

UNIMORE
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI
MODENA E REGGIO EMILIA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MODENA E REGGIO EMILIA

Dipartimento di ingegneria "*Enzo Ferrari*"

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica (LM-33)

Progettazione, realizzazione e validazione di elementi cinematici flessibili per vettura FSAE

Relatore:

Prof. Ing. Valerio Mangeruga

Tesi di laurea di:

Gioele Balzani

Anno Accademico 2025/2026

Abstract

Il presente lavoro di tesi riguarda la progettazione, la realizzazione e la validazione sperimentale di braccetti sospensione anteriori con flexure integrata in fibra di carbonio (CFRP) per la vettura di Formula SAE M25-LH del team More Modena Racing.

Le flexure nascono in Formula 1 nel 1994 per superare i limiti degli snodi sferici, la cui rigidezza varia in modo misurabile ma non prevedibile con le condizioni operative e con l'usura, influenzando il comportamento dinamico del veicolo. Realizzate in composito, offrono una rigidezza nota e ripetibile, una riduzione delle masse, molle più piccole e leggere, minore usura e una migliore integrazione aerodinamica.

Tra le competizioni FIA restano tuttavia prerogativa della F1, per via degli elevati costi di sviluppo e produzione. In Formula Student, dove le applicazioni sono poche e talvolta abbandonate per rotture premature a fatica, l'adozione di questo concetto porta vantaggi sia prestazionali sia in termini di punteggio nel Design Event.

Gli obiettivi del lavoro sono ridurre la massa a parità di carichi, ottenere una rigidezza nota e stabile e ridurre la sezione frontale, mantenendo gli stessi punti cinematici della configurazione con snodi sferici per consentire un confronto dinamico diretto.

Partendo dall'analisi dei carichi sui gruppi ruota, ricavati dalle telemetrie della stagione 2024/25, sono stati dimensionati le piastrine inboard e outboard in metallo, i tubi in CFRP e le flexure.

La sfida principale è stata bilanciare una bassa rigidezza flessionale con un'elevata resistenza a buckling, verificate analiticamente e tramite simulazioni FEM. I componenti sono stati laminati in stampo, cotti in autoclave e incollati con adesivo strutturale, con la revisione del laminato in seguito ai problemi emersi in produzione.

Le prove su pressa MTS hanno validato il progetto: 50.000 cicli a fatica a 8 kN con escursione di ±25 mm senza cedimenti e uno scostamento della rigidezza rispetto al modello FEM di +1,8%. I braccetti pesano 1,322 kg contro 1,836 kg della configurazione con snodi sferici, circa il 28% in meno. La divisione dinamica ha compensato la rigidezza aggiunta riducendo di uno step le molle anteriori, e i braccetti hanno corso le stagioni 2024/25 e 2025/26 senza problemi.

Indice

1. Introduzione 1
2. Stato dell'arte 2
2.1 Formula 1 2
2.2 Formula Student 5
3. Design 7
3.1 Configurazione di partenza 7
3.2 Definizione del problema 8
3.3 Obiettivi 11
3.4 Definizione dei load case 12
3.5 Parametri fondamentali 18
3.6 Design preliminare 19
3.7 Design effettivo 21
3.8 Piastrine lato telaio "inboard" 23
3.8.1 Design 23
3.8.2 Simulazioni FEM 29
3.8.3 Risultati 32
3.9 Tubi in CFRP 33
3.10 Piastrine lato portamozzo "outboard" 36
3.10.1 Design 36
3.10.2 Simulazioni FEM 39
3.11 Design e simulazioni flexure 43
3.11.1 Rigidezze target 43
3.11.2 Considerazioni sulla failure mode 44
3.11.3 Laminati e sezioni preliminari 45
3.11.4 Verifica analitica a buckling 46
3.11.5 Design 47
3.11.6 Simulazioni FEM 48
4. Manufacturing 54
4.1 Flexure 54
4.1.1 Design stampi 54
4.1.2 Produzione 55

4.1.3 Problemi riscontrati e risoluzione 58
4.2 Tubi 60
4.3 Incollaggio 62
4.3.1 Prima fase 62
4.3.2 Seconda fase 64
4.4 Cianfrinatura snodi sferici e risultato 65
5. Testing 66
5.1 Definizione casistiche di test 66
5.2 Test a fatica 66
5.3 Test di rigidezza e cinematico 70
5.3.1 Design attrezzatura 70
5.3.2 Produzione ed assemblaggio 74
5.3.3 Prova 76
5.3.4 Analisi risultati ed estrapolazione rigidezza 77
5.4 Conclusioni test 79
6. Conclusioni 80
6.1 Comparazione pesi 80
6.2 Montaggio in vettura 81
6.3 Sviluppi futuri 82
6.4 Conclusioni 84
Riferimenti 87
Appendice A: TDS Loctite 9394 AERO 89
Appendice B: TDS T800H ER450 90
Appendice C: TDS M46J DT120 91

Elenco delle figure

Figura 1: Sospensione anteriore Jaguar R5, F1 2004 1
Figura 2: Flexure in titanio, circa 1995 [1] 2
Figura 3: braccetto misto snodo/flexure in composito, fine anni '90 [2] 2
Figura 4: Dettaglio flexure braccetto posteriore Red Bull RB5 3
Figura 5: Braccetto posteriore Red Bull RB16 4
Figura 6: Dettaglio piastrina incollata braccetto Red Bull RB16 4
Figura 7: Sospensione TUG Tankia 2010, "Little Princess" 5
Figura 8: Sospensione Sapienza Corse “Gajarda 2020” 6
Figura 9: CAD sospensione anteriore destra M24-LH, 2023/24 7
Figura 10: Massa braccetti anteriori destri 2023/24 8
Figura 11: Sezione tipica flexure 9
Figura 12: Schema funzionale wishbone con flexure 12
Figura 13: Sistema di riferimento in vista laterale 13
Figura 14: Sistema di riferimento in vista da sopra 13
Figura 15: Schema forze in caso di braking 17
Figura 16: Schema sospensione M24-LH in vista frontale 17
Figura 17: Schema esplicativo posizione neutra 18
Figura 18: Concept sospensione con braccetti monolitici, vista iso 19
Figura 19: Concept sospensione con braccetti monolitici, vista frontale 20
Figura 20: CAD Design effettivo sospensione anteriore destra M25-LH 21
Figura 21: Braccetto inferiore, simmetrico rispetto al piano visualizzato 22
Figura 22: Braccetto inferiore, vista iso 22
Figura 23: Tasche su telaio e denominazione posizioni flexure 23
Figura 24: Posizione fori 2024 comparata con i fori 2023 24
Figura 25: Area di incollaggio misurata tramite CAD 25
Figura 26: Sezione piastrina con sede flexure inclinata e spina di sicurezza 26
Figura 27: Piastrine superiori 27
Figura 28: Piastrine inferiori 27
Figura 29: Laminazione core telaio, zona attacchi sospensione anteriori 28
Figura 30: Modello piastrina lower front 29
Figura 31: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina lower front 30
Figura 32: Modello piastrina lower rear 30
Figura 33: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina lower rear 30
Figura 34: Modello piastrina upper front 31
Figura 35: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina upper front 31
Figura 36: Modello piastrina upper rear 32
Figura 37: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina upper rear 32
Figura 38: Sezioni tubi CFRP 33
Figura 39: Analisi dimensioni tubi CFRP 34
Figura 40: Piastrina outboard inferiore 36
Figura 41: Piastrina outboard superiore 37

Figura 42: Foro di scarico aria 38
Figura 43: Distanziali di incollaggio 38
Figura 44: Carichi applicati ai braccetti in Cornering 39
Figura 45: Carichi applicati ai braccetti in Braking 39
Figura 46: Carichi applicati ai braccetti in Bump 40
Figura 47: Modelli piastrine outboard 40
Figura 48: Piastrina upper, tensioni Von-Mises (MPa) in Braking 41
Figura 49: Piastrina upper, tensioni Von-Mises (MPa) in Cornering 41
Figura 50: Piastrina upper, tensioni Von-Mises (MPa) in Bump 41
Figura 51: Piastrina lower, tensioni Von-Mises (MPa) in Braking 42
Figura 52: Piastrina lower, tensioni Von-Mises (MPa) in Cornering 42
Figura 53: Piastrina lower, tensioni Von-Mises (MPa) in Bump 42
Figura 54: Modello FEM rigidezze snodo sferico 43
Figura 55: Prova e failure mode ad Interlaminar shear 44
Figura 56: Sezioni resistenti flexure 45
Figura 57: Risultati prova a tear-out 47
Figura 58: Modelli CAD definitivi Flexure 48
Figura 59: Mesh flexure con elementi CHEXA 49
Figura 60: Modelli dei singoli braccetti 50
Figura 61: Modello sospensione completa 50
Figura 62: Forze applicate al punto di contatto ruota-terreno 51
Figura 63: Stress flexure upper rear in bump, direzione ZZ 52
Figura 64: Stress flexure upper rear in bump, direzione ZX 52
Figura 65: Stress flexure upper rear in bump, direzione YZ 52
Figura 66: Composite failure (TSAI) tubo upper front, braking 53
Figura 67: Composite failure (TSAI) tubo upper rear, braking 53
Figura 68: Composite failure (TSAI) tubo lower rear, braking 53
Figura 69: Composite failure (TSAI) tubo lower rear, bump 53
Figura 70: Stampo femmina (sx) e maschio (dx) flexure lower front 54
Figura 71: Sezione stampo 54
Figura 72: Stampo appena realizzato 55
Figura 73: ply flexure pre-laminazione 56
Figura 74: Ply laminate all'interno dello stampo 56
Figura 75: Stampo chiuso 56
Figura 76: Foratura sedi safety pin 57
Figura 77: Estrazione flexure 57
Figura 78: Prima flexure estratta e rifilata 57
Figura 79: Sezione di flexure con porosità 58
Figura 80: Stampo chiuso precottura 58
Figura 81: Sezione di flexure senza porosità 59
Figura 82: Flexure correttamente compattata 59
Figura 83: Stampi rivestiti con Tooltec 60
Figura 84: Fogli di “carta spagna” utilizzati come controstampi 61
Figura 85: Tubo e flexure accoppiati 61

Figura 86: Piastra base jig di incollaggio 62
Figura 87: Distanziali 63
Figura 88: Vista laterale a CAD jig con braccetti in fase di incollaggio 63
Figura 89: Braccetto lower in fase di incollaggio 63
Figura 90: Posizione vite da inserire pre-incollaggio 64
Figura 91: Braccetti post incollaggio 65
Figura 92: Braccetti post cianfrinatura uniball, primo test fit in vettura 65
Figura 93: Test rig per cicli a fatica 67
Figura 94: Misurazione fisica della deformazione 69
Figura 95: CAD attrezzatura di prova 70
Figura 96: Schema trave su due appoggi 71
Figura 97: Piastrina "outboard" modificata 72
Figura 98: Montaggio vite e misurazione braccio 73
Figura 99: Braccetto incollato 74
Figura 100: Attrezzatura in fase di assemblaggio 74
Figura 101: Attrezzatura in fase di assemblaggio, con distanziali 75
Figura 102: Attrezzatura montata in pressa 75
Figura 103: Grafico coppia - spostamento angolare 76
Figura 104: Misura spostamento punto cinematico con comparatore 76
Figura 105: Schema sospensivo 77
Figura 106: Confronto pesi vecchia e nuova configurazione 80
Figura 107: Braccetti montati in vettura, FSA 2025 81
Figura 108: Braccetto Prost F1 [1] 82
Figura 109: Braccetto F1 con cover aero incollata e passaggio interno del tether di sicurezza [2] 82
Figura 110: Piastrina inboard con sede per testa vite 83

1. Introduzione

Il lavoro della tesi sviluppa un concetto che nasce, nell'ambito del motorsport, dalla necessità di affinare e migliorare i componenti sospensivi dal punto di vista dinamico ed aerodinamico sfruttando le caratteristiche meccaniche e possibilità offerte dai materiali compositi.

Le soluzioni analizzate sono permesse, all'interno delle competizioni ufficiali FIA, solo nel mondo F1 in quanto i costi di sviluppo e produzione sono mediamente molto elevati rispetto al livello di performance che si ottiene tramite la loro introduzione.



Figura 1: Sospensione anteriore Jaguar R5, F1 2004

Nell'ambito Formula Student invece l'introduzione di un design di questo tipo porta vantaggi non solo fisici in termini di prestazione ma anche in termini di punteggio sulle prove statiche, nello specifico del "Design Event", dato che si tratta di un progetto che può essere realizzato in maniera completa e concisa.

In questo contesto si inserisce il presente lavoro di tesi, svolto all'interno del Team More Modena Racing (MMR) dell'Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia. L'obiettivo principale è la progettazione, la realizzazione, la caratterizzazione sperimentale e l'introduzione in vettura dei braccetti sospensione con flexure integrata in carbonio, o "Carbon Fiber Reinforced Polymer" (CFRP) per la vettura M25-LH.

2. Stato dell’arte

2.1 Formula 1

Le Flexure come componente meccanico applicato ai veicoli da corsa nascono, in Formula 1 nel 1994 in Ferrari dalla mente di John Barnard. Questa prima versione, realizzata in titanio, è mirata a risolvere alcune criticità che si erano precedentemente riscontrati con gli snodi sferici tradizionali (uniball), primo tra tutti una rigidezza "dinamica" dettata dalle condizioni operative e di vita della sfera. [1]

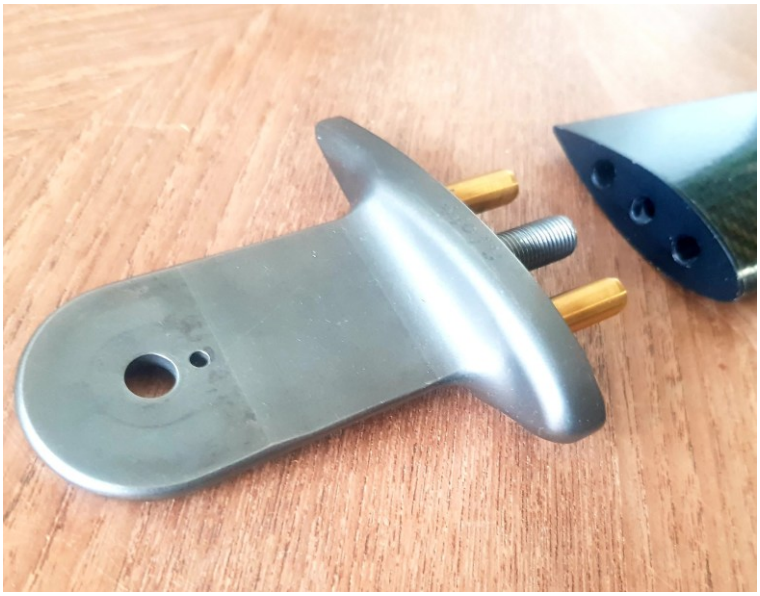


Figura 2: Flexure in titanio, circa 1995 [1]

Gli uniball, infatti, per via del metodo produttivo con cui sono realizzati e a causa delle sollecitazioni a cui sono sottoposti, tendono ad avere una rigidezza intrinseca che cambia sia passando da attrito statico a dinamico che con l'aumentare dei cicli di lavoro.

Questa variazione di rigidezza è misurabile ma non prevedibile, e lavorando in parallelo al resto della sospensione, può portare a importanti differenze sul comportamento dinamico del veicolo.

Nel 1995 la Jordan realizza il primo set di braccetti in composito con flexure integrata.



Figura 3: braccetto misto snodo/flexure in composito, fine anni '90 [2]

Nel corso degli anni, si denotano diversi vantaggi rispetto alla soluzione con uniball, dovuti all'introduzione delle flexure. Tra i principali si possono citare:

- Rigidezza nota, caratterizzabile sperimentalmente e ripetibile.
- Riduzione della massa data dalla conversione di elementi metallici in CFRP.
- Spostamento delle rigidezze, che contribuisce ad avere molle più piccole e leggere.
- Allungamento della vita propria dei componenti (usura ridotta).
- Integrazione semplificata in design aerodinamici.

