti i seguenti valori:

- Spessore minimo ply: 0 mm
- Spessore massimo ply: $4,0\text{ mm}$
- Spessore reale tessuto: $0,25\text{ mm}$

Il valore minimo è stato imposto di 0 mm in modo da concedere all'ottimizzatore di eliminare quel *ply-bundle*, se necessario.

Sono stati inseriti anche dei vincoli sullo spessore del laminato:

- Spessore minimo laminato: $0,5\text{ mm}$
- Spessore massimo laminato: $4,0\text{ mm}$

Questi si sono resi necessari per fare in modo che fossero presenti almeno due strati e che non si eccedesse lo spessore massimo già adottato come vincolo in precedenza.

Infine, si sono definiti l'obiettivo ed i vincoli di ottimizzazione, si è scelto di eseguire un primo calcolo minimizzando la massa del componente a fronte di una limitazione sulle tensioni all'interno del guscio in fibra di carbonio. Per tenere in conto di questo aspetto si è utilizzato il criterio di cedimento di *Tsai-Wu*, criterio fenomenologico che considera sia l'energia di distorsione che quella di dilatazione. È previsto il cedimento del laminato quando il valore del suo indice è superiore o uguale a 1 . Il vincolo di progettazione imposto ne prevede un valore massimo pari a $0,8$ in modo tale da ottenere un $CS=1,25$ sul laminato. Questo ha permesso di analizzare quale fosse la minima massa ottenibile sul componente e di verificarne gli spostamenti massimi, confrontandoli con quelli ottenuti durante l'analisi preliminare (Tabella 3.12).

Verranno di seguito esposti i risultati di questa prima ottimizzazione riportando l'andamento degli spessori del laminato e dei singoli ply suddivisi per orientamento. Saranno anche analizzati i valori di spostamento massimo sul componente e l'andamento dell'indice di *Tsai-Wu* sul laminato.

3 - Ottimizzazione dei nuovi componenti

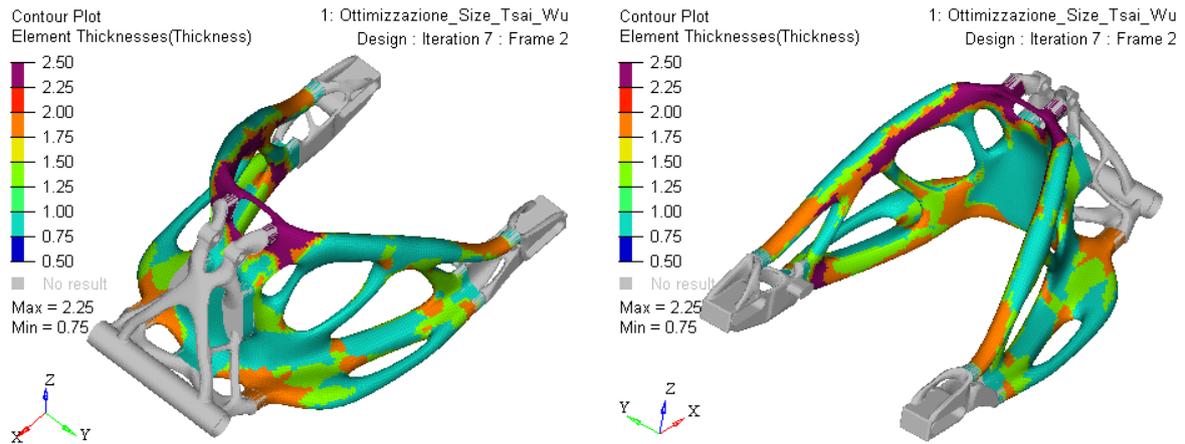


Figura 3.131 Spessore del laminato dopo ottimizzazione di Size con vincolo sull'indice di Tsai-Wu

In Figura 3.131 viene mostrato l'andamento degli spessori globali sul laminato: come si può notare lo spessore varia con valori discreti multipli dello spessore reale del tessuto di GG200P, agendo sui *ply-bundle* ottenuti in precedenza.

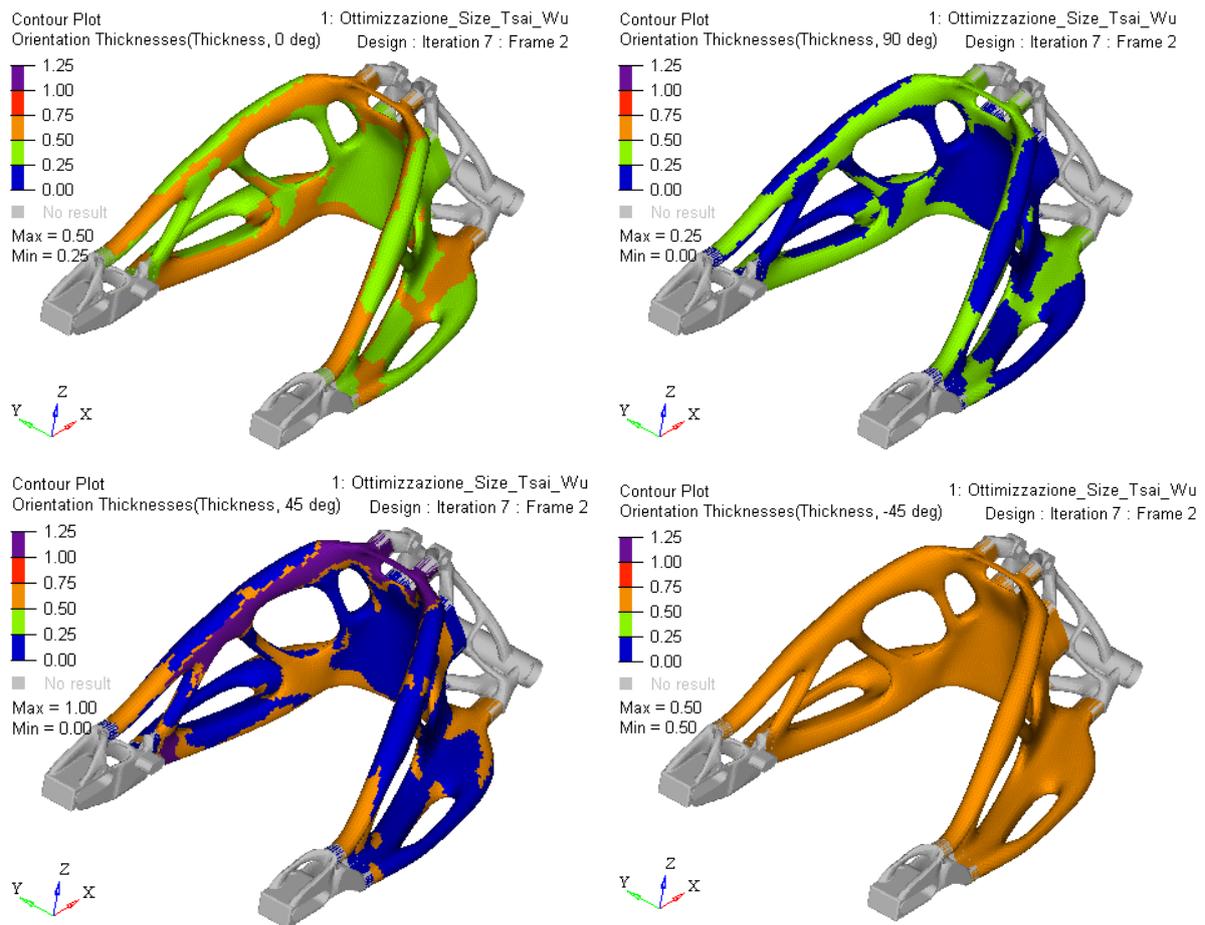


Figura 3.132 Spessore dei ply, raggruppati per orientamento, dopo ottimizzazione di Size con vincolo sull'indice di Tsai-Wu

Valutando gli spessori dei ply, suddivisi per orientamento (Figura 3.132), si evidenzia come l'ottimizzazione in alcuni casi abbia portato ad eliminare dei *ply-bundle* ponendo il valore di spessore pari a 0. Un esempio molto evidente è nell'orientamento a 90° in cui è rimasta solamente una *patch* che agisce da rinforzo in alcune aree.