Nel corso degli anni, fino ai periodi più recenti, si sono visti svilupparsi sempre più soluzioni tecniche, differenti tra loro ma accumunate dalle metodologie progettuali e in certi casi costruttive, alcuni esempi sono riportati di seguito:

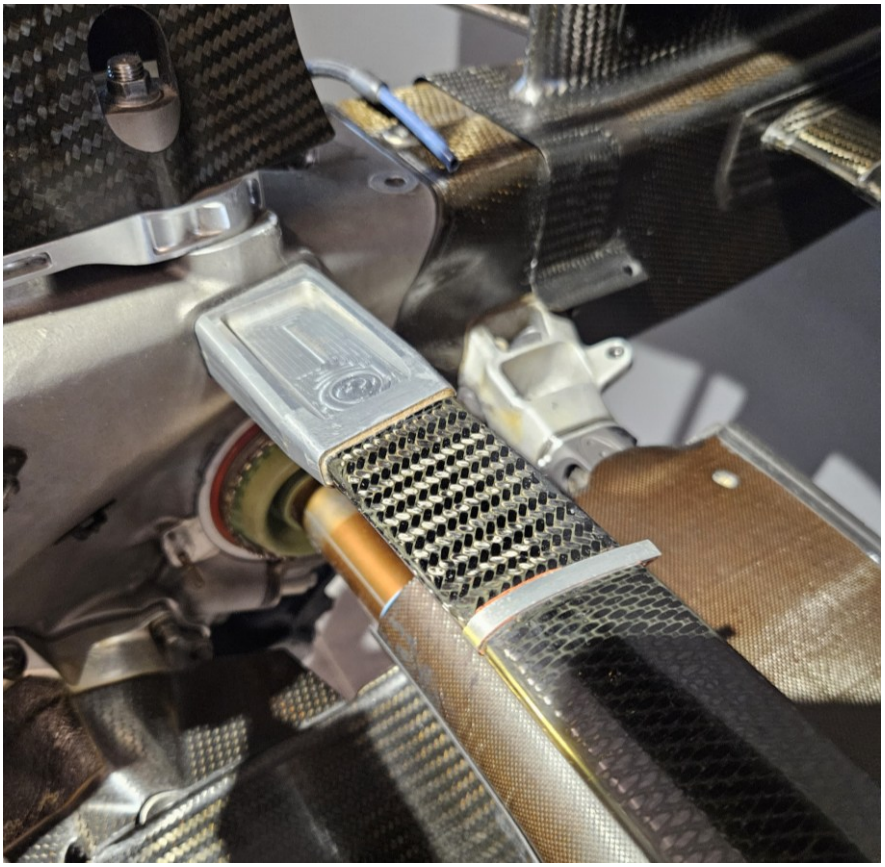


Figura 4: Dettaglio flexure braccetto posteriore Red Bull RB5



Figura 5: Braccetto posteriore Red Bull RB16



Figura 6: Dettaglio piastrina incollata braccetto Red Bull RB16

Quest'ultimo caso in particolare, riguardante un braccetto di concezione molto recente, presenta un design con piastrine inboard e outboard realizzate in titanio ed incollate (Figure 5 e 6). Interessante è il dettaglio del lato senza piastrina incollata, che presenta un foro per l'inserimento di un perno per il montaggio a telaio (Figura 5).

2.2 Formula Student

Tra i principali esempi censiti nelle passate stagioni nell'ambito della Formula Student, una prima applicazione delle flexure è stata sviluppata attorno al 2010 dal team TUG Racing dell'Università di Graz. Tale configurazione è stata tuttavia dismessa già dalla stagione successiva a causa di criticità legate alla prematura rottura a fatica del componente.



Figura 7: Sospensione TUG Tankia 2010, "Little Princess"

In particolare, il design della squadra austriaca utilizza delle flexure realizzate in titanio, con una sezione resistente ridotta ed una zona flessibile particolarmente sviluppata, incollate ad un braccetto profilato realizzato in CFRP.

Entrambe le scelte tecniche erano legate alla necessità di ridurre il più possibile la rigidezza flessionale del componente.

Un approccio differente è stato adottato dal team Sapienza Corse, che nel 2019 ha progettato e realizzato un proprio set di braccetti monoblocco con flexure in CFRP, sfruttandolo da allora su tutte le vetture sviluppate e sostituendo completamente gli snodi sferici inboard.



Figura 8: Sospensione Sapienza Corse "Gajarda 2020"

Il braccetto sviluppato da Sapienza Corse presenta un design con una zona flessibile dalla sezione molto estesa in direzione longitudinale, e si interfaccia con il portamozzo tramite un uniball fissato su di una piastra avvitata sul braccetto CFRP.

La variazione della rigidezza utile a controllare la zona flessibile è ottenuta attraverso una caratteristica geometrica del braccetto, che si sviluppa a forma di "Omega" (dove normalmente sono utilizzati profili circolari, aerodinamici o rettangolari).

Questa caratteristica è vantaggiosa poiché' permette di ridurre il costo relativo agli stampi.

3. Design

In questo capitolo viene analizzata tutta la fase di progettazione relativa ai componenti dell'assieme.

3.1 Configurazione di partenza

La configurazione sospensiva anteriore relativa alla stagione 2023/24 prevede un quadrilatero articolato con pull-rod. I punti cinematici presentano degli snodi a sfera commerciali, assemblati su dei wishbone costruiti incollando degli inserti in alluminio a dei tubi in carbonio, il tutto appositamente dimensionato sui carichi estrapolati dalle stagioni precedenti.

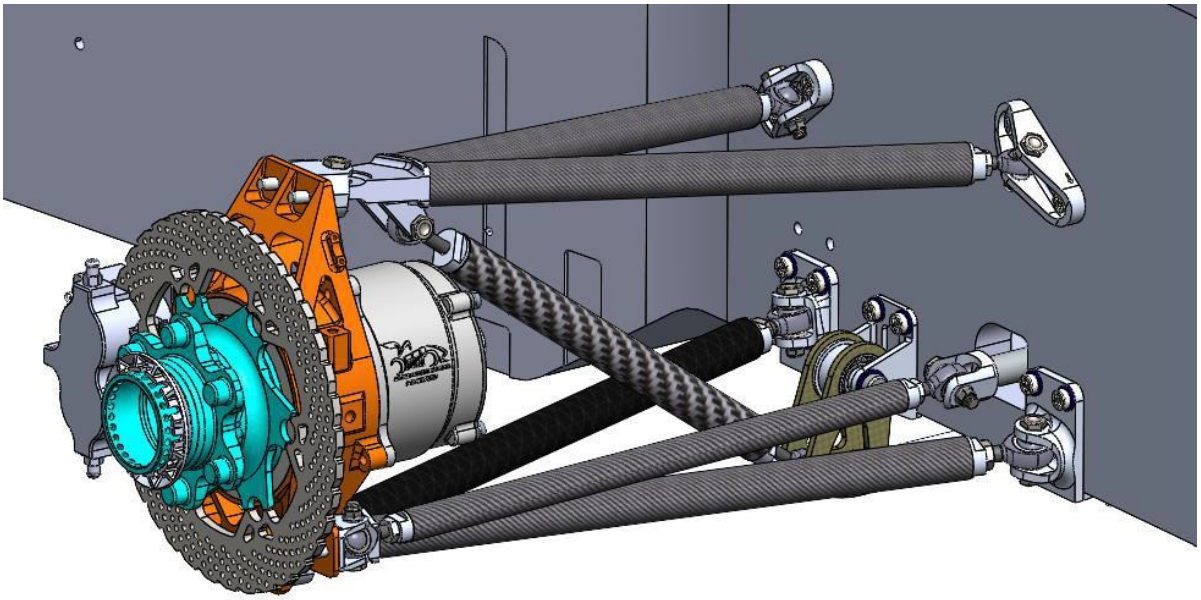


Figura 9: CAD sospensione anteriore destra M24-LH, 2023/24

La massa di questi componenti è analizzata tramite CAD e qui riportata in Tabella 1 per i braccetti superiore e inferiore:

FRONT UPPER WISHBONE 2023	Massa (g)	FRONT LOWER WISHBONE 2023	Massa (g)
Tubi circolari in carbonio	134	Tubi circolari in carbonio	152
Inserti incollati lato monoscocca	30	Inserti incollati lato monoscocca	30
Uniball	58	Uniball	58
Viti e Dadi	35	Viti e Dadi	40
Piastrine lato monoscocca	53	Piastrine lato monoscocca	53
Inserto lato portamozzo	74	Inserto lato portamozzo	59
Conetti	3	Conetti	3
Piastrina Portamozzo	66	Piastrina Portamozzo	29
TOTALE	453	TOTALE	424

Tabella 1: Masse Wishbone 2023

L'analisi riporta una massa totale del pacchetto sospensione di 877g (o 1754g vettura).

I braccetti sono quindi pesati sperimentalmente al fine di visualizzare eventuali differenze:



Figura 10: Massa braccetti anteriori destri 2023/24

Da questa si rileva uno scarto di 82g, che viene attribuito agli incollaggi, non riscontrabile da CAD.

3.2 Definizione del problema

Per la stagione 2024/25, al fine di aumentare le prestazioni della vettura e sperimentare una soluzione tecnologica con metodi mai adottati dal team, si decide di introdurre il nuovo concetto di Flexure per le sospensioni anteriori della vettura.

I vantaggi ricercati sono:

- Riduzione delle masse a parità di carichi meccanici, dovuta alla conversione di elementi metallici in elementi in composito.
- Migliore conoscenza e maggiore stabilità delle rigidezze della sospensione.
- Riduzione della sezione frontale (Aerodinamica).

La limitazione al solo lato anteriore è dovuta alle seguenti motivazioni:

- Bracci più lunghi rispetto al posteriore (minore spostamento angolare).
- Minori temperature di esercizio dovute alla non presenza del motore.
- Necessità di maturare esperienza nei processi di produzione.
- Maggiori vantaggi aerodinamici rispetto al posteriore.
- Evidenza più elevata dei vantaggi dinamici.

Riassumendo la tesi precedente [3] , la sezione di una flexure si presenta in questo modo, come riportato in Figura 11:

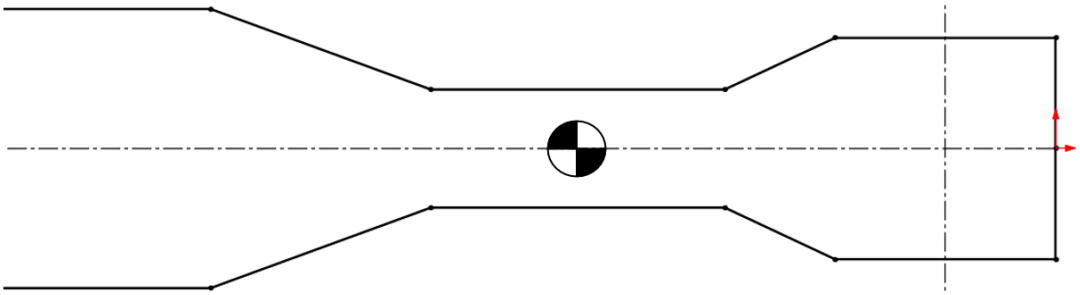


Figura 11: Sezione tipica flexure

A livello di comportamento meccanico e di design, è facile ricavare, tramite la teoria della trave, la formula per la compliance:

$$C = \frac{L^3}{3EI} \tag{1}$$

Dove:

- ***C*** : Compliance della trave.
- ***L*** : Lunghezza della trave.
- ***E*** : Modulo di Young del materiale.
- ***I*** : Momento di inerzia della sezione sottoposta a flessione.

Considerando costanti la lunghezza della trave (Singola "leg" del wishbone) e il suo modulo di Young, è facile ricavare che la compliance è interamente dipendente dal momento di inerzia ***I***.

Per una sezione rettangolare, di base ***b*** e altezza ***h*** il momento di inerzia è definito come:

$$I = \frac{bh^3}{12} \tag{2}$$

Essendo al cubo, il parametro ***h*** risulta essere il più influente, e per ottenere una bassa rigidezza è quindi necessario minimizzare l'altezza della sezione.

Considerando che per lo studio effettuato, la sezione della trave non è costante, la formula della compliance andrebbe integrata lungo l'intera lunghezza della trave al fine di trovare la compliance totale. Questa operazione non è necessaria in quanto la zona flessibile (flexure) avrà una rigidezza molto inferiore rispetto a quella data dal resto della trave. Si analizza quindi il solo comportamento flessionale della flexure.

La sezione a bassa rigidezza flessionale si localizza in prossimità del vincolo per i seguenti motivi:

- Ottenere un miglior controllo cinematico, localizzandolo centro di rotazione istantaneo della flexure (Figura 11).
- Incrementare la compliance dell'intera trave invece che di una specifica porzione porterebbe a problemi di stabilita' (aumenterebbe il parametro ***L*** nella formula del $\boldsymbol{P_{cr}}$ (3)).

La sezione della flexure è soggetta a instabilità a carico di punta (Buckling), il carico massimo sostenibile è determinabile tramite la formula. La lunghezza ***L*** considerata è quella della flexure:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{K * L^2} \tag{3}$$

Dove $\boldsymbol{P_{cr}}$ indica il carico massimo sostenibile dalla sezione prima di andare incontro a instabilità. ***K*** è un fattore che si sceglie in base alla condizione di carico, in questo caso (Trave incastrata) si impone ***K***=4. Dunque, è facile notare come $\boldsymbol{P_{cr}}$ diminuisca al diminuire del momento di inerzia ***I***.

Considerando ora di imporre una deformazione flessionale alla trave, di freccia ***f***, la formula che lega la freccia ai parametri precedente esposti si definisce come:

$$f = \frac{P * L^3}{3 * E * I} \tag{4}$$

P indica il carico che genera la specifica freccia considerata.

È ora possibile ricavare:

$$M_f = \frac{f}{C} * L \tag{5}$$

Dove $\boldsymbol{M_f}$ indica il contributo di momento flettente generato dall'imposizione di una determinata freccia ***f*** alla trave. Inoltre:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} * \frac{h}{2} \tag{6}$$

Dove $\boldsymbol{\sigma_f}$ indica la tensione generata dal momento flettente $\boldsymbol{M_f}$.

Si possono legare le equazioni precedentemente espresse:

$$M_f \propto \frac{1}{C} \tag{7}$$

$$\sigma_f \propto \frac{1}{h^2 * C} \tag{8}$$

$$\sigma_f \propto h \tag{9}$$

Riassumendo: il parametro "altezza della sezione" ***h*** è il più influente sul momento di inerzia ***I***, in particolare:

- Se ***h*** cresce, aumentano anche il momento di inerzia ***I*** ed il carico sopportabile a buckling $\boldsymbol{P_{cr}}$, ma al contempo aumentano le tensioni $\boldsymbol{\sigma_f}$ e viceversa.
- La "larghezza della sezione" ***b*** è invece meno influente sulle tensioni generate dalla flessione, e può essere sfruttata per aumentare il carico critico a buckling senza aumentare significativamente la rigidezza (e le tensioni) della flexure.

È necessario trovare un equilibrio tra ***h*** e ***b*** che possa soddisfare entrambi i requisiti (↑ $\boldsymbol{P_{cr}}$ e ↓ $\boldsymbol{\sigma_f}$).

3.3 Obiettivi

L'obiettivo principale diventa quindi quello di trovare un equilibrio tra i requisiti dinamici (bassa rigidezza) e strutturali (alta resistenza a Buckling e a sforzo normale), cercando di ottimizzare il più possibile la sezione resistente della flexure.

È richiesto di integrare le piastrine lato telaio all'interno della superficie aerodinamica del telaio, al fine di aumentare l'efficienza aerodinamica del pacchetto sospensione.

Un ulteriore requisito consiste nella possibilità di realizzazione di un elevato numero di braccetti al fine di maturare esperienza con la fase di manufacturing e per poter avere un numero sufficiente di campioni da testare attraverso prove sperimentale; ciò impone una certa economicità nel progetto.

Inoltre, è basilare definire i vincoli regolamentari, in questo caso non ci sono differenze tra i regolamenti SAE, FSG e ATA; Quindi, le uniche regole che si applicano al design dei braccetti sono le seguenti [4]:

T 2.5.1: "The vehicle must be equipped with fully operational front and rear suspension systems including shock absorbers and a usable wheel travel of at least 50 mm and a minimum jounce of 25 mm with driver seated."

T 2.6.4: "The radial clearance between any non-rotating part and the inside of the rim must be at least 5 mm in static condition at any steering angle and any ride height."

T 10.2.1: "All critical fasteners must be secured from unintentional loosening by the use of positive locking mechanisms."

T 10.2.2: "The following methods are accepted as positive locking mechanisms:

- Correctly installed safety wiring.
- Cotter pins.
- Nylon lock nuts (ISO 7040, ISO 10512, EN 1663 or an equivalent standard) for locations where no temperature rating above 80 ◦C is required.
- Prevailing torque lock nuts (DIN 980, ISO 7042 or an equivalent standard, and jet nuts or K-nuts).
- Locking plates.
- Tab washers.

Any locking mechanism based on pre-tensioning or an adhesive is not considered a positive locking mechanism."

Con la T 2.5.1 viene quindi normato il wheel travel minimo affinché' il veicolo possa superare le ispezioni tecniche.

La T 2.6.4 impone una distanza minima di 5mm dal cerchio in ogni condizione operativa.

La T 10.2.1 e .2, assieme ad altre regole presenti nella sezione T 10 specificano che i braccetti devono essere montati a telaio tramite collegamenti bullonati passanti autobloccanti, e nel caso analizzato saranno bloccati con K-nut.

Infine, viene richiesto di mantenere gli stessi punti cinematici al fine di poter avere una base di confronto dinamico tra il setup a wishbone convenzionali (Uniball) e Flexure (Figura 12).