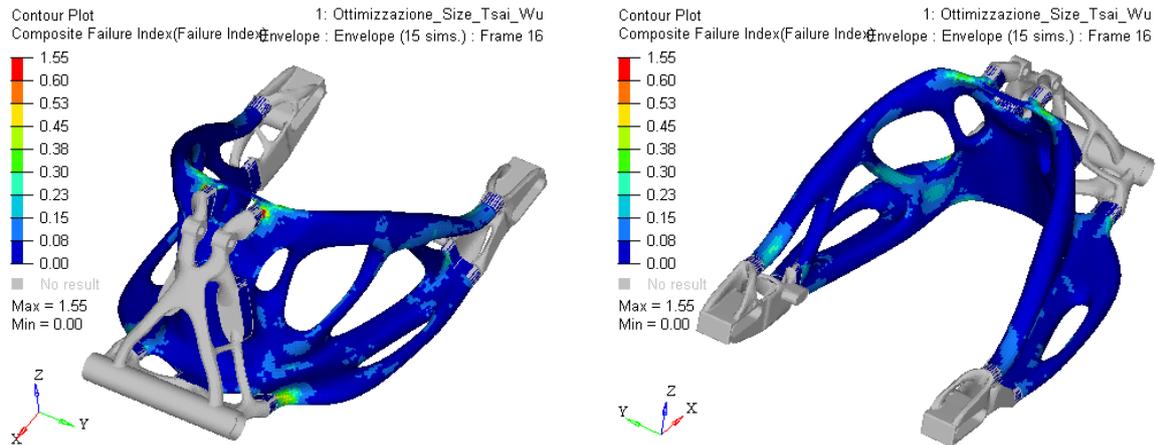


Figura 3.133 Indice di Tsai-Wu in condizione Envelope, dopo ottimizzazione di Size con vincolo sull'indice di Tsai-Wu

Come si vede in Figura 3.133, il valore dell'indice di *Tsai-Wu* risulta in media molto basso su tutto il laminato, solo alcuni elementi superano il limite imposto di 0,8. Tuttavia, questo potrebbe essere dovuto unicamente a una cattiva discretizzazione del modello in quelle aree, dove sono presenti elementi *quad* molto deformati. In generale le tensioni non presentano elevate criticità per questo componente.

Trattando invece gli spostamenti massimi, riportati in Tabella 3.23 per le cinque condizioni di carico già analizzate in precedenza, ovvero quelle presenti in condizione di ammortizzatore esteso, si riscontrano spostamenti molto elevati.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	1,16
<i>Laterale</i>	4,71
<i>Trasferimento carico</i>	1,33
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	2,73
<i>Ammortizzatore</i>	1,13

Tabella 3.23 Spostamenti massimi nella configurazione di ammortizzatore esteso, dopo ottimizzazione di Size con vincolo sull'indice di Tsai-Wu

Tali valori non risultano accettabili per il corretto funzionamento del componente, dunque questa prima ottimizzazione non produce un laminato accettabile, nonostante l'ottima massa

ottenuta pari a 3,37 kg, minore di quella del componente originale (3,58 kg) sebbene la struttura presenti un volume molto maggiore.

Si è scelto di eseguire una nuova ottimizzazione di *Size* mantenendo sempre come obiettivo la minimizzazione della massa, ma imponendo come vincolo uno spostamento massimo per ogni configurazione di carico agente nella condizione di ammortizzatore esteso. Si sono utilizzati gli spostamenti massimi ammissibili, riportati in Tabella 3.24, applicandoli ai nodi che mostravano il valore massimo nell'ottimizzazione di *Size* precedente.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo ammissibile [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,5
<i>Laterale</i>	2,0
<i>Trasferimento carico</i>	0,7
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	1,3
<i>Ammortizzatore</i>	0,5

Tabella 3.24 Spostamenti massimi ammissibili nella configurazione di ammortizzatore esteso

Questi valori sono stati valutati considerando gli spostamenti ottenuti nell'analisi del forcellone originale (Tabella 3.12) e in quella della geometria metallica definitiva (Tabella 3.22), inoltre per alcune condizioni di carico, come la *Laterale* e il *Trasferimento carico*, imporre spostamenti inferiori non ha permesso di ottenere un laminato che rispettasse i vincoli sullo spessore imposti.

I valori di spessore ottenuti da questa seconda ottimizzazione di *Size* sono riportati in Figura 3.134. Per soddisfare il nuovo vincolo imposto la sezione del laminato è maggiore, quindi vi sarà una minore riduzione di massa del componente.

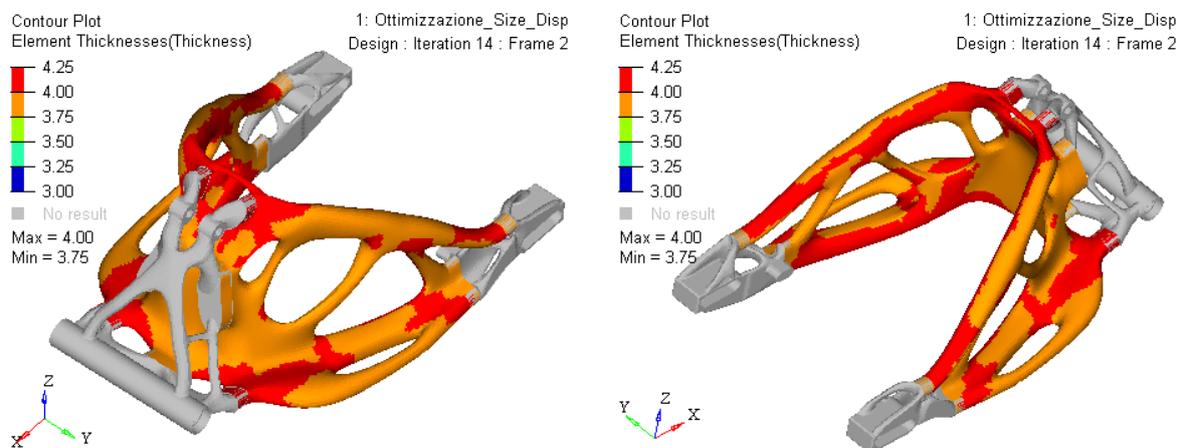


Figura 3.134 Spessore del laminato dopo ottimizzazione di *Size* con vincolo sugli spostamenti

Analizzando gli spessori dei singoli ply, raggruppati per orientamento (Figura 3.135), si può notare come siano diversi rispetto all'ottimizzazione precedente presentando valori maggiori ed estensioni delle *patch* che interessano tutta la superficie.