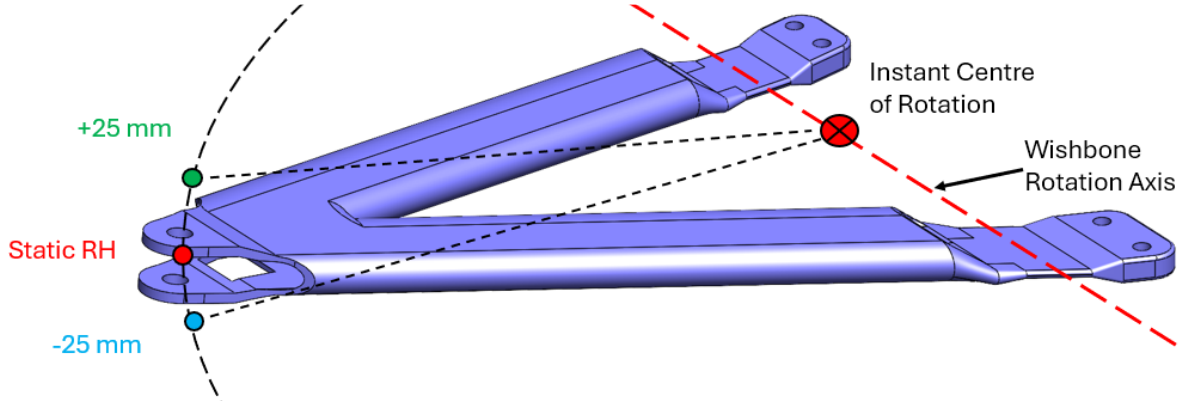


Figura 12: Schema funzionale wishbone con flexure

3.4 Definizione dei load case

Al fine di dimensionare correttamente i braccetti si effettua un'analisi della cinematica del veicolo corrente, per stabilire i carichi sui singoli gruppi ruota. Si sfrutta il libro "Dinamica del veicolo" [5].

Una volta determinati, è possibile risalire ai carichi sui singoli assi del braccetto. Per effettuare queste operazioni si utilizza un foglio di calcolo impostato dalla divisione di Dinamica del Team More Modena Racing, così strutturato:

I load case analizzati sono:

- Accelerazione
- Frenata
- Percorrenza curva (Cornering)
- Accelerazione + Cornering
- Frenata + Cornering

A seguire viene mostrato il sistema di riferimento applicato durante calcoli (Figura 13 e Figura 14); è importante notare che l'asse X è direzionato verso il posteriore del veicolo; quindi, un'accelerazione negativa indica un aumento di velocità; Inoltre, l'accelerazione laterale è positiva in caso di sterzata verso destra, o Y positivo.

È importante, al fine di sviluppare i calcoli, conoscere a priori le caratteristiche geometriche della vettura quali la posizione del baricentro e la posizione dei punti cinematici delle sospensioni.

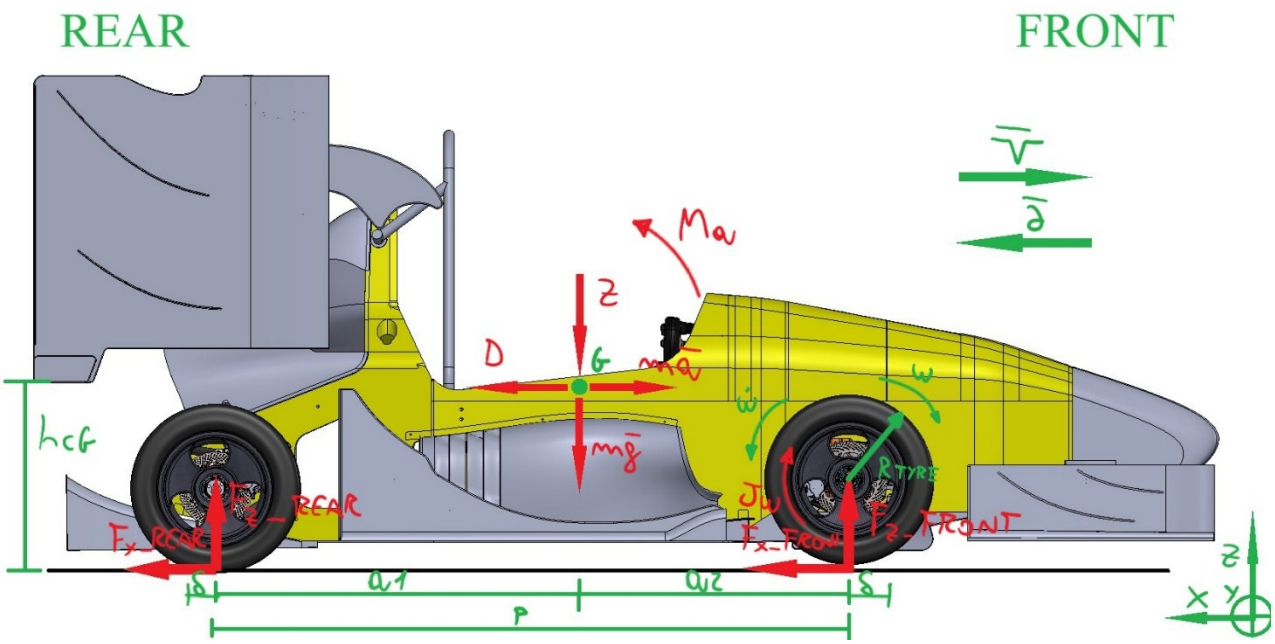


Figura 13: Sistema di riferimento in vista laterale

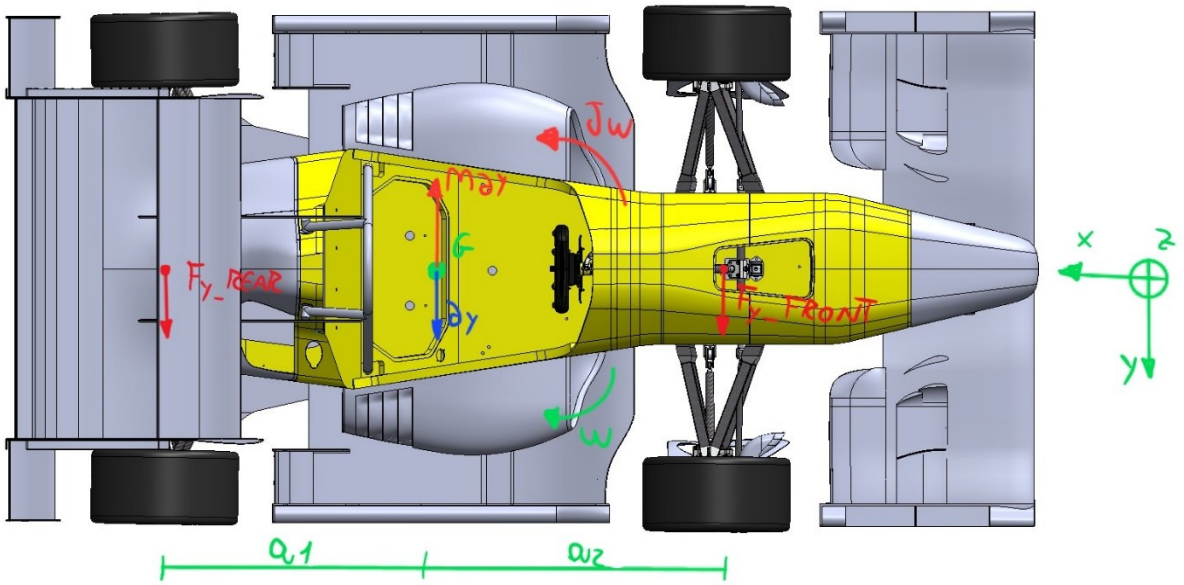


Figura 14: Sistema di riferimento in vista da sopra

Nel foglio di calcolo vengono calcolati:

1) Distribuzione dei carichi tra assale anteriore (F_{z_front}) e assale posteriore (F_{z_rear}), considerando la posizione e l'altezza del COG (Baricentro), l'inerzia dei gruppi ruota, l'accelerazione longitudinale ed infine il drag, il momento ed il carico aerodinamico, tramite le formule:

$$F_{z_front} = (m * 9{,}81 + Z)\frac{a_1}{p} - \left(D - m * acc_{long}\right)\frac{h_{CG}}{p} - \left(M_a - 4J_0\frac{acc_{long}}{R_{tire}}\right)\frac{1}{p} \qquad (10)$$

$$F_{z_rear} = (m * 9{,}81 + Z)\frac{a_2}{p} + \left(D - m * acc_{long}\right)\frac{h_{CG}}{p} + \left(M_a - 4J_0\,{}^{acc_{long}}/_{R_{tire}}\right)\frac{1}{p} \qquad (11)$$

2) Forze verticali dovute ai trasferimenti di carico (ΔF_{z1} e ΔF_{z2}) relativamente per l'assale anteriore e per l'assale posteriore, sfruttando le formule presenti nel libro Guiggiani [4]:

$$\Delta Z_1 t_1 = \frac{k_{\phi_1} k_{\phi_2}}{k_\phi}\left[\frac{Y(h-q^b)}{k_{\phi_2}} + \frac{Y_1 q_1}{k^s_{\phi_1}} + \frac{Y_1 q_1}{k^s_{\phi_2}} + \frac{Y_1 q_1 + Y_2 q_2}{k^p_{\phi_2}}\right] \tag{12}$$

$$\Delta Z_2 t_2 = \frac{k_{\phi_1} k_{\phi_2}}{k_\phi}\left[\frac{Y(h-q^b)}{k_{\phi_1}} + \frac{Y_2 q_2}{k^s_{\phi_1}} + \frac{Y_2 q_2}{k^s_{\phi_2}} + \frac{Y_1 q_1 + Y_2 q_2}{k^p_{\phi_1}}\right] \tag{13}$$

3) Forze verticali (F_{z_front} e F_{z_rear}) agenti sugli assali anteriore e posteriori, ricavabili tramite equilibrio delle forze con ΔFz.

4) Forza laterale agente sul baricentro della vettura (F_{lat}):

$$F_{lat} = m_s * acc_{lat} \tag{14}$$

5) Forze longitudinali agenti sulle ruote anteriori ($F_{x_front_rx}$ e $F_{x_front_lx}$), nel caso di accelerazione, considerando anche l'inerzia data dalla massa rotante delle ruote:

$$F_{x_front_lx} = \frac{\left(F_{z_{front_{lx}}} * \delta - J_0 * \frac{acc_{long} * 9{,}81}{R_{tire}}\right)}{R_{tire}} \tag{15}$$

$$F_{x_front_rx} = \frac{\left(F_{z_{front_{rx}}} * \delta - J_0 * \frac{acc_{long} * 9{,}81}{R_{tire}}\right)}{R_{tire}} \tag{16}$$

E decelerazione:

$$F_{x_front_lx} = \frac{(M_{brake})}{R_{tire}} * \frac{F_{z_{front_{lx}}}}{F_{ztot}} \tag{17}$$

$$F_{x_{front_{rx}}} = \frac{(M_{brake})}{R_{tire}} * \frac{F_{z_{front_{rx}}}}{F_{ztot}} \tag{18}$$

6) Forze longitudinali agenti sulle ruote posteriori ($F_{x_rear_rx}$ e $F_{x_rear_lx}$), nel caso di accelerazione, considerando anche l'inerzia data dalla massa rotante delle ruote:

$$F_{x_{rear_{lx}}} = \left(m * acc_{long} * 9{,}81 - \frac{1}{2}\rho C_x S v^2 - F_{x_{front_{rx}}} - F_{x_{front_{lx}}}\right)\frac{F_{z_{rear_{lx}}}}{F_{z_{rear}}} \tag{19}$$

$$F_{x_{rear_{rx}}} = \left(m * acc_{long} * 9{,}81 - \frac{1}{2}\rho C_x S v^2 - F_{x_{front_{rx}}} - F_{x_{front_{lx}}}\right)\frac{F_{z_{rear_{rx}}}}{F_{z_{rear}}} \tag{20}$$

E di decelerazione senza considerare la parte inerziale, inserendo il momento frenante:

$$F_{x_{rear_{rx}}} = \frac{M_{brake}}{R} * \frac{F_{z_{rear_{rx}}}}{Fz_{rear} + F_{z_{front}}} \tag{21}$$

$$F_{x_{rear_{lx}}} = \frac{M_{brake}}{R} * \frac{F_{z_{rear_{lx}}}}{Fz_{rear} + F_{z_{front}}} \tag{22}$$

7) Forze laterali agenti sugli assali anteriore e posteriore (F_{y_front} e F_{y_rear}), proporzionate all'accelerazione laterale, e all'accelerazione di rotazione, calcolate tramite le formule:

$$F_{y_{front}} = m_s * acc_{lat} * 9{,}81 * \frac{a_1}{p} + a_{yaw} * \frac{J_z}{p} \tag{23}$$

$$F_{y_{rear}} = m_s * acc_{lat} * 9{,}81 * \frac{a_2}{p} - a_{yaw} * \frac{J_z}{p} \tag{24}$$

8) Forze laterali sulle ruote posteriori ($F_{y_rear_lx}$ e $F_{y_rear_rx}$), tramite la formula:

$$F_{y_rear_lx} = \frac{F_{z_rear_lx}}{F_{z_rear_rx}} * \frac{F_{y_{rear}}}{1 + \frac{F_{z_{rear_{lx}}}}{F_{z_{rear_{rx}}}}} = \frac{F_{z_{rear_{lx}}}}{F_{z_{rear_{rx}}} + F_{z_{rear_{lx}}}} * F_{y_{rear}} \tag{25}$$

In questo modo è possibile estrapolare le singole forze conoscendo, anche in questo caso, i relativi carichi verticali. È importante notare che si ricava la forza sul lato destro o sul lato sinistro tramite semplice equilibrio delle forze.

9) Forze laterali sulle ruote anteriori ($F_{y_front_rx}$ e $F_{y_front_lx}$), similmente alle posteriori.

Al fine di calcolare i carichi sui singoli braccetti, è ora necessario analizzare la sospensione relativa ad ogni singolo gruppo ruota, costruire poi un sistema imponendo l'equilibrio alla traslazione e alla rotazione del suddetto. Il sistema risultante sarà composto quindi da 6 equazioni e 6 incognite.

Analizzando per esempio il gruppo ruota anteriore destro, si prende come sistema di riferimento per la scomposizione delle forze un'origine posizionata al centro dell'assale anteriore ma poggiata sul terreno, e con le direzioni degli assi come nelle Figure 13 e 14. Per riassumere:

- $F_x > 0$: dal lato anteriore al posteriore.
- $F_y > 0$: dal centro vettura in direzione del lato destro.
- $F_z > 0$: in direzione opposta alla gravità.

Le equazioni risultanti prendono quindi la seguente forma:

$$F_x = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_{x5} + F_{x6} + F_{x7}$$

$$F_y = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6} + F_{y7}$$

$$F_z = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} + F_{z5} + F_{z6} + F_{z7}$$

$$M_x = F_{z1} * y_1 + F_{z2} * y_2 + \cdots + F_{z7} * y_7 - F_{y1} * z_1 - F_{y2} * z_2 - \cdots - F_{y7} * z_7 \quad (26)$$

$$M_y = F_{x1} * z_1 + F_{x2} * z_2 + \cdots + F_{x7} * z_7 - F_{z1} * x_1 - F_{z2} * x_2 - \cdots - F_{z7} * x_7$$

$$M_z = F_{y1} * x_1 + F_{y2} * x_2 + \cdots + F_{y7} * x_7 - F_{x1} * y_1 - F_{x2} * y_2 - \cdots - F_{x7} * y_7$$

In cui, per esempio, x_1 rappresenta la distanza in X del punto cinematico outboard relativo al braccetto inferiore dall'origine del sistema.

La forma del sistema è esattamente $\boldsymbol{Ax = b}$, dove:

- $\boldsymbol{A}$ (Matrice dei coefficienti) rappresenta le direzioni dei vettori relativi ai singoli braccetti
- x (Vettore delle incognite) rappresenta i carichi sui singoli braccetti
- $\boldsymbol{b}$ (Vettore dei termini noti) rappresenta i carichi e il momento al gruppo ruota

Per la risoluzione del sistema è quindi sufficiente porre $x = \boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{b}$

È possibile quindi imporre gli equilibri alla rotazione e alla traslazione per trovare i carichi sui singoli braccetti.

Analizzando le telemetrie relative alle gare della stagione 2024/25 si trovano i seguenti valori di accelerazione massimi:

- Accelerazione: -1.5g (Longitudinali)
- Frenata: 2.2g (Longitudinali)
- Cornering: 2.5g (Laterali)
- Accelerazione + Cornering: -1g (Longitudinale) + 1.5g (Laterale)
- Frenata + Cornering: 1.5g (Longitudinale) + 1.5g (Laterale)

Inserendo questi valori di accelerazione nei calcoli precedentemente espressi, si ottengono i seguenti valori di carico (N) per i singoli braccetti:

	LOWER FRONT	LOWER REAR	UPPER FRONT	UPPER REAR
Acceleration	-184,11	-12,60	266,55	455,54
Braking	-7976,32	7588,31	3726,85	-1227,05
Steady state cornering	1446,44	1669,64	28,02	633,25
Acc+cornering	748,38	1081,62	72,95	375,51
Braking+cornering	-4974,98	6187,04	2600,70	-705,31

Tabella 2: Forze (N), divise per singolo asse braccetto e load case

I valori positivi sono compressivi, mentre i valori negativi sono trattivi.