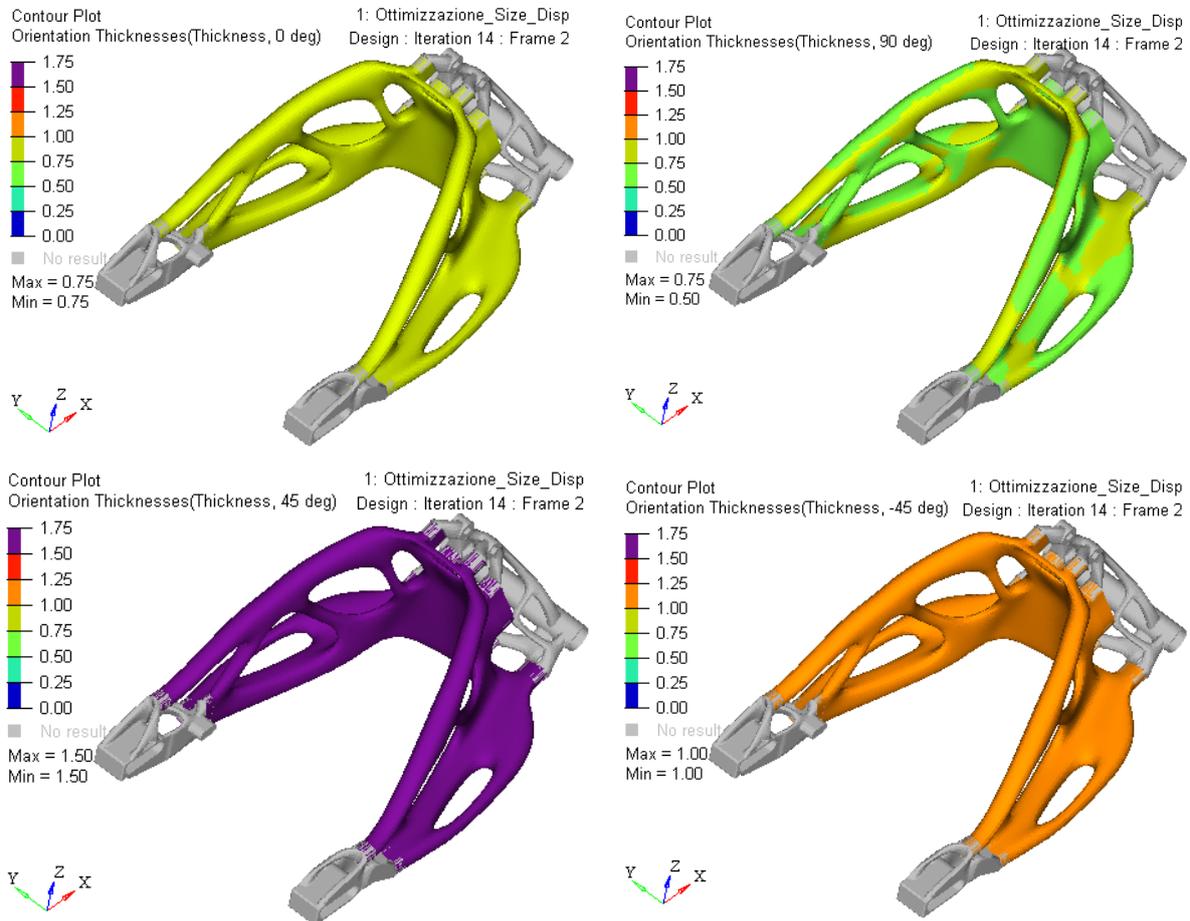


Figura 3.135 Spessore dei ply, raggruppati per orientamento, dopo ottimizzazione di Size con vincolo sugli spostamenti

In questo caso l'indice di *Tsai-Wu* risulta più basso che in precedenza, non presentando alcuna criticità. Questo è dovuto alla corposa aggiunta di materiale necessaria per rispettare il nuovo vincolo.

Infine, analizzando gli spostamenti massimi a seguito di questo calcolo (Tabella 3.25) si nota come essi rispettino pienamente i vincoli progettuali imposti; tuttavia, l'aumento di peso sul componente risulta ingente. La massa finale raggiunta è pari a $4,57 \text{ kg}$ con un incremento di $1,2 \text{ kg}$ rispetto all'ottimizzazione precedente; probabilmente con un'attenta analisi degli spostamenti massimi ammissibili, in funzionamento, si potrebbe ridurre la massa senza andare ad aumentare in modo considerevole gli spostamenti massimi.

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,41
<i>Laterale</i>	1,97
<i>Trasferimento carico</i>	0,51
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	1,03
<i>Ammortizzatore</i>	0,42

Tabella 3.25 Spostamenti massimi nella configurazione di ammortizzatore esteso, dopo ottimizzazione di Size con vincolo sugli spostamenti

Il laminato ottenuto in seguito a questa ottimizzazione è stato ritenuto accettabile per proseguire con il successivo step e risulta così formato (Figura 3.136):

Name	Id	Color	Material	Thickness	Orientation
PLYS_11101	11101	■	GG200P	0.25000	0.0
PLYS_11102	11102	■	GG200P	0.25000	0.0
PLYS_12101	12101	■	GG200P	0.25000	90.0
PLYS_13101	13101	■	GG200P	0.25000	45.0
PLYS_13102	13102	■	GG200P	0.25000	45.0
PLYS_13103	13103	■	GG200P	0.25000	45.0
PLYS_14101	14101	■	GG200P	0.25000	-45.0
PLYS_11201	11201	■	GG200P	0.25000	0.0
PLYS_12201	12201	■	GG200P	0.25000	90.0
PLYS_13201	13201	■	GG200P	0.25000	45.0
PLYS_13202	13202	■	GG200P	0.25000	45.0
PLYS_13203	13203	■	GG200P	0.25000	45.0
PLYS_14201	14201	■	GG200P	0.25000	-45.0
PLYS_14202	14202	■	GG200P	0.25000	-45.0
PLYS_14203	14203	■	GG200P	0.25000	-45.0
PLYS_12301	12301	■	GG200P	0.25000	90.0

Figura 3.136 Sequenza di laminazione a 16 ply, ottenuta in seguito all'ottimizzazione di Size

▪ Ottimizzazione di *Shuffling*

L'ottimizzazione di *Shuffling* è specifica per i materiali compositi e serve per individuare la sequenza di impilamento ottimale dei ply, al fine di massimizzare la rigidità, partendo dal risultato ottenuto dall'ottimizzazione di *Size* (Figura 3.136).

In questa fase è possibile inserire vincoli legati alla manifattura dei laminati, come ad esempio fissare un ply in una data posizione o indicarne il numero massimo che può essere laminato consecutivamente, per un dato orientamento. Tuttavia, poiché lo scopo di questa tesi è

3.3 - Forcellone

individuare una procedura di ottimizzazione per i componenti ibridi, trascurando in parte i vincoli manifatturieri, in questo calcolo non è stato inserito alcun vincolo.

La sequenza di laminazione ottenuta è riportata in Figura 3.137.

Iteration 0	Iteration 1	Iteration 2	Iteration 3	Iteration 4	Legend
11101	13101	13101	11201	11201	90.0 degrees
11102	14101	11201	11101	11101	45.0 degrees
12101	11101	11101	14203	14203	0.0 degrees
13101	12101	14203	14202	14202	-45.0 degrees
13102	13102	14202	14101	14101	
13103	14201	14101	14201	14201	
14101	11102	14201	11102	11102	
11201	12201	11102	13101	13101	
12201	13103	13102	13102	13102	
13201	14202	12301	12301	12301	
13202	11201	12101	12101	12101	
13203	13201	12201	12201	12201	
14201	14203	13103	13103	13103	
14202	12301	13201	13201	13201	
14203	13202	13202	13202	13202	
12301	13203	13203	13203	13203	

Figura 3.137 Sequenza di laminazione ottenuta per ogni iterazione dell'ottimizzazione di *Shuffling*

A parità di massa l'ottimizzazione di *Shuffling* è in grado di produrre spostamenti massimi minori sul componente, sfruttando al massimo le proprietà dei laminati (Tabella 3.26).

<i>Condizione carico</i>	<i>Spostamento massimo [mm]</i>	<i>Δ%</i>
<i>Longitudinale Accelerazione</i>	0,40	-2,4%
<i>Laterale</i>	1,90	-3,6%
<i>Trasferimento carico</i>	0,48	-5,9%
<i>Longitudinale Decelerazione</i>	0,95	-7,8%
<i>Ammortizzatore</i>	0,38	-9,5%

Tabella 3.26 Spostamenti massimi nella configurazione di ammortizzatore esteso, dopo ottimizzazione di *Shuffling*, e variazione percentuale rispetto ottimizzazione di *Size*

Il componente ottenuto non è tuttavia quello definitivo, in quanto la geometria sarà soggetta a variazioni di carattere estetico e si porrà maggior attenzione alla forma dei vari ply, al fine di facilitarne la laminazione in stampo.

4 Produzione dei componenti

Ultimata la fase di progettazione e realizzate le geometrie dei componenti, si è spostata l'attenzione su alcuni aspetti legati alla produzione. Si sono analizzate la pinza freno e la staffa di supporto pinza freno, trascurando le lavorazioni del forcellone in quanto la geometria presentata non risulta quella definitiva.

In questo capitolo verranno espone le fasi seguite per ottenere il componente finale: dalla produzione del prototipo concettuale alla definizione delle lavorazioni meccaniche finali, per permettere il rispetto delle tolleranze richieste.

4.1 Prototipi concettuali

Al fine di valutare le geometrie ottenute, sia a livello estetico che per verificare il corretto assemblaggio dei componenti, sono stati prodotti dei prototipi concettuali in materiale plastico (Figura 4.1) tramite *Selective Laser Sintering*, tecnologia additiva a letto di polvere presente in BeamIT, con cui vengono prodotti componenti in Poliammide.



Figura 4.1 Prototipi concettuali

I prototipi si sono rivelati molto utili anche nella definizione delle lavorazioni successive per asportazione di truciolo: infatti hanno permesso di identificare con facilità eventuali pareti sottili che rischiavano di danneggiarsi a causa delle sollecitazioni provocate dal tagliente. Inoltre, sono stati essenziali per facilitare le scelte riguardanti i posizionamenti necessari in macchina utensile, necessari per eseguire le lavorazioni.

4.2 Sovrametalli

I componenti realizzati tramite Fabbricazione Additiva metallica, considerando lo stato attuale della tecnologia, non permettono il rispetto delle tolleranze meccaniche richieste per il loro corretto funzionamento. A causa di ciò, spesso risulta necessario lavorare successivamente le superfici di accoppiamento, ad esempio tramite asportazione di truciolo.