Per una migliore comprensione viene qui rappresentato uno schema relativo alle reazioni vincolari da parte del telaio:

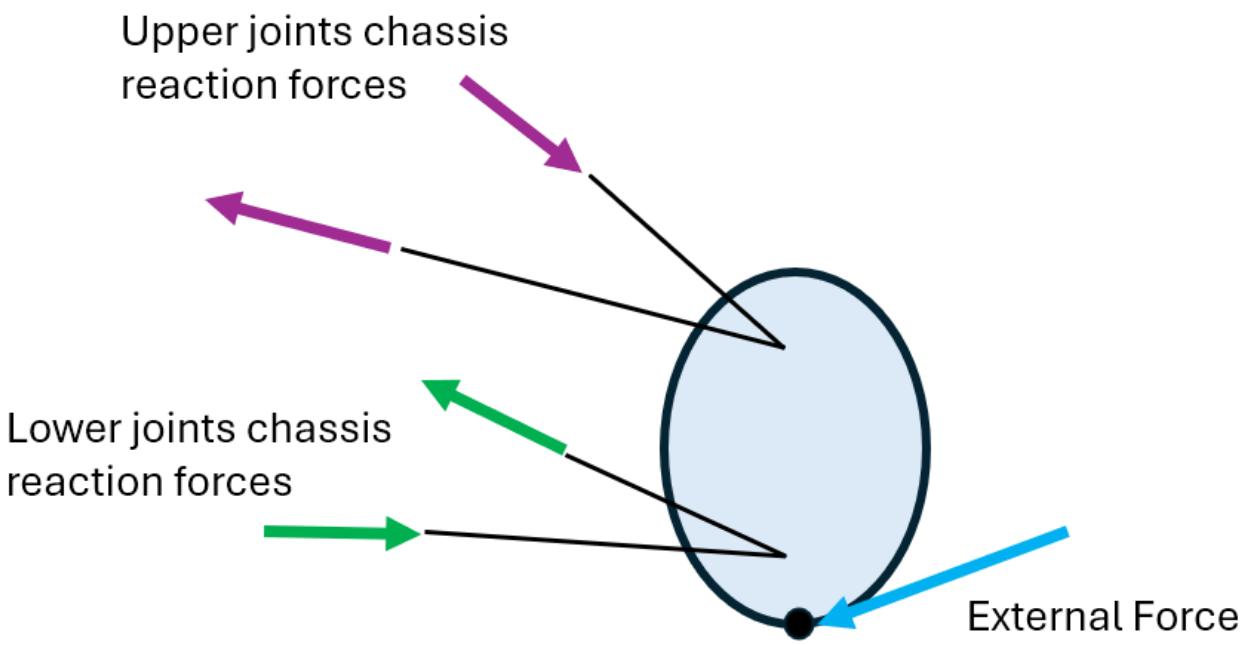


Figura 15: Schema forze in caso di braking

Risulta quindi evidente che gli elementi più sollecitati sono gli assi del braccetto inferiore, in fase di frenata; Questo è dovuto alla triangolazione delle forze che avviene con il tirante della sospensione:

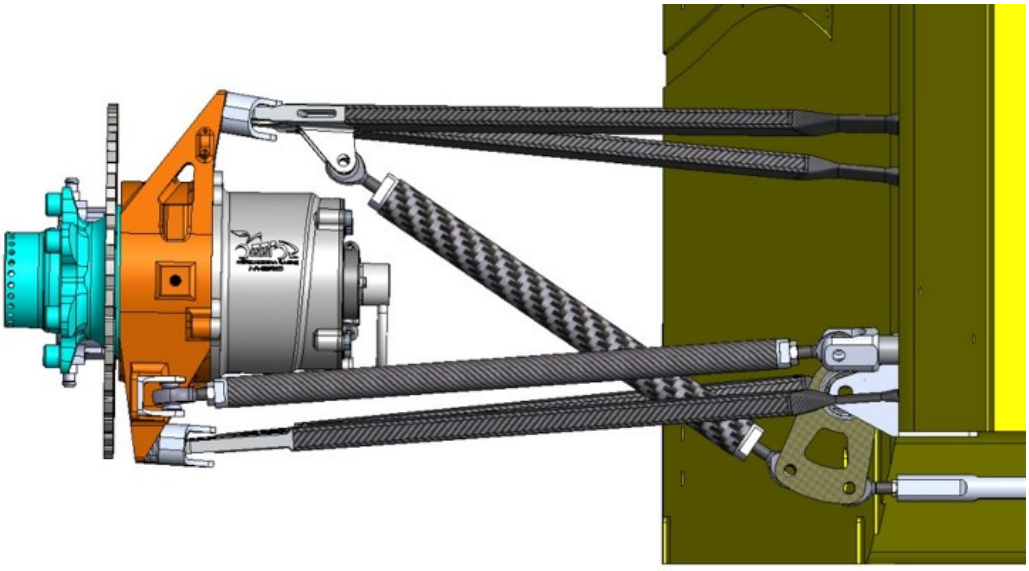


Figura 16: Schema sospensione M24-LH in vista frontale

In particolare, l'asse anteriore (del braccetto inferiore) sarà sottoposto ad un carico trattivo di 7976N, mentre quello posteriore ad un carico compressivo di 7588N.

3.5 Parametri fondamentali

È necessario fin da subito determinare in quali condizioni il braccetto dovrà trovarsi sul proprio piano neutro, ossia in condizione di riposo (Stato flessionale), così da poter procedere parallelamente con il design degli attacchi a telaio e del braccetto stesso (Figura 17).

Analizzando le telemetrie risulta evidente che in fase di braking, l'ammortizzatore vada sempre in battuta sul bump stop (fine corsa). Questo è il momento in cui il braccetto è maggiormente inflesso e maggiormente caricato; quindi, lo stato di riposo dovrà essere il più vicino possibile a questa condizione. Con il bump stop montato, il wheel travel da condizione statica è pari a 16 mm.

La condizione appena indicata si ottiene con vettura statica a terra, pieno di carburante e pilota a bordo. Una volta sollevata la vettura da terra, sui cavalletti, si ottiene un wheel travel di 25 mm.

Una prima soluzione è quindi rappresentata proprio da questa condizione: si decide pertanto di assumere come configurazione neutra quella corrispondente alla vettura appoggiata a terra con pilota a bordo.

In tale condizione è possibile realizzare un'escursione di ±25 mm senza carico, e ottenere il carico massimo a 16 mm di wheel travel in braking.

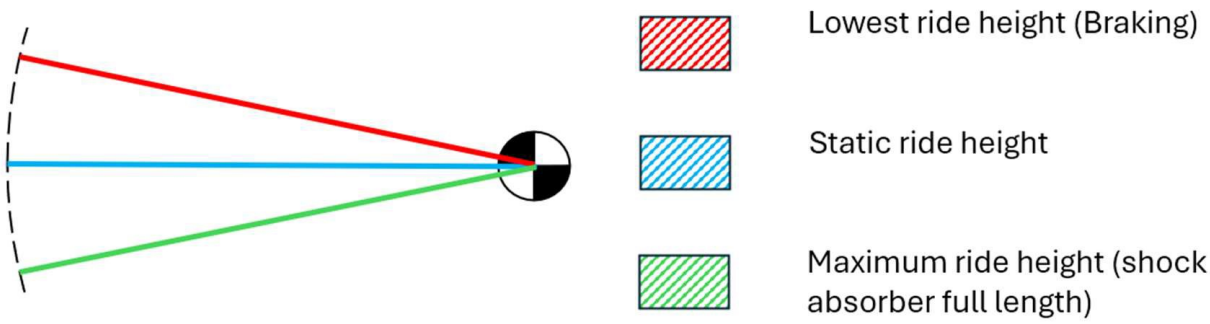


Figura 17: Schema esplicativo posizione neutra

Notare inoltre che questa condizione vettura è la stessa che si verifica durante il test di altezza in fase di verifiche tecniche.

3.6 Design preliminare

Un design preliminare è definito all'interno della Tesi "Monolithic wishbone with flexure implementation for MMR Formula Student racing car" di Copetti Simone [3].

Tale configurazione risulta particolarmente interessante in quanto estremizza le possibilità offerte da questi componenti in termini aerodinamici, di massa e di integrazione funzionale del pacchetto generale, sfruttando i profili aerodinamici per il passaggio dei cavi relativi ai motori elettrici, le linee freno e i cavi sensori.

Questa tipologia di braccetto si definisce "Monolitico" in quanto il laminato viene realizzato all'interno di un singolo stampo; molte delle ply necessarie sono continue e non possiede componenti strutturali incollate (fatta eccezione per l'occhiello del tirante).

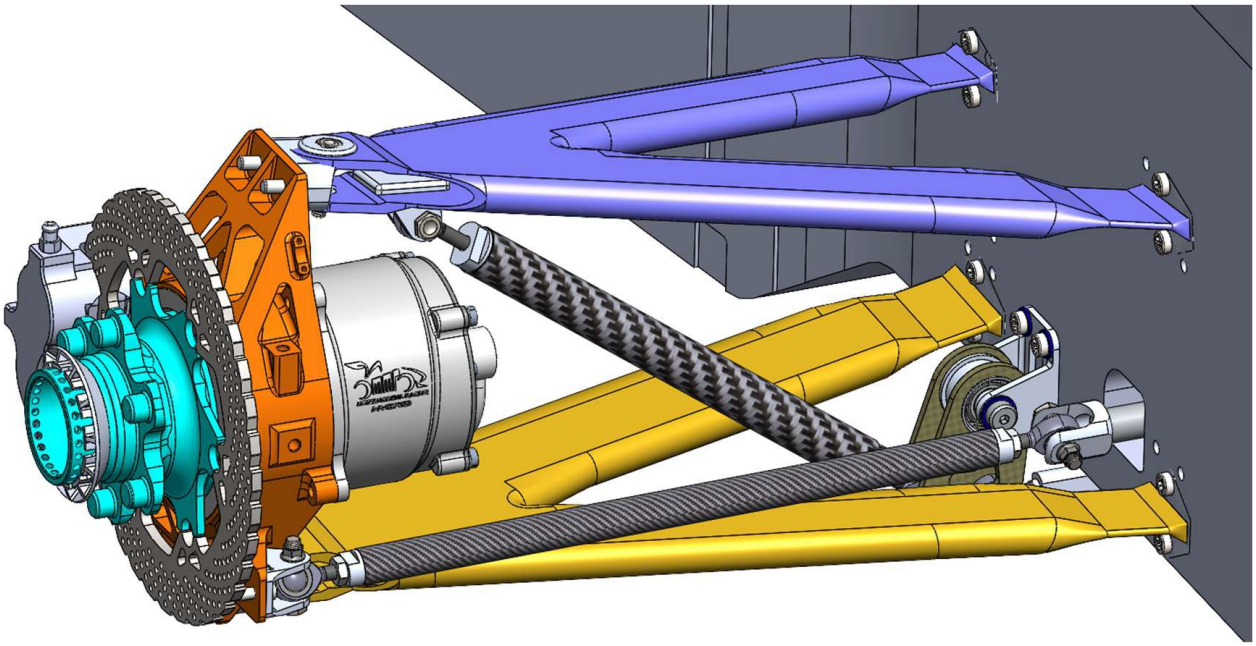


Figura 18: Concept sospensione con braccetti monolitici, vista iso

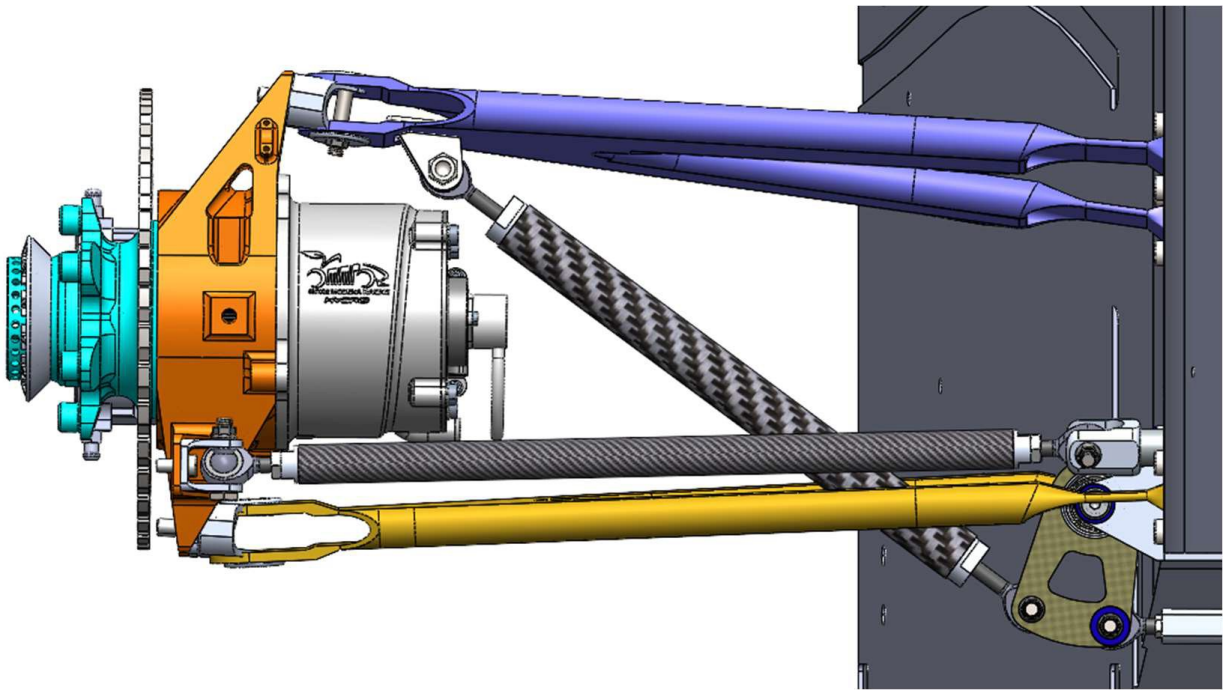


Figura 19: Concept sospensione con braccetti monolitici, vista frontale

Durante la tesi è inoltre svolta un'analisi delle masse relative alla sospensione con uniball, e queste sono state poi confrontate con le masse teoriche relative ai braccetti monolitici. Il confronto è riportato in Tabella 3 a seguire:

	OLD [gr]	NEW [gr]	VARIATION
UPPER	457	402	**-12%**
LOWER	520	423	**-19%**

Tabella 3: Comparazione masse 2024 e concept

Si nota come le masse rilevate per il caso [OLD, 2024] siano leggermente maggiori rispetto a quelle indicate nel capitolo 3.1, Tabella 1; questo è dovuto al fatto che nella tesi durante il confronto vengono considerati anche gli inserti incollati lato telaio.

Nonostante gli evidenti benefici potenziali, questa soluzione presenta alcune criticità:

- Realizzazione complessa e costosa, dovuta ad uno stampo voluminoso e la difficoltà di compattazione del materiale nella zona della flexure.
- Possibili problematiche di stress nella zona di transizione dalla flexure al tubo.
- Necessità di un redesign delle piastrine di collegamento a portamozzo.
- Possibile elevato consumo di materiale dovuto ai necessari sviluppi e test di produzione.

Si ricerca quindi un design alternativo che possa mitigare le problematiche elencate.

3.7 Design effettivo

Per semplificare il problema e concentrare le risorse sulle aree maggiormente critiche del componente, si isola la zona della flexure, ricorrendo quindi ad un design con incollaggio, che riprenda i concetti di base della configurazione di partenza ma arricchendola delle caratteristiche date dal design preliminare (Figura 20).



Figura 20: CAD Design effettivo sospensione anteriore destra M25-LH

Questo approccio presenta quindi delle interfacce in metallo quali le piastrine lato inboard e outboard, incollate ai componenti in composito. Sulla piastrina lato portamozzo è inoltre montato l'uniball, in maniera simile alla configurazione di partenza e quindi tramite cianfrinatura.

Analizzando l'assieme sarà quindi necessario dimensionare e ingegnerizzare un totale di 15 componenti:

- 4x Piastrine lato telaio (inboard).
- 4x Flexure (front e rear).
- 2x Piastrine lato portamozzo (outboard).
- 4x Tubi in composito (front e rear).
- 1x Pin di sicurezza.

Per semplificare le successive operazioni, ogni singolo braccetto è stato progettato per essere simmetrico rispetto al proprio piano definito dai punti cinematici, permettendo di avere i tubi e le flexure simmetrici rispetto al piano di mezzeria della vettura; Ciò dimezza il numero totale di stampi necessari a discapito di una complessità leggermente più elevata sulle piastrine inboard.