Il componente prodotto tramite AM presenta quindi, come avviene per i grezzi di fusione, dei sovrametalli sulle zone da finire, questo assicura la presenza di materiale da rimuovere.

I sovrametalli, inseriti sui componenti di questo progetto, sono stati realizzati con spessore pari a 1 mm , come consigliato dai tecnici BeamIT. Tale spessore ha permesso di garantire lavorazioni corrette anche a fronte di deformazioni di qualche decimo di millimetro, possibili a causa della natura stessa del processo di fusione selettiva.

Verranno di seguito esposti i sovrametalli applicati sui due componenti metallici trattati in questo testo.

4.2.1 Corpo pinza freno

Sul corpo pinza freno i sovrametalli sono stati inseriti in corrispondenza di tutte le superfici di accoppiamento con altre parti del sistema frenante (Figura 4.2).

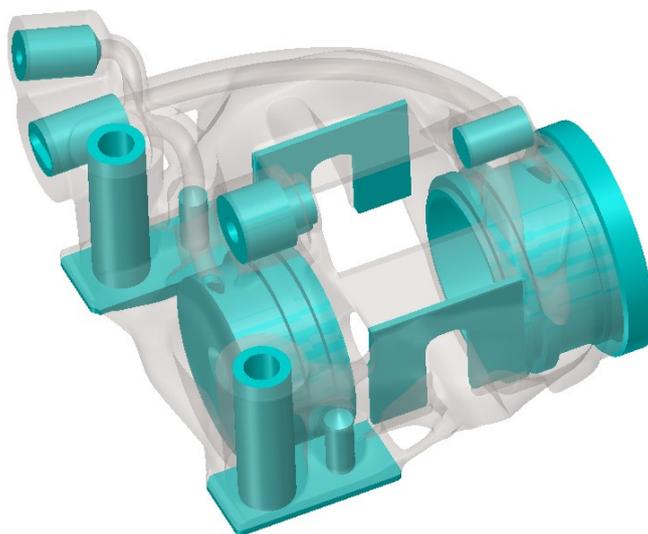


Figura 4.2 Sovrametalli, applicati al corpo pinza freno, in azzurro

Si sono eseguite alcune considerazioni per il corretto posizionamento del materiale aggiuntivo:

- Sulle superfici interne, di accoppiamento con i pistoncini, le gole per le tenute sono state interamente riempite e sono stati mantenuti i fori dei condotti olio. (Figura 4.3 a)

- All'interno dell'alloggiamento delle pastiglie si è aggiunto materiale unicamente sulle pareti laterali, uniche superfici che devono garantire tolleranze stringenti
- Per i fori del raccordo olio e della vite di spurgo il sovrametallo presenta un canale interno di diametro pari a 3 mm, geometria auto-supportante, in tal modo è possibile effettuare agevolmente la rimozione della polvere dai canali conformali (Figura 4.3 b)
- Alcuni fori non sono stati riempiti completamente, in tal modo si garantisce una minore quantità di materiale da asportare, assicurando tempi di lavorazione e consumo utensile minori.

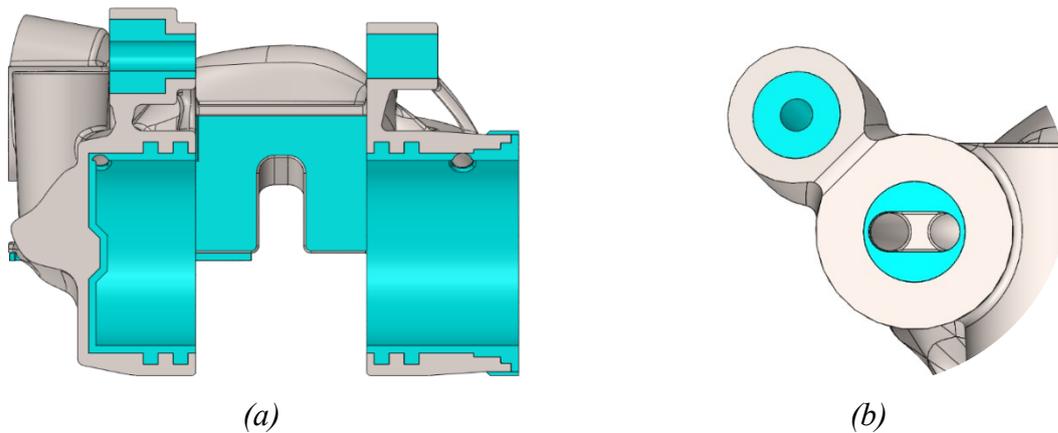


Figura 4.3 Dettagli sovrametalli su corpo pinza freno

4.2.2 Staffa di supporto pinza freno

Sulla staffa di supporto pinza freno le zone da lavorare sono minori rispetto al caso del componente precedente: i sovrametalli sono stati inseriti sulle superfici mostrate in Figura 4.4.

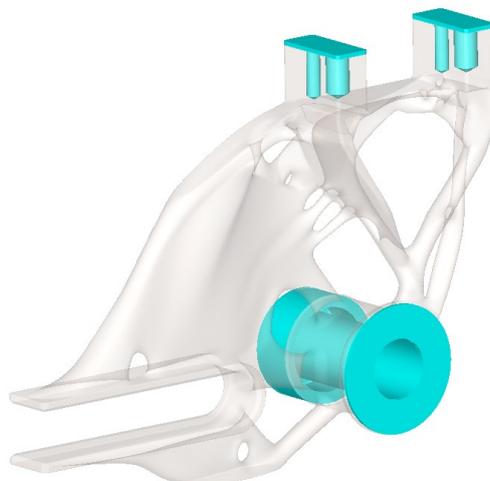


Figura 4.4 Sovrametalli, applicati alla staffa di supporto pinza freno, in azzurro

Si è scelto di non lavorare l'asola, che permette di vincolare la rotazione della staffa, poiché le tolleranze di accoppiamento richieste non risultano stringenti ed è possibile ottenerle mediante il processo di stampa della parte.

4.3 Lavorazioni per asportazione di truciolo

Le lavorazioni per asportazione di truciolo previste, da eseguire sui grezzi prodotti mediante Fabbricazione Additiva, necessitano, oltre al componente e ai relativi sovrametalli, anche di sistemi per riferire e staffare la parte in macchina.

In questo paragrafo si esporranno i sistemi di staffaggio previsti, i posizionamenti in macchina e le lavorazioni da eseguire per ognuno di essi. È previsto l'utilizzo di una fresa a 6 assi per la lavorazione dei componenti.

Le procedure e i riferimenti descritti potrebbero subire delle variazioni in seguito alle prime lavorazioni se si riscontrassero eventuali imprevisti.

4.3.1 Corpo pinza freno

Per il riferimento e il bloccaggio del componente in macchina sono stati creati quattro dispositivi di staffaggio (Figura 4.5), questi vengono prodotti insieme al pezzo mediante tecnologia *Selective Laser Melting*. Il foro, presente alla loro estremità, permette di fissare il pezzo, su una opportuna maschera riferita sulla macchina utensile, mediante viti M6.

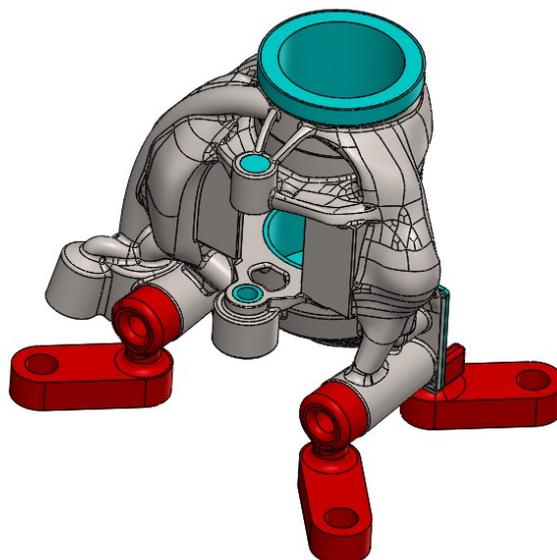


Figura 4.5 Sistemi di staffaggio, corpo pinza freno, in rosso

Il primo posizionamento prevede il riferimento e lo staffaggio del componente mediante le apposite appendici realizzate. Le lavorazioni effettuate sono (Figura 4.6):

- 1) Lavorazione del sovrametallo (1) utile per il riferimento del pezzo nel secondo posizionamento
- 2) Lavorazione delle superfici interne dei cilindri (2), realizzazione gole per le tenute, sfacciatura della superficie di battuta con il tappo, creazione della sede per l'O-ring e la filettatura M28x1 per l'accoppiamento con il tappo
- 3) Lavorazione delle superfici (3) dell'alloggiamento delle pastiglie freno
- 4) Creazione pre-foro della zona (4), che verrà successivamente filettata, di accoppiamento con il perno che sorregge i ferodi.

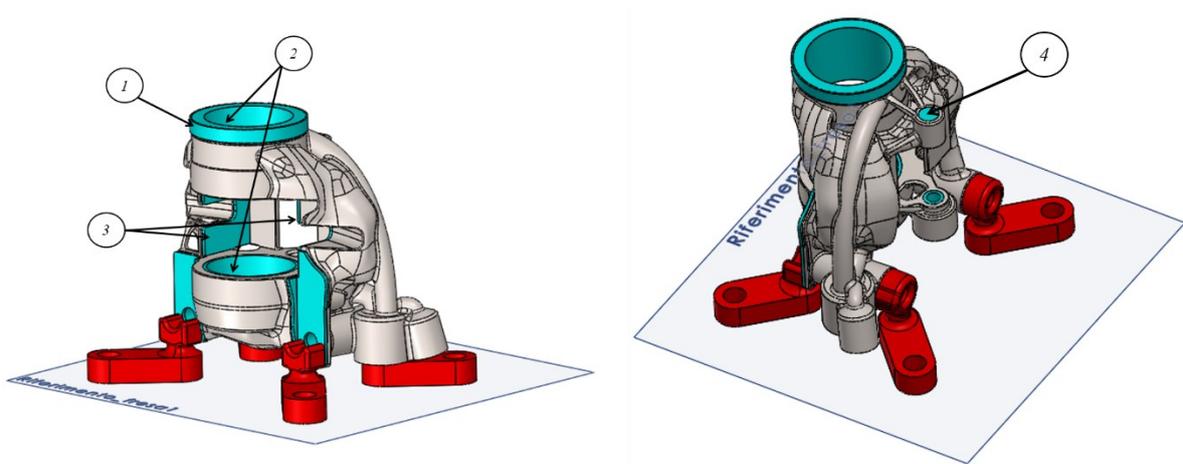


Figura 4.6 Lavorazioni corpo pinza freno, primo posizionamento

In seguito alle lavorazioni effettuate con il primo posizionamento in fresa si ottiene il risultato di Figura 4.7.

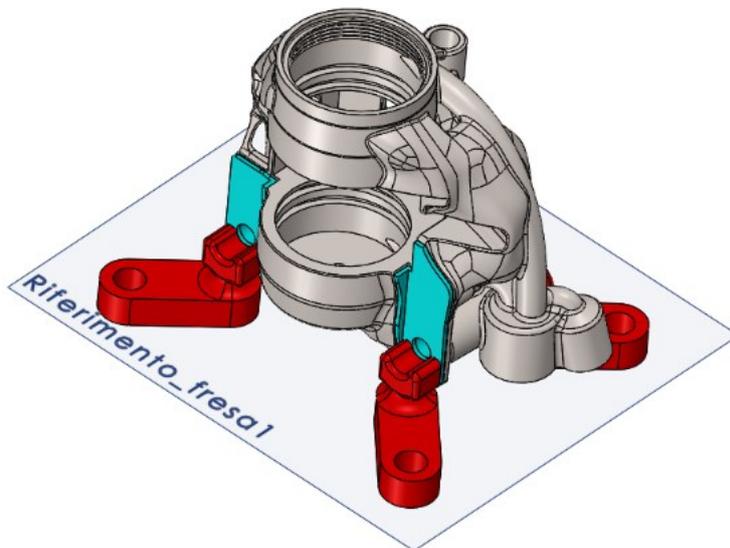


Figura 4.7 Corpo pinza freno dopo lavorazioni effettuate con il primo posizionamento

Il secondo posizionamento (Figura 4.8) avviene riferendosi sulla superficie cilindrica lavorata in precedenza *A* e bloccando la rotazione mediante una spina che agisce sul pre-foro *B*.

Le lavorazioni effettuate sono:

- 1) Rimozione delle quattro appendici di staffaggio (1)
- 2) Lavorazione delle superfici di accoppiamento con la staffa di supporto freno (2), dei fori per le viti e di quelli per le spine, tutte le lavorazioni sono state effettuate con lo stesso orientamento per minimizzare l'errore di posizionamento
- 3) Foratura e maschiatura delle sedi per il raccordo olio e la vite di spurgo, lamatura dell'alloggiamento in cui sarà inserita la testa della vite che sorregge le pastiglie freno
- 4) Maschiatura manuale del foro *B* prima utilizzato come riferimento

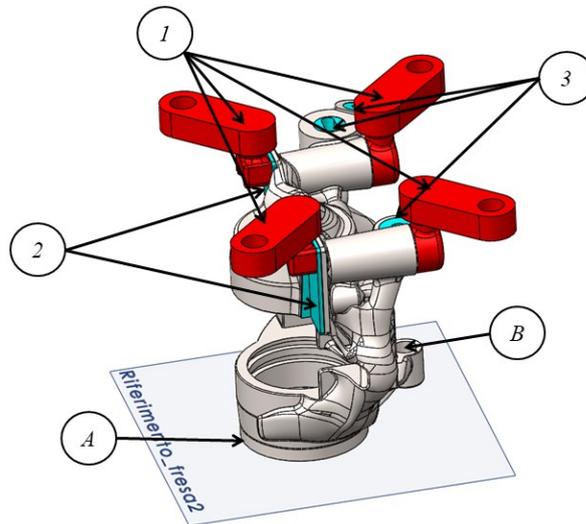


Figura 4.8 Lavorazioni corpo pinza freno, secondo posizionamento

Il componente finale ottenuto dopo tutte le lavorazioni per asportazione di truciolo è mostrato in Figura 4.9.

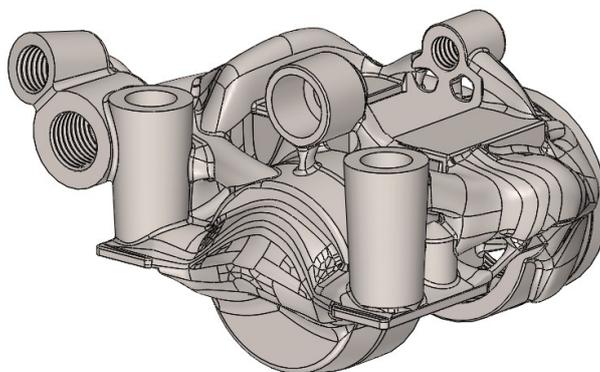


Figura 4.9 Corpo pinza freno dopo lavorazioni meccaniche

4.3.2 Staffa di supporto pinza freno

Anche per la staffa di supporto pinza freno sono state ideate delle appendici che permettono il corretto riferimento e staffaggio del pezzo (Figura 4.10). Saranno realizzate, insieme al componente, nella fase di stampa: tre serviranno durante il primo posizionamento e ulteriori due saranno necessarie per il secondo.

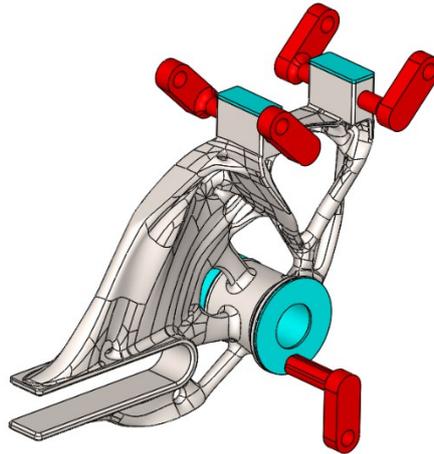


Figura 4.10 Sistemi di staffaggio, staffa di supporto pinza freno, in rosso

Il primo posizionamento prevede il riferimento e lo staffaggio mediante le tre appendici presenti dallo stesso lato del componente (Figura 4.11): con questo primo orientamento vengono eseguite le lavorazioni che permettono di ottenere il giusto posizionamento della pinza freno nello spazio. Le lavorazioni svolte sono:

- 1) Lavorazione delle superfici di accoppiamento con la pinza freno (1), dei fori delle spine e di quelli filettati M8
- 2) Rimozione sovrametallo sulla superficie (2), di centraggio e battuta sul cuscinetto
- 3) Lavorazione foro interno (3), di accoppiamento con il perno, e sfacciatura esterna.