Figura 21: Braccetto inferiore, simmetrico rispetto al piano visualizzato

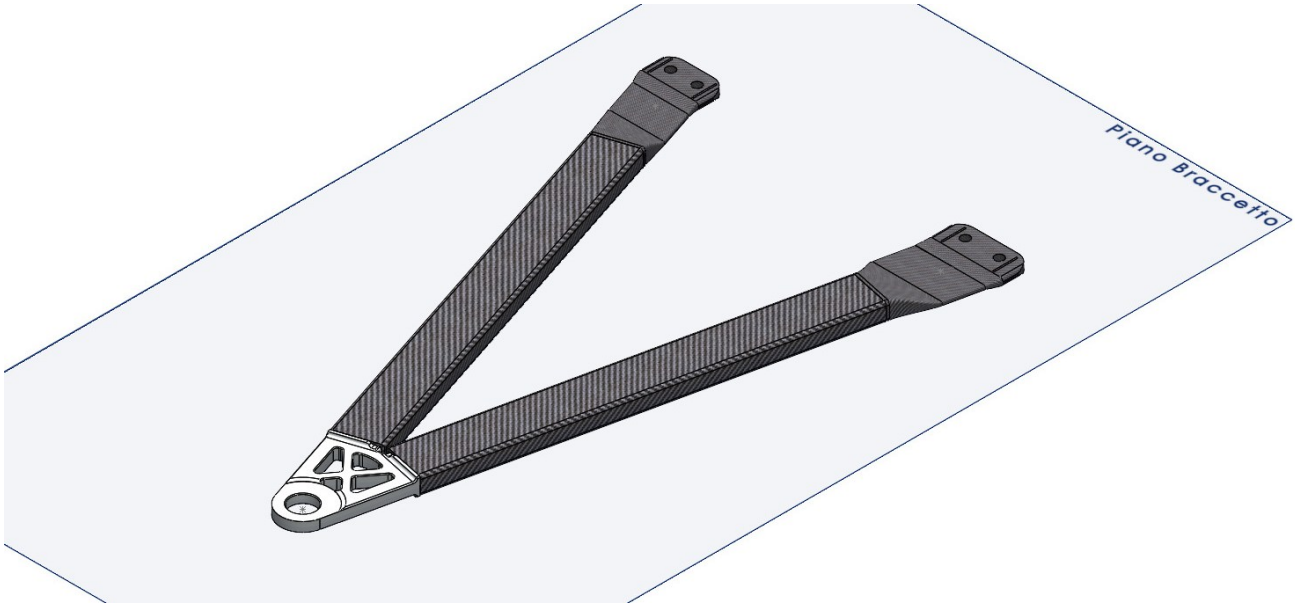


Figura 22: Braccetto inferiore, vista iso

Come si può vedere dalle Figure 21 e 22 il piano giace esattamente sulla mezzeria del braccetto.

Il design definitivo dei braccetti si è svolto assieme allo sviluppo del telaio 2024/25, al fine di permetterne l'integrazione.

Per esigenze gestionali e di produzione stampi per il telaio, le componenti relative ai braccetti che si interfacciano con la monoscocca, sono state progettate come primo componente, così da congelarne le geometrie entro le date previste dalla produzione telaio.

Per poter soddisfare questo requisito sono state utilizzate le aree resistenti dimensionate dalla tesi precedente come base per le zone di incollaggio delle flexure.

Questo design rispetta geometricamente la regola T 2.6.4 (Paragrafo 3.3), che impone i giochi minimi rispetto ai cerchioni.

3.8 Piastrine lato telaio “inboard”

Le piastrine lato telaio sono anche dette “inboard” per via del loro collegamento diretto a telaio.

3.8.1 Design

Le piastrine lato telaio sono uno dei componenti più critici dell’assieme, visto che sono il collegamento strutturale che interfaccia la flexure al telaio. La configurazione preliminare segue quella data dalla tesi precedentemente esposta, con delle piastrine metalliche incollate sulla componente in composito, da serrare contro il telaio. Questo metodo segue la linea di principio precedentemente descritta relativa alla semplificazione del progetto.

Per un risultato più aerodinamicamente efficiente, e per estendere il più possibile la zona flessibile della flexure in direzione inboard, le piastrine sono state incassate nel telaio del loro intero spessore, ricavando delle tasche dedicate sia nella superficie laterale (side) che nel fondo del telaio (Figura 23).

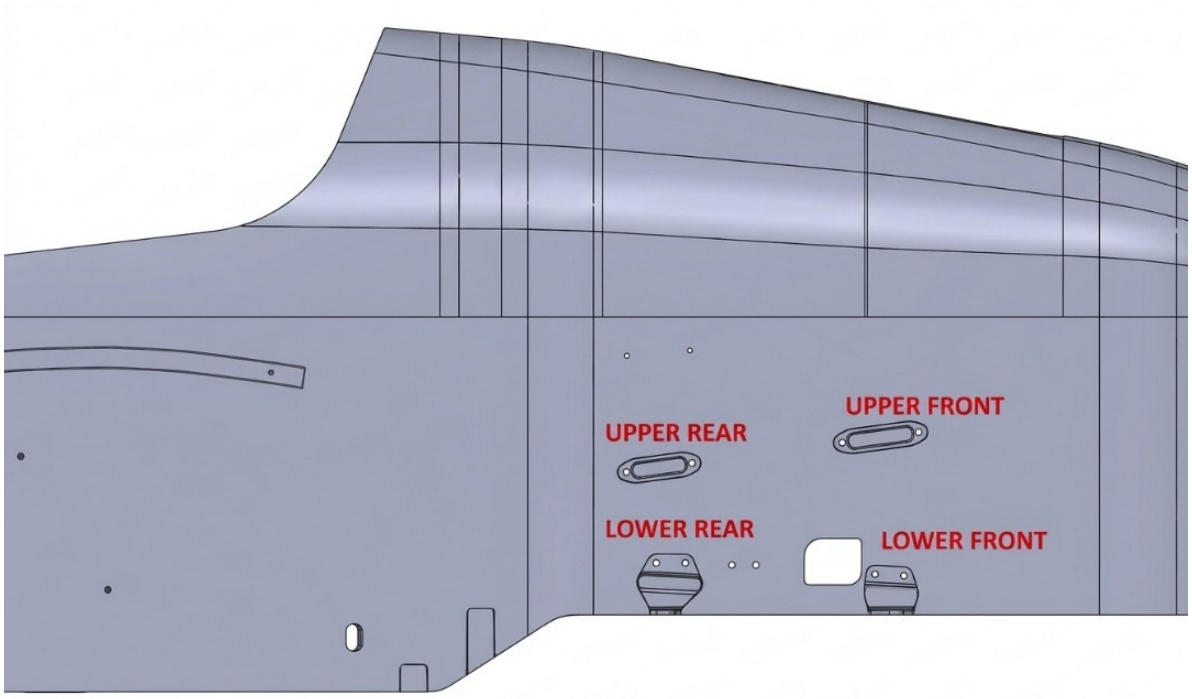


Figura 23: Tasche su telaio e denominazione posizioni flexure

Questo ha richiesto la modifica degli stampi del telaio. Sono infatti stati riposizionati i fori delle piastrine (upper rear, upper front, lower front), mentre non è stato possibile spostare quelli della sede lower rear, visto che sarebbero stati troppo vicini ai fori vecchi.

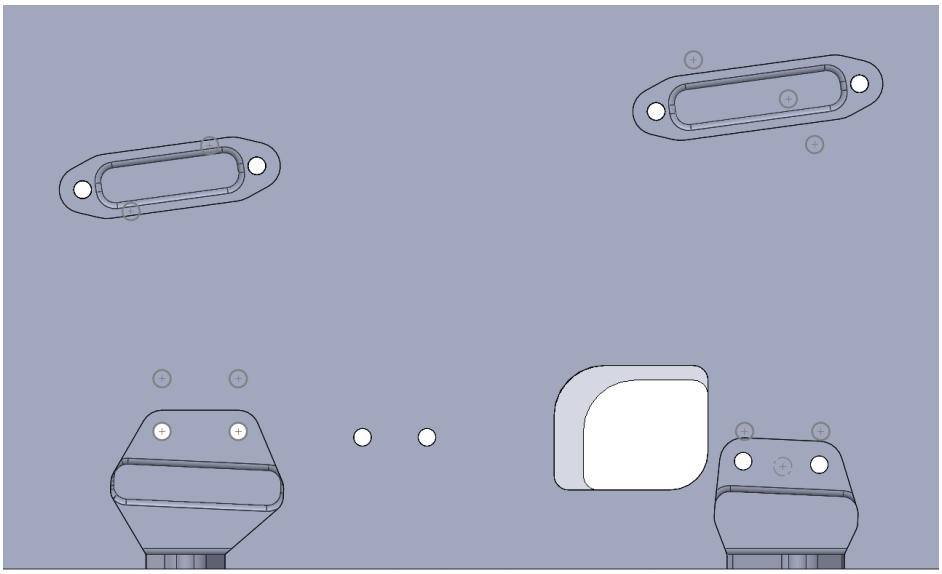


Figura 24: Posizione fori 2024 comparata con i fori 2023

I cerchi visibili in grigio in Figura 24 indicano la precedente posizione dei fori già presenti sullo stampo del telaio, modificati poi per riportare i nuovi fori.

L'area di incollaggio della flexure è la caratteristica più importante di questi elementi, e si dimensiona tramite la formula per il taglio [6]:

$$\tau = \frac{P}{A} \tag{27}$$

Dove $\boldsymbol{\tau}$ (MPa) indica il taglio, $\boldsymbol{P}$ (N) il carico entro piano e $\boldsymbol{A}$ (mm^2) l'area sollecitata.

Per l'incollaggio si usa l'adesivo strutturale Loctite EA9394 (TDS in appendice A), una resina bicomponente a bassa densità che garantisce una resistenza a taglio di 28.9MPa a 25°C e 20.7MPa a 82°C.

Considerando i valori appena forniti e i carichi precedentemente elencati, è possibile determinare la superficie minima come segue:

$$A_{min,lower\ front} = \frac{P}{\tau_{amm}} = \frac{7976}{20.7} = 385mm^2 \tag{28}$$

Per minimizzare l'effetto peel si estende il più possibile in profondità l'area di incollaggio. Questo combinato con la larghezza minima della flexure da origine ad un'area di incollaggio con safety factor (SF) sufficientemente elevato.

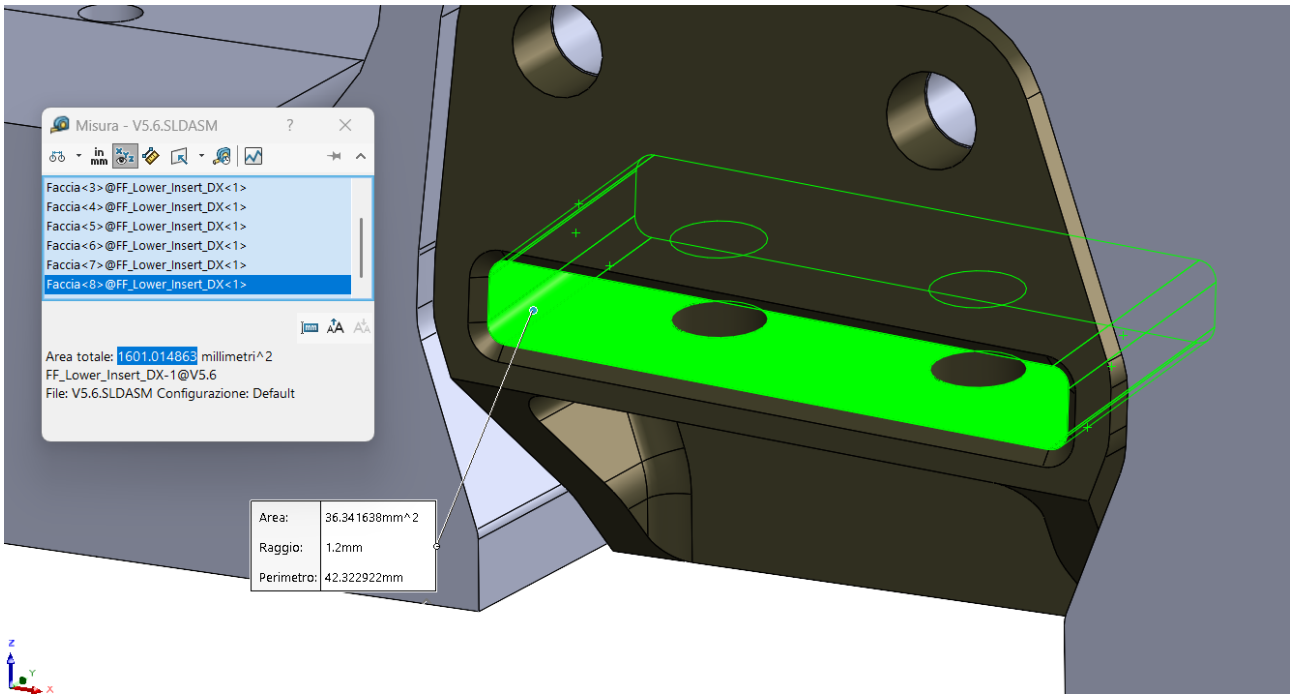


Figura 25: Area di incollaggio misurata tramite CAD

Nel caso della flexure/piastrina lower front, la più critica, si ottiene infatti:

$$SF = \frac{A_{resistente}}{A_{minima}} = \frac{1601}{385} = 4.1 \qquad (29)$$

Come precedentemente indicato, tutte le piastrine presentano la sede di incollaggio flexure inclinata rispetto alla faccia esterna "aerodinamica" per permettere il raggiungimento del target di piano neutro in condizione statica (Figura 26).

Inoltre, ogni flexure presenta N.2 fori per l'inserimento di spine di sicurezza; questo si rende necessario in quanto l'area di incollaggio è più sviluppata in direzione perpendicolare al carico piuttosto che in direzione parallela, e si teme quindi la presenza di un effetto peel che potrebbe invalidare le proprietà meccaniche dell'adesivo.

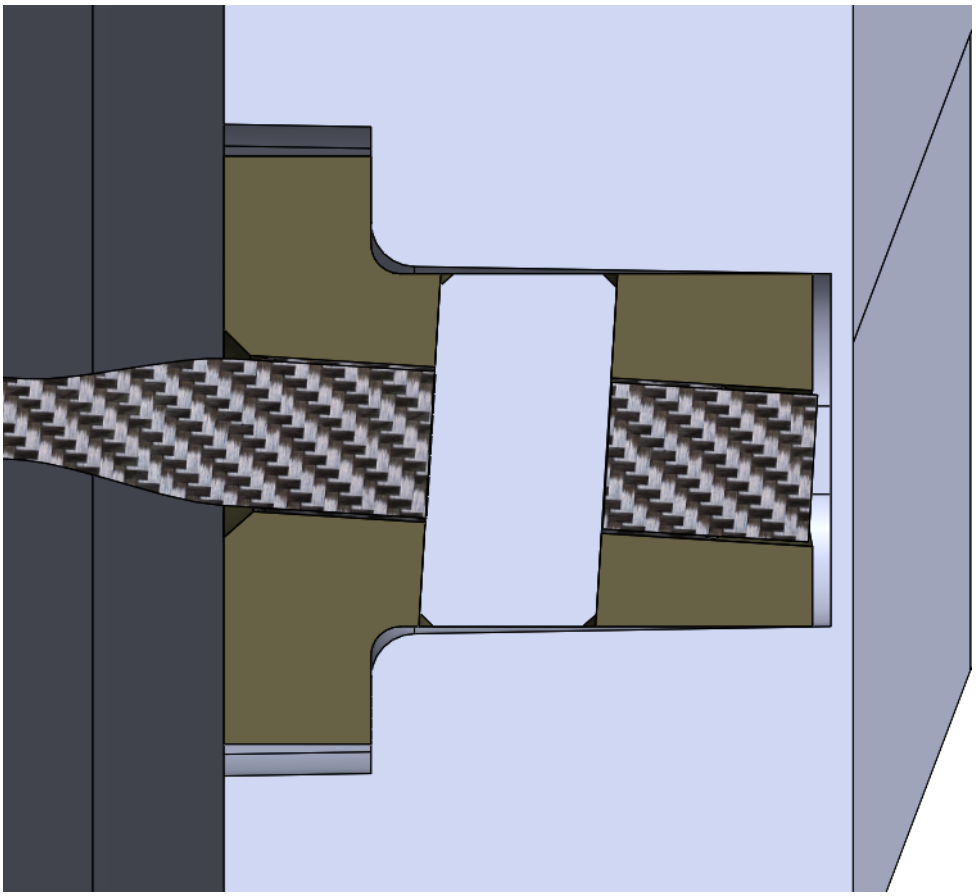


Figura 26: Sezione piastrina con sede flexure inclinata e spina di sicurezza

Questi "Safety Pin" sono realizzati in Al 7075-T6, che presenta un $Rp_{0,2}$ pari a 400MPa, la sua resistenza a taglio calcolata come sigma equivalente tramite Von Mises è quindi [7]:

$$\tau_{amm} = \frac{Rp_{0,2}}{\sqrt{3}} = \frac{400}{\sqrt{3}} = 230MPa \tag{30}$$

Il dimensionamento si effettua quindi a taglio, aggiungendo un fattore di sicurezza 4/3 dato dalla teoria della trave; questo si applica poiché i pin potrebbero essere soggetti anche a momento flettente, vista la rigidezza del composito a taglio entro piano più bassa rispetto a quella dell'alluminio [7]:

$$A_{min,lower\ front} = \frac{4}{3} * \frac{P}{\tau_{amm}} = \frac{4}{3} * \frac{7976}{230} = 46{,}2mm^2 \tag{31}$$

Considerando due facce a taglio (superiore ed inferiore) e sapendo che saranno utilizzati due pin da 6mm di diametro si ottiene:

$$SF = \frac{A_{resistente}}{A_{minima}} = \frac{2 * 2 * r^2 * \pi}{A_{minima}} = \frac{2 * 2 * 3^2 * \pi}{46{,}2} = 2{,}44 \tag{32}$$

I procedimenti appena descritti si ripetono per trovare e determinare le aree minime relative alle restanti piastrine, riassunti nella tabella a seguire:

	LOWER FRONT	LOWER REAR	UPPER FRONT	UPPER REAR
b (mm)	40	50	50	40
h (mm)	5	5	5	5
L (mm)	20	20	20	20
A (mm2)	1601	2001	2001	1601
τ ammissibile (MPa)	20,7	20,7	20,7	20,7
Carico ammissibile (N)	33140,7	41420,7	41420,7	33140,7
Carico massimo (N)	7976	7588	3726	1227
Safety Factor	4,2	5,5	11,1	27,0

Tabella 4: Fattori di sicurezza aree di incollaggio per singola piastrina

Si nota che per la verifica delle singole aree di incollaggio si utilizzano i valori di carico massimo calcolati per singolo asse braccetto in Tabella 2.

Il design delle piastrine superiori è ottimizzato in modo da minimizzare l'utilizzo di materiale, per questo motivo i fori per il fissaggio a telaio si trovano adiacenti al lato basso del rettangolo, integra come precedentemente descritto i fori per i safety pin ed uno smusso di valore 1x45° per la riduzione dei picchi di tensione locali sulla flexure.

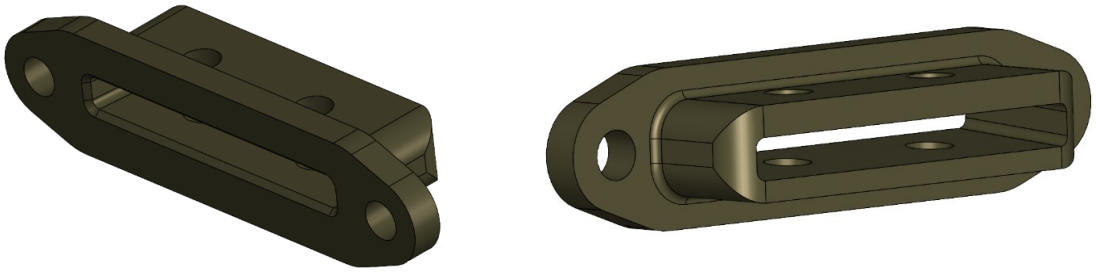


Figura 27: Piastrine superiori

Il design delle piastrine inferiori segue la stessa filosofia, ma a differenza delle piastrine superiori si presentano a forma di "L".

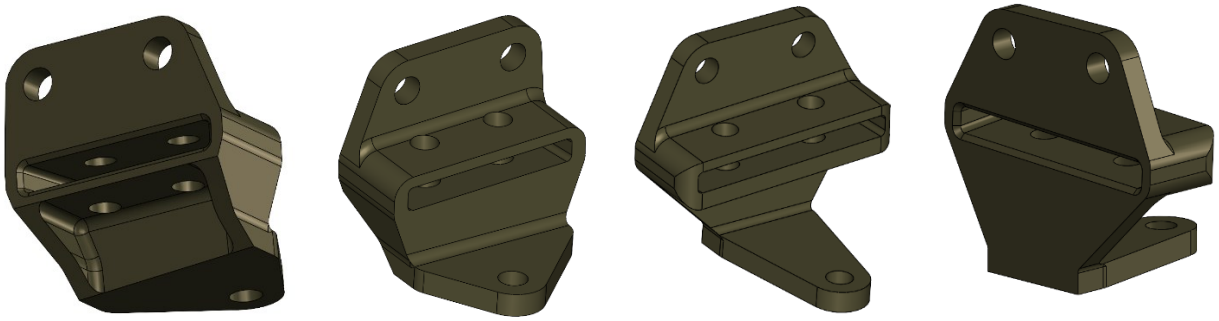


Figura 28: Piastrine inferiori

Ciò è dovuto al fatto che la zona di incollaggio della flexure inferiori, per via dei requisiti cinematici, viene parzialmente immersa nello spessore del fondo monoscocca occupato dal core (come visibile in Figura 29); Questo impedisce la realizzazione di un fissaggio simmetrico al piano braccetto che vada a serrare entrambi i laminati della monoscocca (come avviene invece per le piastrine superiori), e porta quindi alla costruzione ad “L” al fine di distribuire le forze agenti sugli attacchi a telaio.

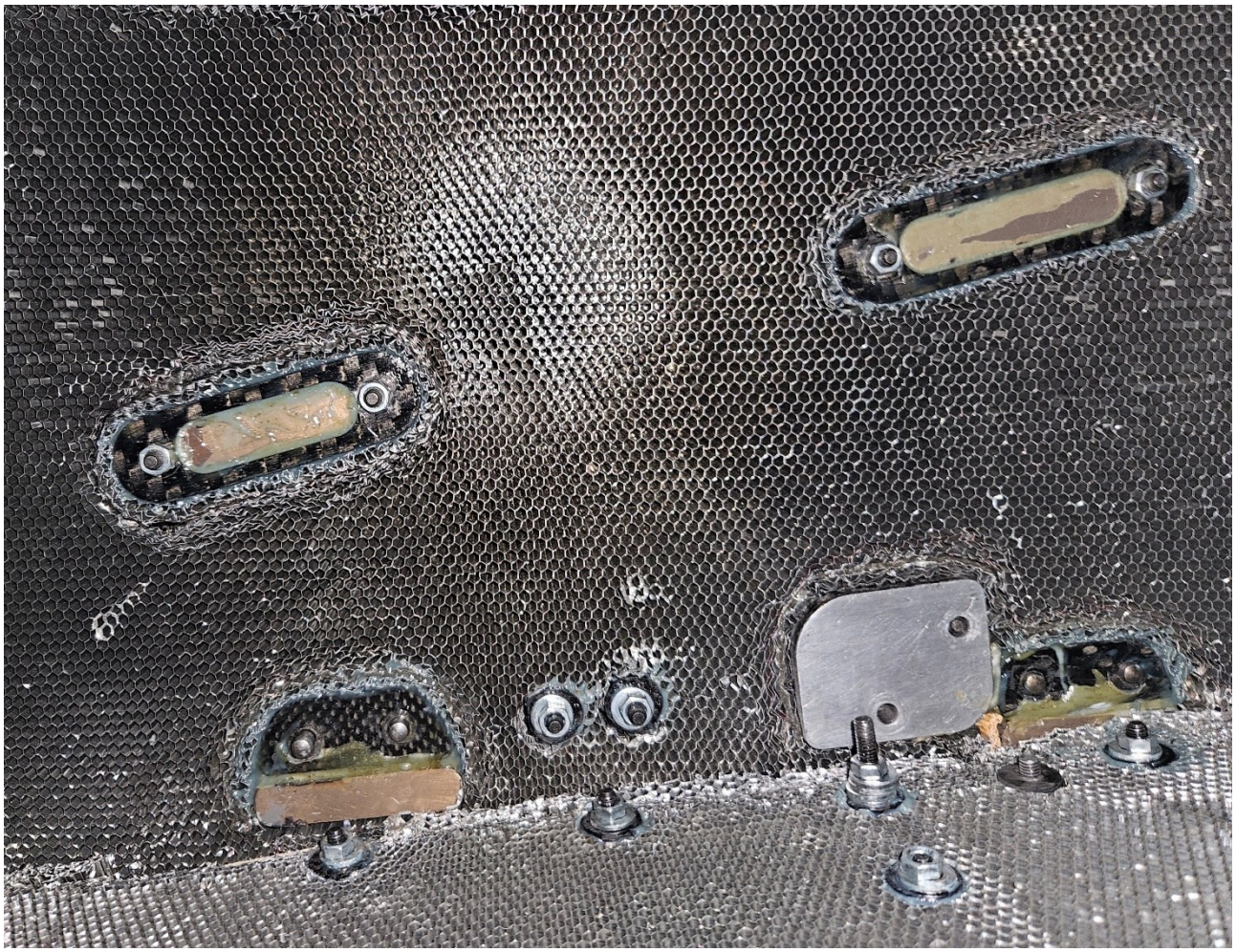


Figura 29: Laminazione core telaio, zona attacchi sospensione anteriori

In Figura 29 si notano inoltre gli inserti in composito posizionati sugli attacchi sospensione, questi sono un elemento fondamentale [8] all’interno della struttura sandwich di cui è formato il telaio; Infatti, senza questi il precarico delle viti che serrano i braccetti al telaio causerebbe il collassamento locale del core.

3.8.2 Simulazioni FEM

Per ottenere il design definitivo è stata effettuata una campagna iterativa di simulazioni agli elementi finiti (FEA), inizialmente mediante software HyperMesh [9] con solutore Optistruct lineare, al fine di rilevare rapidamente le zone più critiche dei componenti, mentre la simulazione definitiva è stata risolta in MSC MarcMentat non lineare.

Le simulazioni non analizzano tutti i load case visti precedentemente ma solamente quello più critico, ossia quello corrispondente alla fase di braking. Oltre a questo, all'estremità della flexure, è sempre imposta una coppia di 20Nm, valore stimato sulla base della rigidezza analizzata nella precedente tesi, che simula la reazione vincolare che dovranno sostenere indicativamente le piastrine.

Tutte le simulazioni includono l'inserto in composito lato telaio e uno spezzone della flexure; inoltre sono incluse le viti per poter modellare il precarico, che è sempre pari a 8141N (Viti M6). I contatti tra le piastrine inboard e gli inserti CFRP del telaio sono modellati come "Touching contact" con un coefficiente di attrito di 0.6, mentre l'incollaggio tra flexure e piastrina è modellato come "Glued Contact".

Riassumendo, tutti i modelli sono composti di:

- Piastrina: modellata con elementi Tetra4, ottenuti da una mesh 2D R-Trias. Realizzata in 7075-T6, con $Rp_{0,2}$ di 460MPa come da scheda materiale del fornitore.
- Spezzone di flexure: utile a simulare l'incollaggio, fornisce la direzione del carico applicato ed è sfruttata per applicare la coppia di 20Nm di reazione vincolare.
- Inserto/i CFRP: sono i vincoli strutturali lato telaio a cui sarà fissata la piastrina.
- Viti M6

È presente una tabella riassuntiva dei risultati al paragrafo 3.8.3.

3.8.2.1 Piastrina lower front

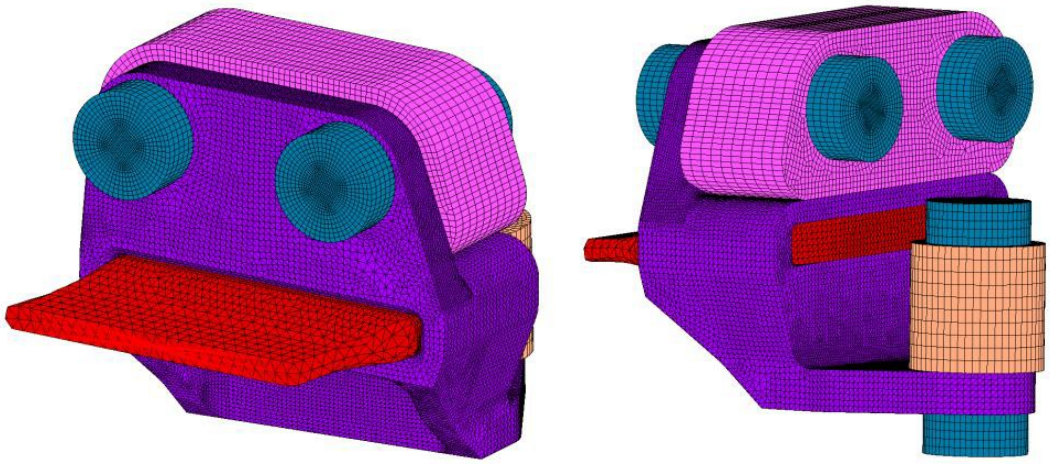


Figura 30: Modello piastrina lower front

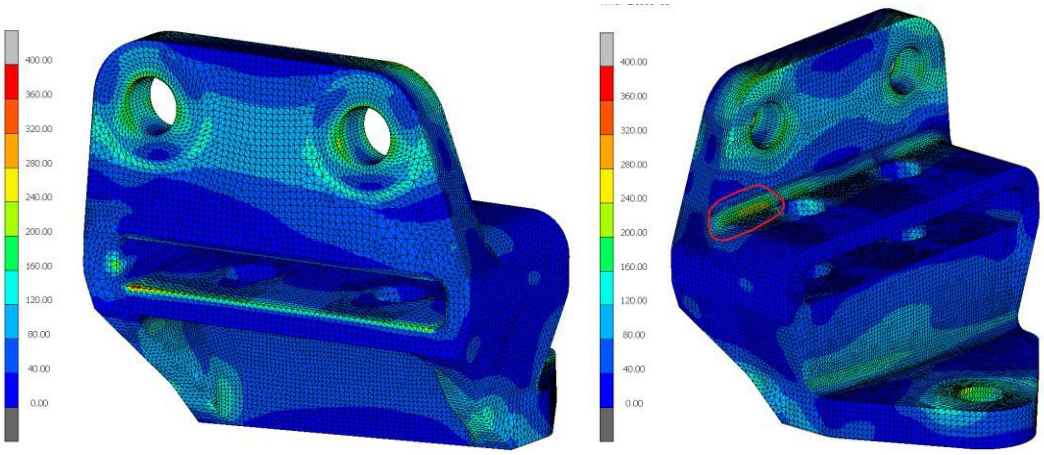


Figura 31: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina lower front

Come visibile nella Figura 31, lo stress secondo Von Mises raggiunge un picco di 400MPa, che si verifica solo nei bordi delle zone di contatto, e può quindi essere ignorato. Il picco reale si sviluppa infatti sul raccordo cerchiato in rosso, dove lo stress raggiunge un valore di 255MPa.

3.8.2.2 Piastrina lower rear

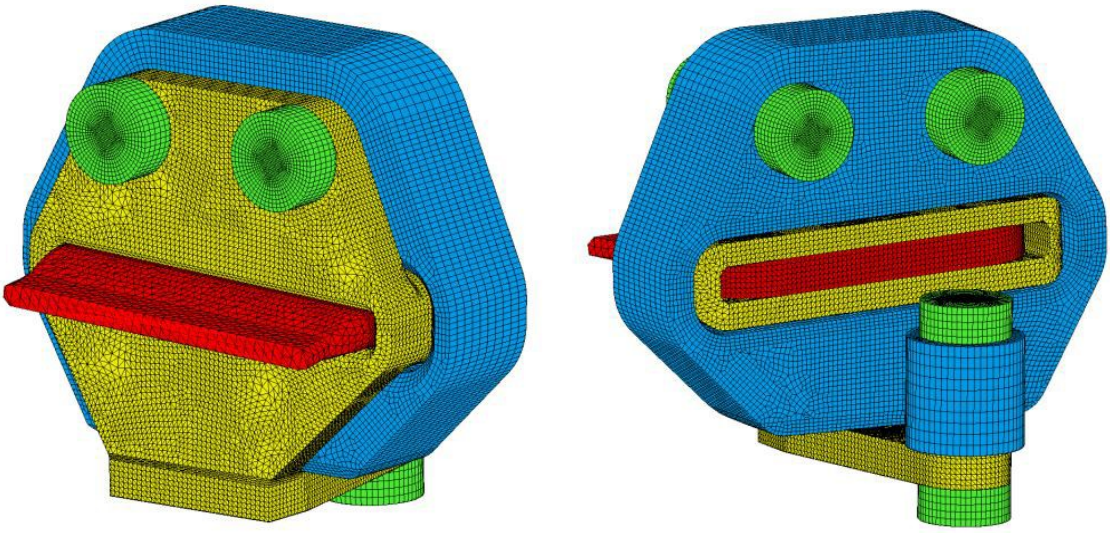


Figura 32: Modello piastrina lower rear

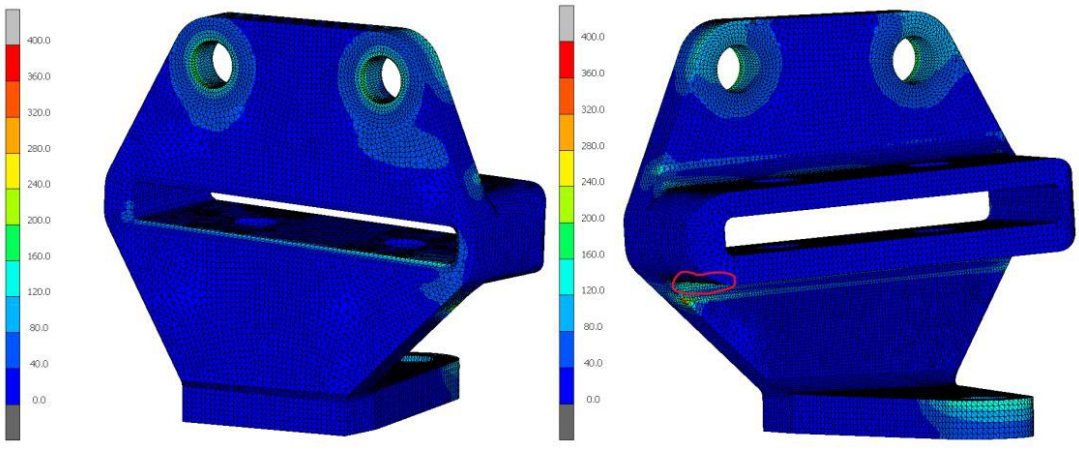


Figura 33: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina lower rear

Escludendo i picchi dovuti ai contatti, anche in questo caso la zona cerchiata in rosso in Figura 33 è dove si sviluppa lo stress maggiore, pari a 195MPa. È interessante notare come questa piastrina presenti livelli tensionali relativamente contenuti: questo è dovuto al fatto che lo spessore necessario ad ottenere una rigidezza minima è molto superiore allo spessore che garantisce la resistenza minima (visto che le forze si sviluppano fuori piano su quella che sostanzialmente è una piastra sottile).