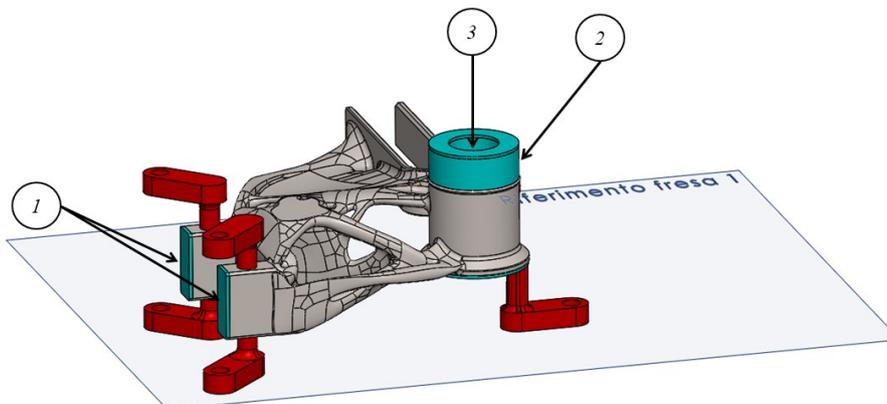


Figura 4.11 Lavorazioni staffa di supporto pinza freno, primo posizionamento

Il componente dopo le lavorazioni effettuate con il primo posizionamento appare come in Figura 4.12.

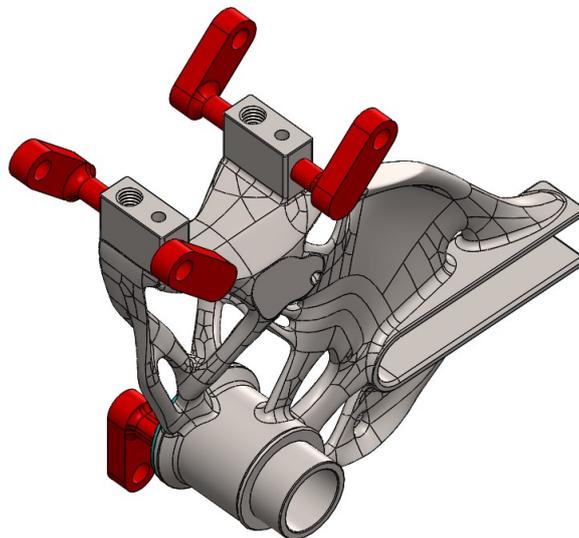


Figura 4.12 Staffa di supporto pinza freno dopo lavorazioni effettuate con il primo posizionamento

Il secondo posizionamento (Figura 4.13) avviene riferendosi sulla superficie cilindrica *A*, portando in battuta il componente sulla faccia *B* e utilizzando le due appendici, non adoperate in precedenza. Le lavorazioni da effettuare sono:

- 1) Rimozione dei tre sistemi di staffaggio utilizzati in precedenza (1)
- 2) Sfacciatura della superficie (2), di battuta sul forcellone
- 3) Rimozione delle due appendici utilizzate per bloccare il pezzo durante queste lavorazioni

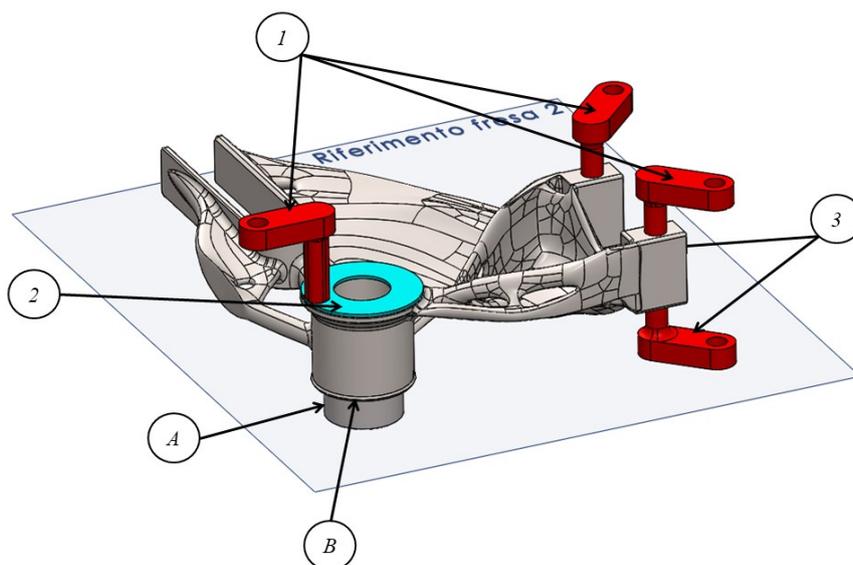


Figura 4.13 Lavorazioni staffa di supporto pinza freno, secondo posizionamento

Terminate le lavorazioni si ottiene il componente finale mostrato in Figura 4.14.

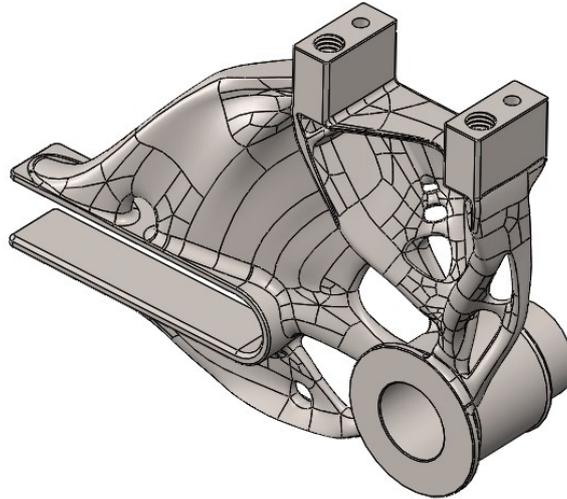


Figura 4.14 Staffa di supporto pinza freno dopo lavorazioni meccaniche

4.3.3 Altri componenti

Tramite lavorazioni per asportazione di truciolo si lavorano anche gli altri componenti che compongono la pinza freno (il tappo della pinza e i suoi pistoncini); tuttavia la loro realizzazione non parte da un processo additivo, ma è puramente sottrattiva. Non risultava economicamente conveniente realizzare un grezzo mediante Fabbricazione Additiva; infatti, le successive lavorazioni avrebbero richiesto complicati sistemi per il riferimento e il bloccaggio delle parti.

4.4 Messa in macchina per la produzione additiva

Conclusa la definizione dei sovrametalli e delle appendici di staffaggio, si è ottenuta la geometria finale dei componenti che è possibile produrre mediante *Selective Laser Melting*. Per entrambi i componenti si è creata una geometria CAD che integrasse i sovrametalli e le appendici, eventuali spigoli presenti sono stati arrotondati per evitare la creazione di difetti, dovuti alla concentrazione di tensioni e alla formazione di punti caldi. È stata esportata infine la geometria come file *.stl*, contenente una discretizzazione della superficie del pezzo effettuata mediante una triangolazione. Al fine di approssimare al meglio la superficie e contenere le dimensioni del file generato, la mesh presenterà molti triangoli in corrispondenza delle superfici con piccolo raggio di curvatura, viceversa pochi triangoli in corrispondenza delle superfici con curvatura elevata (Figura 4.15 e Figura 4.16). Questa tipologia di file è lo standard riconosciuto dai produttori di macchine per la Fabbricazione Additiva e permette di eseguire lo *Slicing* del componente e la successiva realizzazione in macchina, direttamente dalla geometria CAD.