3.8.2.3 Piastrina upper front

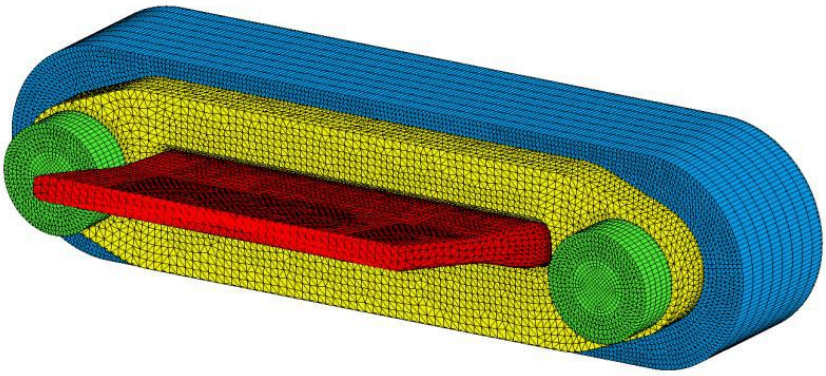


Figura 34: Modello piastrina upper front

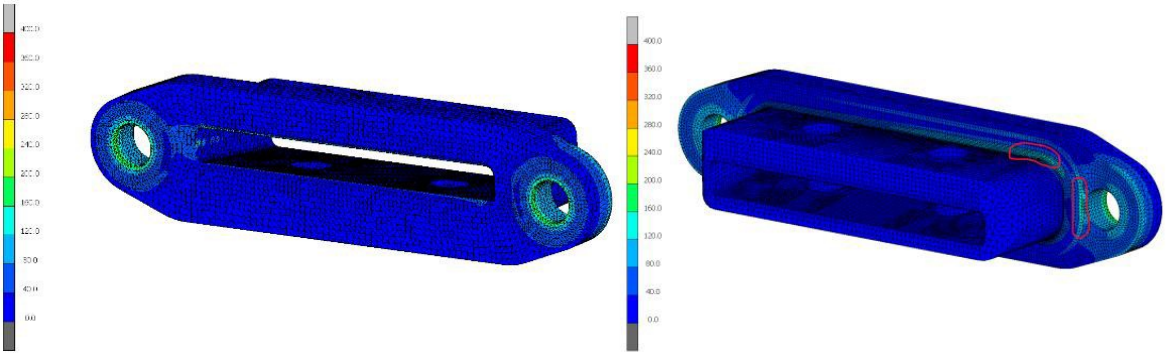


Figura 35: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina upper front

Così come per le piastrine inferiori escludiamo i picchi dovuti ai contatti, le zone più stressate sono sempre sul raccordo e cerchiate in rosso, con un Von Mises stress di 210MPa.

3.8.2.4 Piastrina upper rear

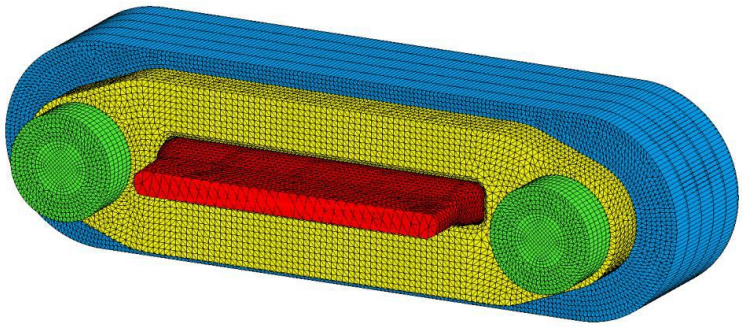


Figura 36: Modello piastrina upper rear

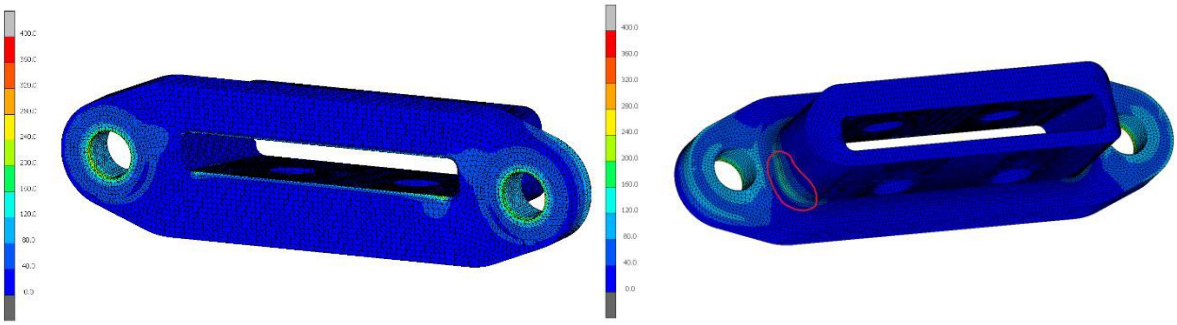


Figura 37: Mappa delle tensioni Von-Mises (MPa) su piastrina upper rear

Escludendo anche in questo caso i picchi di tensione relativi ai contatti, le zone di stress maggiore sono cerchiate in rosso in Figura 37, lo stress raggiunge i 220MPa.

3.8.3 Risultati

Nella Tabella 5 sono riassunti gli stress massimi e i safety factor relativi ad ogni singola piastrina.

	MONOCOQUE ATTACHMENTS- BRAKING			
	UPPER FRONT	UPPER REAR	LOWER FRONT	LOWER REAR
σ_max	210	220	255	195
σ_yield	460	460	460	460
Safety Factor	2,19	2,09	1,80	2,36

Tabella 5: Safety factor piastrine inboard

La piastrina più critica è quindi la “lower front” che, nonostante abbia carichi, spessori e costruzione simili alla “lower rear”, presenta un SF più basso. Questo è dovuto al fatto che la “lower rear” ha un caricamento di tipo compressivo, e ha come appoggio l’intero inserto a telaio.

3.9 Tubi in CFRP

La funzione principale dei tubi in materiale composito è quella di collegare le piastrine lato portamozzo alle rispettive flexure, tramite due superfici di incollaggio. La tipologia di carico che dovranno sostenere è quasi prevalentemente assiale. Tuttavia, devono anche sostenere il momento flettente generato dalla deformazione della flexure, rendendo necessaria una progettazione più accurata.

Nel design preliminare (Paragrafo 3.6) questa funzione è svolta dai profili aerodinamici, che presentano delle aperture specifiche per il passaggio dei cavi (come precedentemente mostrato). Il design con profili aerodinamici è stato scartato a causa degli alti costi di realizzazione degli stampi. La soluzione più economica possibile è quindi quella di ricorrere a degli stampi di facile realizzazione. Le opzioni sono date da un profilo circolare o da un profilo rettangolare. Considerata la forma della flexure, è facile pensare ad un profilo rettangolare per i tubi, al fine di agevolare la transizione da un componente all'altro.

È stata inoltre valutata la possibilità di integrare delle aperture per il passaggio di cavi / tubi. Questa soluzione è stata successivamente scartata in quanto avrebbe causato degli incrementi di stress locali, risolvibili solo aumentando in maniera sostanziale il numero di pelli e quindi la massa.

La sezione dei tubi è ottimizzata secondo diversi parametri quali:

- Entità del carico assiale.
- Influenza sull'aerodinamica locale.
- Entità del momento flettente.
- Migliore transizione dalla flexure al tubo.
- Lunghezza massimizzata evitando collisioni.

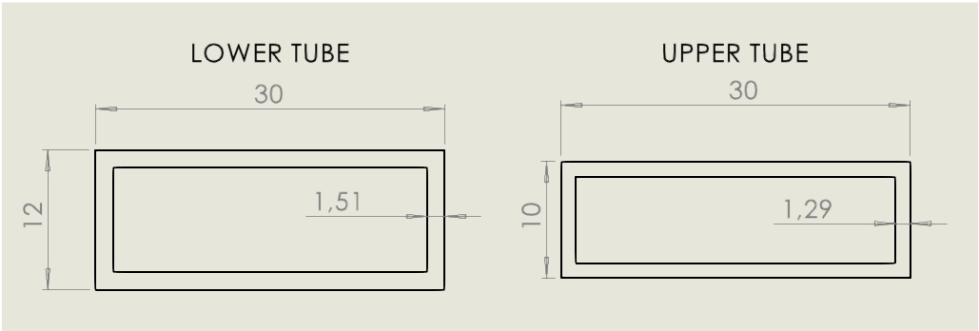


Figura 38: Sezioni tubi CFRP

Questi parametri portano a due profili differenti: quello superiore più basso per ridurre le influenze aerodinamiche locali, mentre quello inferiore è 2mm più alto, per aumentarne l'area resistente a causa dei carichi maggiori.I tubi sono identici a due a due sul braccetto superiore e inferiore, anche in questo caso per ridurre il numero di stampi e semplificare il processo dato che sono sottoposti a carichi simili.

La larghezza di 30mm nasce invece da una condizione geometrica, infatti:

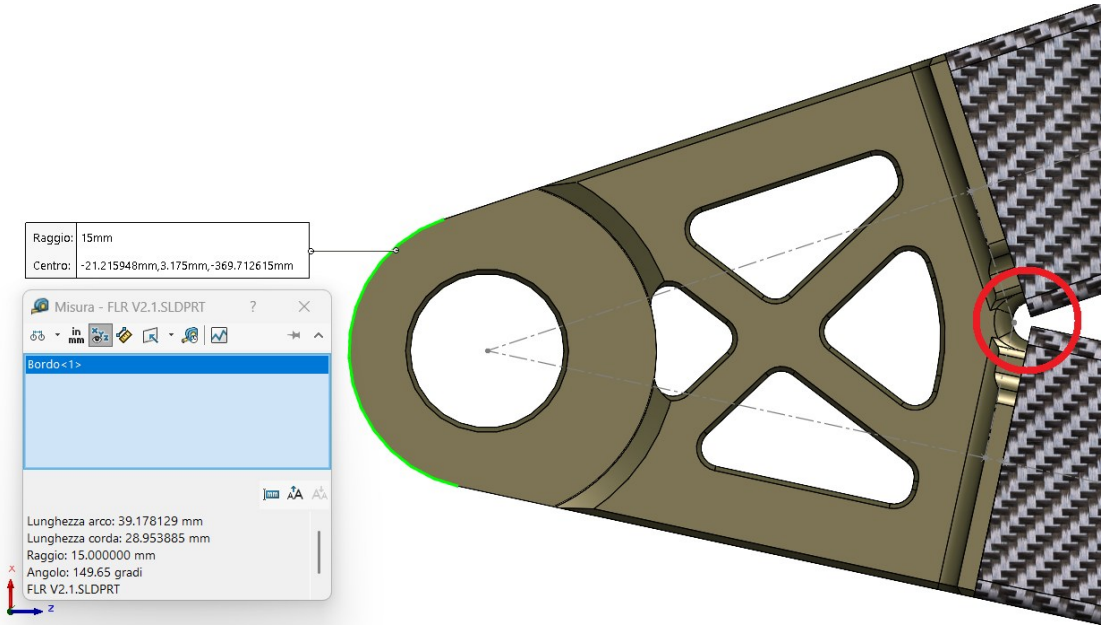


Figura 39: Analisi dimensioni tubi CFRP

Il raggio estremale della piastrina outboard è pari a 15mm. Questo significa che per portare il carico assiale al centro della sezione resistente del tubo, quest'ultimo dovrà presentare una larghezza pari a 30mm (come si nota in Figura 39, dove l'asse del braccetto indica la direzione della forza). L'estensione dei tubi è invece determinata da un gioco minimo da garantire tra tubi al loro incontro con la piastrina, come indicato sempre in Figura 39 dal cerchio rosso.

Il dimensionamento del laminato si esegue tramite calcolo a buckling (carico di punta): Il carico critico per questa condizione (una estremità incastrata ed una vincolata a carrello) è definito come [6]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \tag{33}$$

Dove in particolare:

- $\boldsymbol{P_{cr}}$: Carico critico.
- $\boldsymbol{E}$: Modulo di Young, in questo caso è stato definito tramite il software "eLaminate" e validato poi tramite simulazione FEM.
- $\boldsymbol{L}$: Lunghezza del tubo.
- $\boldsymbol{I}$: Momento di inerzia, considerando una sezione rettangolare cava di base (b), altezza (h) e spessore (s) si definisce come [7]:

$$I = \frac{(bh^3) - [(b - 2 * s) * (h - 2 * s)^3]}{12} \tag{34}$$

Il modulo di Young è stato calcolato con il software "eLaminate" ed è relativo alle seguenti laminazioni:

TUBES LAMINATION SEQUENCE	
UPPER	LOWER
T800 - 0°	T800 - 0°
M46J-UD - 0°	M46J-UD - 0°
M46J-UD - 0°	M46J-UD - 0°
M46J-UD - 0°	M46J-UD - 0°
T800 - 45°	M46J-UD - 0°
M46J-UD - 0°	T800 - 45°
M46J-UD - 0°	M46J-UD - 0°
M46J-UD - 0°	M46J-UD - 0°
T800 - 0°	M46J-UD - 0°
	M46J-UD - 0°
	T800 - 0°

Tabella 6: Laminati dei tubi CFRP

Dove il T800 indicato è un twill 2x2 6k da 199g/m^2, mentre l'M46J è un unidirezionale da 110g/m^2. I TDS dei materiali citati sono presenti in appendice B e C. I moduli di Young ricavati da eLaminate sono pari a 181GPa per la laminazione dei tubi lower e 166GPa per la laminazione dei tubi upper.

I calcoli analitici sono svolti in un foglio excel e i risultati qui riportati per il braccetto inferiore:

Buckling			
Modulo di Young (E)	181000	[Mpa]	3 T800 - 8 M46UD
Base (b)	30	[mm]	
Altezza (h)	12	[mm]	
Spessore (s)	1,51	[mm]	
Momento di Inerzia (Ixx)	2691,9	[mm4]	
Lunghezza (l)	266	[mm]	
Carico Critico (Pcr)	67962,4	[N]	

Tabella 7: Risultati calcoli a buckling tubi inferiori

Comparato ad un carico operativo di 7976N, il safety factor è pari a 8.

Mentre per il braccetto superiore:

Buckling			
Modulo di Young (E)	166000	[Mpa]	3 T800 - 6 M46UD
Base (b)	30	[mm]	
Altezza (h)	10	[mm]	
Spessore (s)	1,29	[mm]	
Momento di Inerzia (Ixx)	1566,5	[mm4]	
Lunghezza (l)	250	[mm]	
Carico Critico (Pcr)	41064,6	[N]	

Tabella 8: Risultati calcoli a buckling tubi superiori

Comparato ad un carico operativo di 3726N si ottiene un safety factor di 11.

I safety factor rilevati sono relativamente alti, ma i calcoli analitici non tengono in considerazione del momento flettente imposto dalla deformazione flexure. Per questo motivo sono ricercati dei valori elevati. I tubi sono poi simulati all'interno di un modello sospensione completo, e i risultati sono disponibili nel Paragrafo 3.11.6.5.

3.10 Piastrine lato portamozzo "outboard"

3.10.1 Design

Le piastrine lato portamozzo hanno il compito di trasferire i carichi dal portamozzo alla parte strutturale del braccetto (tubi) e/o al pullrod, presentano quindi la sede per alloggiare lo snodo sferico e due zone di incollaggio. Gli uniball utilizzati sono degli Aurora ANC-4TG, cianfrinati all'interno di una sede da 16,67mm di diametro.

L'esperienza maturata dal team su componenti simili suggerisce l'utilizzo di un alluminio 7075-T6 per la realizzazione dei particolari. Viene inoltre applicata un'anodizzazione dura al fine di preservare il componente da eventuale corrosione.