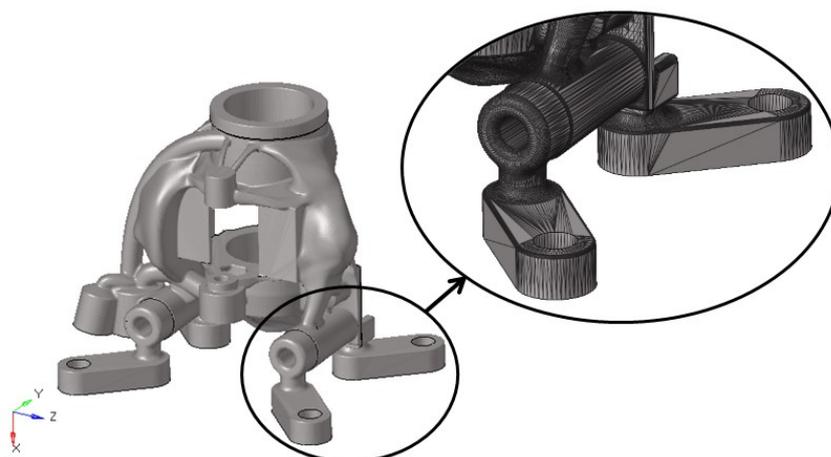


Figura 4.15 Triangolazione stl corpo pinza freno

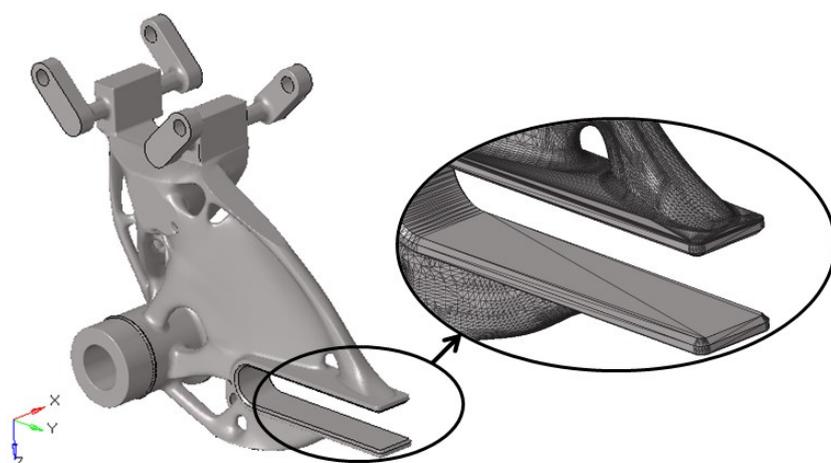


Figura 4.16 Triangolazione stl staffa di supporto pinza freno

Generato il file *.stl*, questo è stato importato sul software *Magics* di *Materialise* con cui è stato possibile orientare i componenti all'interno del volume di lavoro e creare le strutture di supporto.

L'orientamento della parte consente di:

- Evitare possibili errori e deformazioni durante la lavorazione
- Scegliere quale saranno le superfici di *upskin*, con finitura superficiale migliore, e di *downskin*, che presenteranno rugosità più elevate
- Minimizzare il numero di supporti richiesti, cercando di rendere auto-supportanti le geometrie
- Evitare impatti con la racla durante la fase di ricopertura con la polvere.

I supporti permettono al pezzo di essere correttamente realizzato (paragrafo 1.2) senza che esso si deformi a causa delle tensioni residue e dei gradienti termici, si sono utilizzati supporti sviluppati da BeamIT.

Verranno nel seguito trattati l'orientamento e la creazione dei supporti per i due componenti in lega di Titanio progettati.

4.4.1 Corpo pinza freno

Per il corpo pinza freno l'orientamento scelto (Figura 4.17) permette di andare a realizzare nel miglior modo possibile le appendici utilizzate per il riferimento del componente sulla macchina utensile. Infatti, crescendo come estrusi dal piatto di lavoro ed avendo le superfici laterali in squadra, subiranno delle deformazioni minime e avranno una buona finitura superficiale.

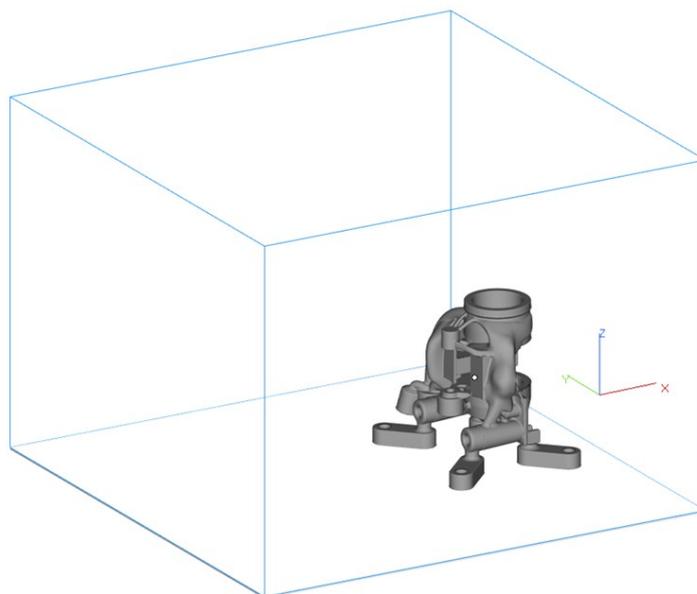


Figura 4.17 Orientamento corpo pinza freno nel volume di lavoro

Stabilita la macchina su cui produrre il componente e nota la direzione di ricoprimento, si effettuerà una leggera rotazione della parte intorno all'asse Z , in tal modo si minimizzeranno gli impatti della racla con i *layer* facendo in modo che il contatto con il pezzo avvenga in modo graduale.

L'orientamento adottato permette di ottenere delle superfici di riferimento con un'ottima finitura ed errori geometrici minimi; tuttavia presenta un numero elevato di supporti da rimuovere successivamente. Si è effettuata questa scelta poiché, essendo prodotto un solo componente, non è necessaria la ricerca del minor tempo ciclo possibile, come avverrebbe in una produzione seriale.

I supporti inseriti sono mostrati in Figura 4.18 e sorreggono tutte le superfici che, rispetto al piatto, formano un angolo inferiore a 45° . Come è possibile vedere nella Figura 4.18 *c*, vista dal piano inferiore del componente, le appendici non presentano supporti: esse infatti vengono estruse fino al piatto, permettendo di massimizzare lo scambio termico e ottenere la geometria il più precisa possibile.

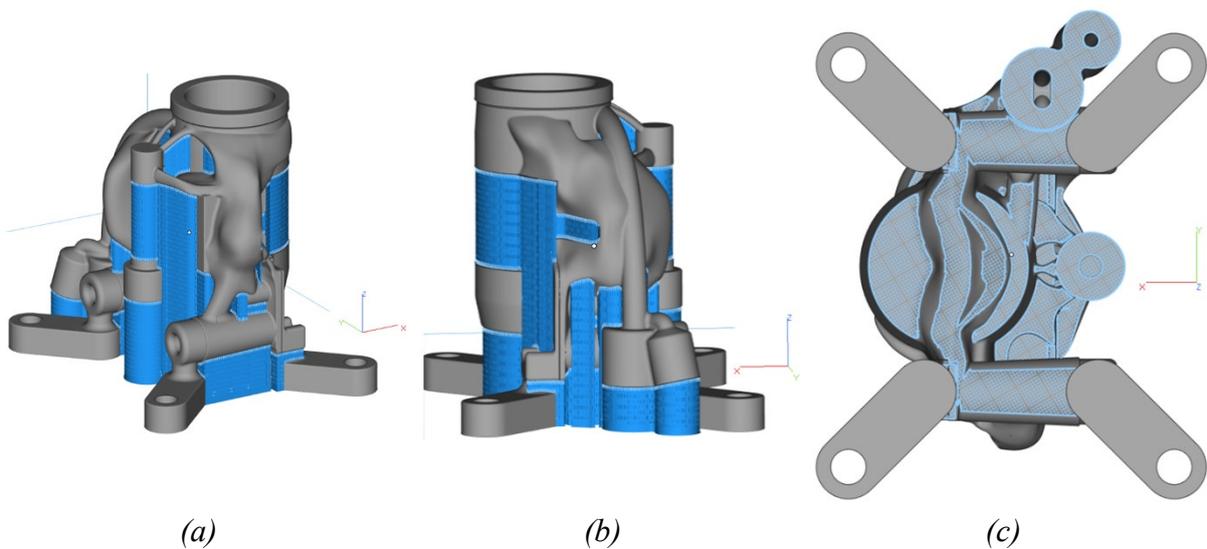


Figura 4.18 Supporti generati con Magics per il copro pinza freno

Successivamente alla stampa, il componente subirà il trattamento termico di ricottura e, poi sarà separato dalla piattaforma di costruzione mediante un taglio, parallelo al piatto, eseguito per elettroerosione a filo. Questo farà in modo di ottenere, sulle appendici di staffaggio, delle ottime superfici inferiori che andranno a riferire la parte nelle lavorazioni per asportazione di truciolo.

4.4.2 Staffa di supporto pinza freno

L'orientamento scelto per la staffa di supporto pinza freno (Figura 4.19), a differenza del caso precedente, non presenta le appendici con le superfici inferiori parallele alla piattaforma di costruzione. Non è stato possibile poiché il corpo della staffa, ponendo il componente in quel modo, sarebbe risultato interamente da supportare. Il posizionamento scelto permette di avere le superfici inferiori delle appendici, che servono a riferire il componente durante le fresature (Figura 4.11 e Figura 4.13), con una buona precisione poiché cresciute perpendicolari al piatto della macchina. Almeno una delle due superfici laterali, inoltre, risulta in *upskin*, consentendo comunque una finitura e una precisione tale da poter essere usata come riferimento.

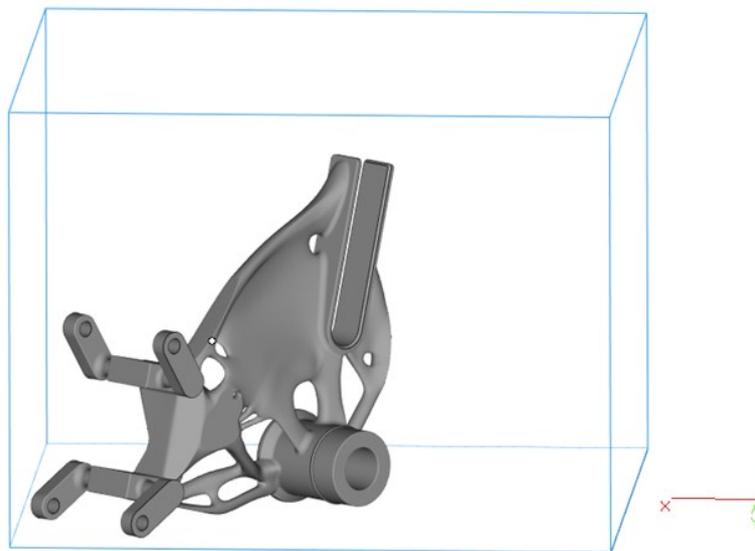


Figura 4.19 Orientamento staffa di supporto pinza freno nel volume di lavoro

Questo posizionamento permette, inoltre, di ottenere un buon grado di finitura e precisione sulla superficie dell'asola che non sarà successivamente lavorata per asportazione di truciolo.

Il componente risulta ruotato intorno all'asse Z in modo da minimizzare gli impatti della racla sul *layer* appena fuso, durante la creazione dello strato di polvere.

I supporti inseriti sono mostrati in Figura 4.20, come nel caso precedente supportano tutte le superfici che presentano un angolo inferiore a 45° , rispetto al piatto della macchina.

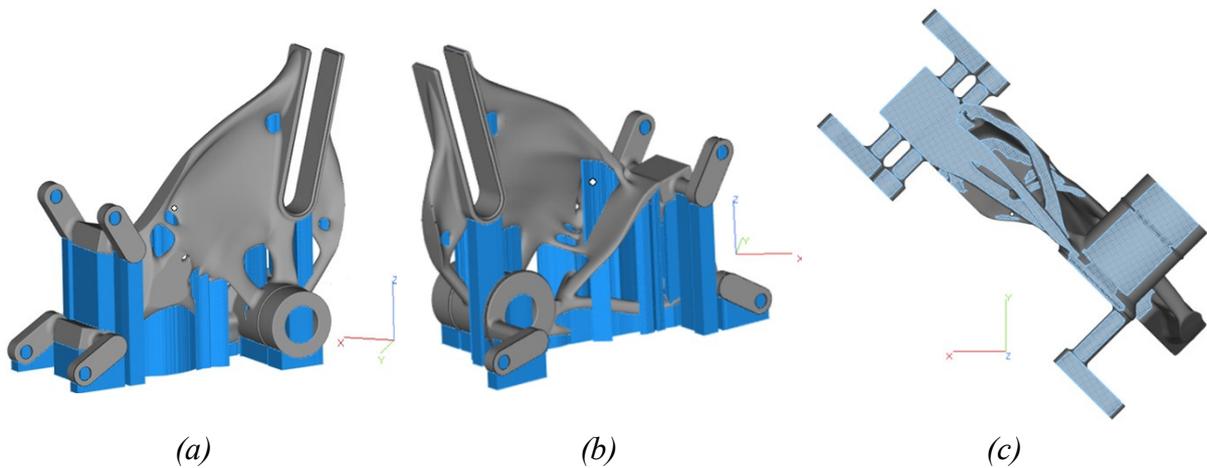


Figura 4.20 Supporti generati con Magics per la staffa di supporto pinza freno

Terminato il processo di stampa, anche questo componente subirà il trattamento termico di ricottura, ancora collegato alla piattaforma; successivamente verrà separato e sarà eseguita la rimozione manuale dei supporti. Si otterrà così il grezzo da utilizzare per le successive lavorazioni per asportazione di truciolo.

5 Conclusioni

La riprogettazione dei componenti mediante tecniche di ottimizzazione strutturale ha portato a ottimi risultati, specialmente per le parti realizzate unicamente tramite tecnologia additiva metallica. Tuttavia, per concludere la moto da *Flat Track* vi sono ancora alcune parti da riprogettare, come, ad esempio, le pedane e il telaietto sella, non trattate all'interno della tesi a causa delle difficoltà riscontrate nel reperire informazioni riguardanti i carichi agenti sul mezzo e nel quantificare i vincoli progettuali.

Il processo di ottimizzazione topologica ha permesso di ottenere componenti più leggeri e dalle ottime performance. La pinza freno ottimizzata presenta una riduzione in massa del 44% rispetto a quella realizzata con tecniche tradizionali, garantendo prestazioni che ne permettono il corretto funzionamento. Per la staffa di supporto pinza freno non è stato possibile effettuare un confronto con un analogo componente realizzato tramite tecniche tradizionali; tuttavia, la massa ottenuta di 348 g risulta un ottimo traguardo nell'ottica di riduzione del peso dell'intero motociclo. È previsto, comunque, il reperimento di un componente commerciale per eseguire un confronto sulle masse e per verificare che i vincoli progettuali stimati siano accettabili.

Entrambi i componenti progettati saranno sottoposti a una successiva fase di test sperimentali al fine di confermare i risultati ottenuti tramite simulazione.

Per i componenti ibridi, che presentano sia porzioni realizzate in AM metallico sia mediante laminazione di fibra di carbonio, si è identificata una procedura di ottimizzazione; tuttavia, per ottenere la geometria definitiva è necessario tenere maggiormente in considerazione i vincoli presenti durante la realizzazione dei laminati.

Sarà quindi possibile utilizzare questo lavoro di tesi come guida per:

1. affinare i parametri di ottimizzazione con lo scopo di ottenere topologie differenti nelle fasi mono e multi-materiale;
2. rimodellare la superficie del guscio in materiale composito, per rispettare le indicazioni estetiche del progetto ed i vincoli produttivi;
3. ottenere una nuova geometria finale dell'area metallica e definire la struttura del laminato.

Un processo analogo potrà essere seguito anche per la realizzazione del telaietto sella, che presenterà zone di accoppiamento con il telaio motore in lega di Alluminio, prodotta tramite SLM, e la restante parte della struttura in materiale composito.

Al fine di ultimare la realizzazione dei componenti ibridi sarà necessario verificare la resistenza delle giunzioni realizzate mediante incollaggi. Occorrerà effettuare la scelta dell'adesivo fra quelli in commercio e caratterizzare le proprietà meccaniche della giunzione presente tra i due materiali. Infine, questa verrà simulata mediante analisi strutturale ad elementi finiti.

Un ulteriore sviluppo può essere l'utilizzo di strutture *lattice* per eseguire un affinamento delle topologie metalliche ottenute, permettendo di realizzare aree a porosità controllata che rispecchino le variazioni di densità presenti nel risultato dell'ottimizzazione topologica.

Infine, questa tipologia di strutture potrebbe essere utilizzata sull'aderendo metallico, nelle aree di incollaggio, per verificare se la presenza di un'elevata rugosità e l'incremento della superficie bagnata produca effettivi miglioramenti sulle caratteristiche meccaniche della giunzione.

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 *OptiStructfor 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] Quartus Engineering, Inc., «Composites 101,» [Online]. Available: <https://www.quartus.com/resources/composites-101/>.
- [33] Altair Engineering, «OptiStruct for Composites Optimization,» 2017.