Le piastrine sono soggette:

- Nel braccetto inferiore a carichi quasi totalmente entro piano.
- Nel braccetto superiore, a caricamento misto entro e fuori piano, con il carico fuori piano dominante dovuto alla presenza del pull-rod relativo alla sospensione.

I due design sono quindi ottimizzati nel seguente modo:

Per il braccetto inferiore si irrigidiscono le zone più estremali della geometria, aggiungendo una croce di rinforzo centrale al fine di distribuire meglio le tensioni, e per fare lavorare quelli che diventano effettivamente i due tiranti laterali, a compressione e trazione (Figura 40).

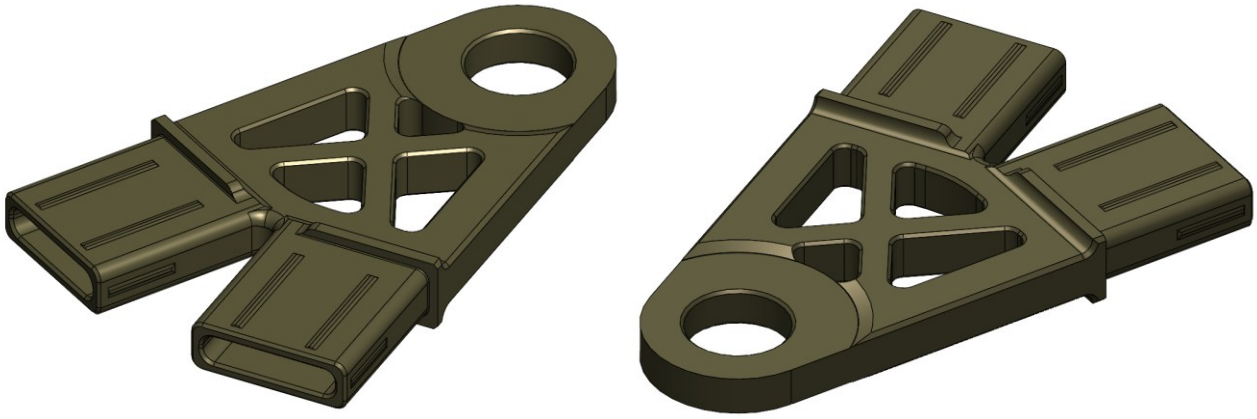


Figura 40: Piastrina outboard inferiore

Mentre nel caso del braccetto superiore, soggetto a momento flettente dato dalla presenza del tirante pull-rod, si mantengono le facce superiore ed inferiore piene, al fine di massimizzarne il momento di inerzia (Figura 41).

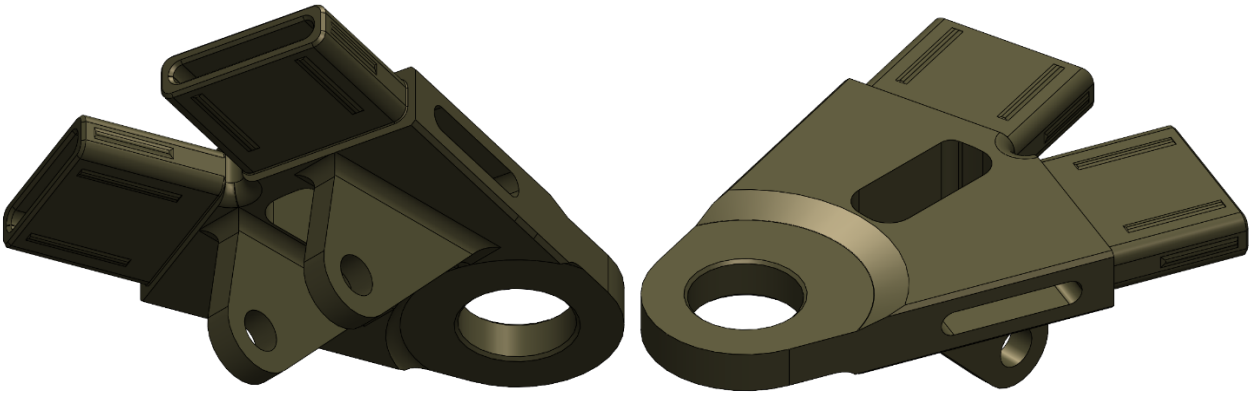


Figura 41: Piastrina outboard superiore

Come dimensionamenti analitici vengono calcolate le aree di incollaggio, con le stesse formule e adesivo strutturale visti precedentemente al paragrafo 3.8.1. Sfruttando i carichi sui singoli braccetti come parametro di carico, ottenendo i seguenti risultati per la piastrina inferiore:

Incollaggio Tubo - Inserto (cerco area minima)			
Forza Assiale	7976	[N]	Maggiore tra i due
Base (b)	30	[mm]	
Altezza (h)	12	[mm]	
Tau ammissibile adesivo	20,7	[Mpa]	Colla 9394 @82°C
Area di incollaggio minima	265,9	[mm2]	
Area di Incollaggio Reale	1650	[mm2]	
Coefficiente di Sicurezza	6,2		

Tabella 9: Risultati aree di incollaggio piastrina outboard inferiore

Analogamente, i risultati relativi alla piastrina superiore sono riportati nella Tabella 10:

Incollaggio Tubo - Inserto (cerco area minima)			
Forza Assiale	3726	[N]	Maggiore tra i due
Base (b)	30	[mm]	
Altezza (h)	10	[mm]	
Tau ammissibile adesivo	20,7	[Mpa]	Colla 9394 @82°C
Area di incollaggio minima	124,2	[mm2]	
Area di Incollaggio Reale	1255	[mm2]	
Coefficiente di Sicurezza	10,1		

Tabella 10: Risultati aree di incollaggio piastrina outboard superiore

Si notano anche in questo caso come i coefficienti di sicurezza siano piuttosto elevati, soprattutto per il braccetto superiore, questo accade poiché' la lunghezza minima di incollaggio è volta anche a contrastare l'effetto peel.

Durante la progettazione sono stati introdotti alcuni dettagli costruttivi finalizzati a migliorare l'affidabilità delle giunzioni adesive.

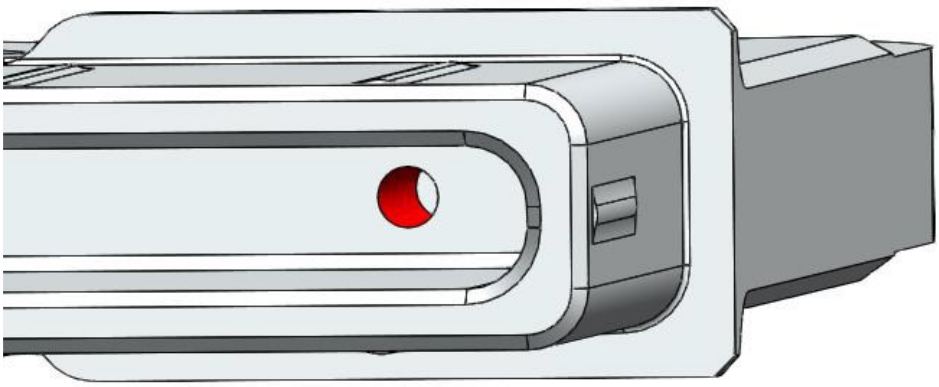


Figura 42: Foro di scarico aria

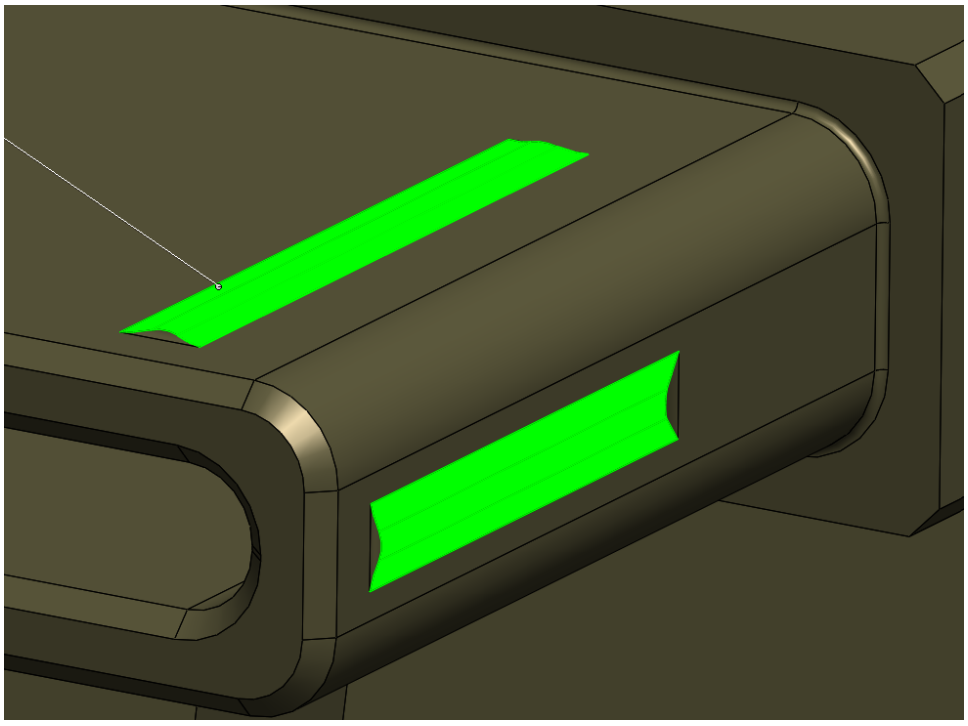


Figura 43: Distanziali di incollaggio

In Figura 42 si nota la presenza di un foro, dal diametro di 2mm, all'interno della parte maschio (relativa alle piastrine outboard) che andrà incollata al tubo. Questo serve ad evitare che, incollando il tubo, la flexure e la piastrina si formi un volume chiuso, che obbligherebbe l'aria ad uscire dalle zone di incollaggio indebolendo sensibilmente l'adesivo.

In Figura 43 si notano invece alcuni distanziali ricavati in fase di lavorazione meccanica sulle facce di incollaggio della piastrina; questi distanziali, che riportano una distanza estremale di 0,25mm dalla superficie incollata, servono a garantire lo spessore minimo ideale del collante, che deve infatti essere compreso tra 0,2 e 0,3mm (da TDS adesivo) [8].

3.10.2 Simulazioni FEM

3.10.2.1 Analisi load case

I carichi per ogni piastrina sono ricavati da una simulazione FEM precedente, relativa al gruppo ruota. In questa occasione è possibile verificare la FEM precedente, visto che la simulazione piastrine si effettua vincolando l'interfaccia dello snodo sferico e caricando le superfici tubi e del tirante sospensione. Effettuando la lettura delle reazioni vincolari si trovano quindi dei valori che devono coincidere con quelli di seguito riportati.

I carichi in oggetto sono i seguenti:

- In caso di percorrenza di curva (Cornering):

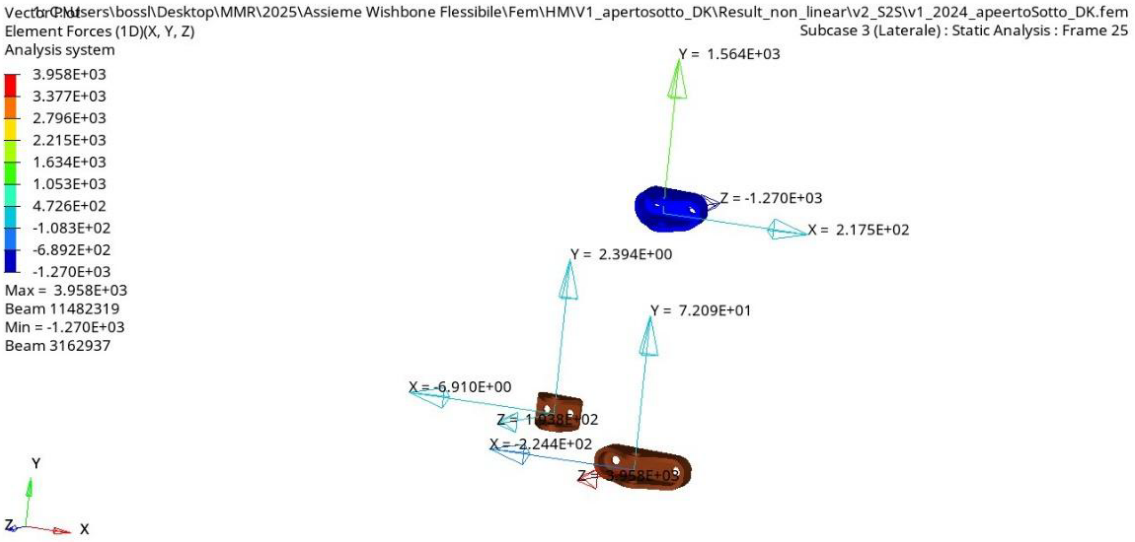


Figura 44: Carichi applicati ai braccetti in Cornering

- In caso di frenata (braking):

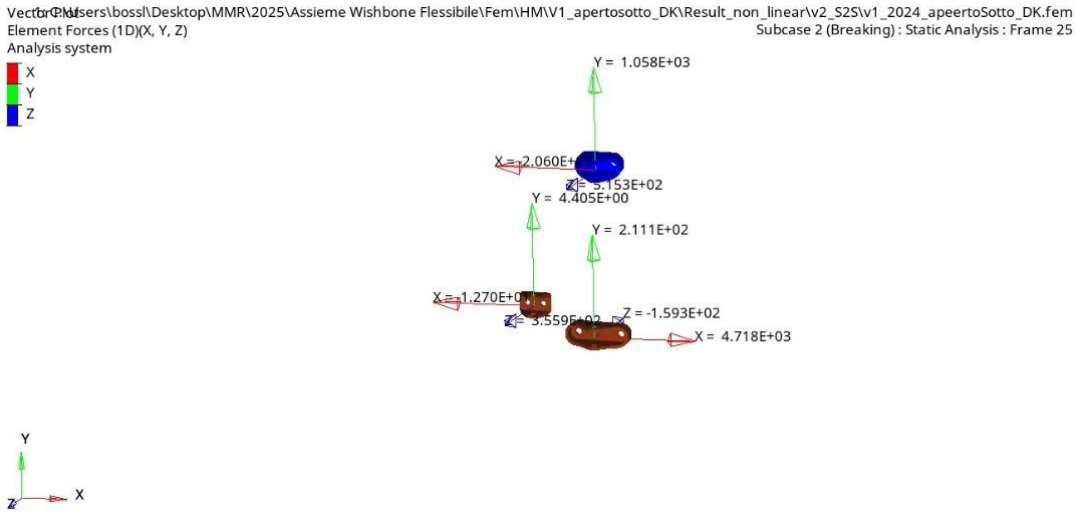


Figura 45: Carichi applicati ai braccetti in Braking

- E in caso di accelerazione verticale (dosso o bump):

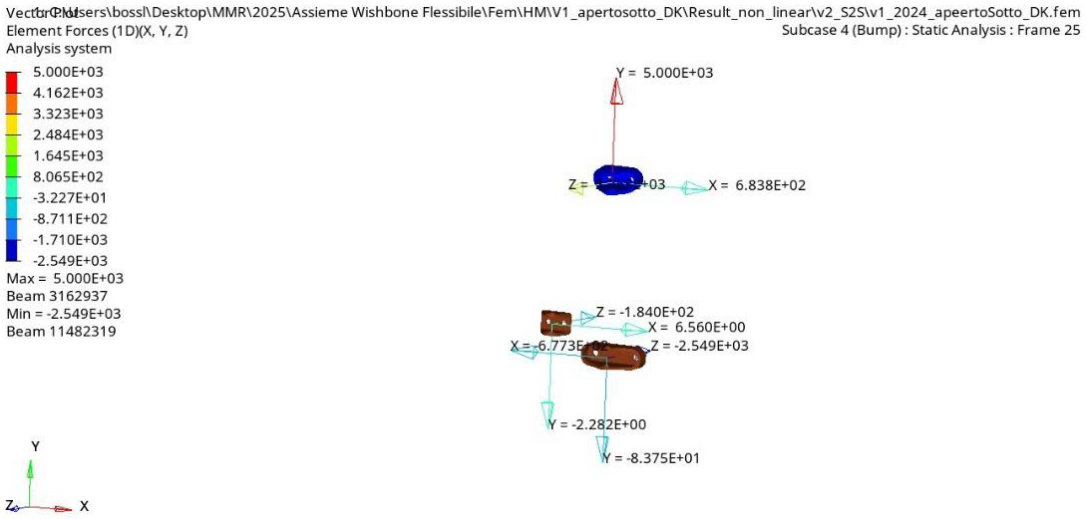


Figura 46: Carichi applicati ai braccetti in Bump

Le distribuzioni di carico verificate nelle simulazioni sono riportate nelle Figure 44, 45 e 46.

3.10.2.2 Simulazioni FEM

In Figura 47 sono rappresentati i modelli relativi alle piastrine. I modelli sono costruiti in HyperMesh e risolti tramite solutore Optistruct lineare.

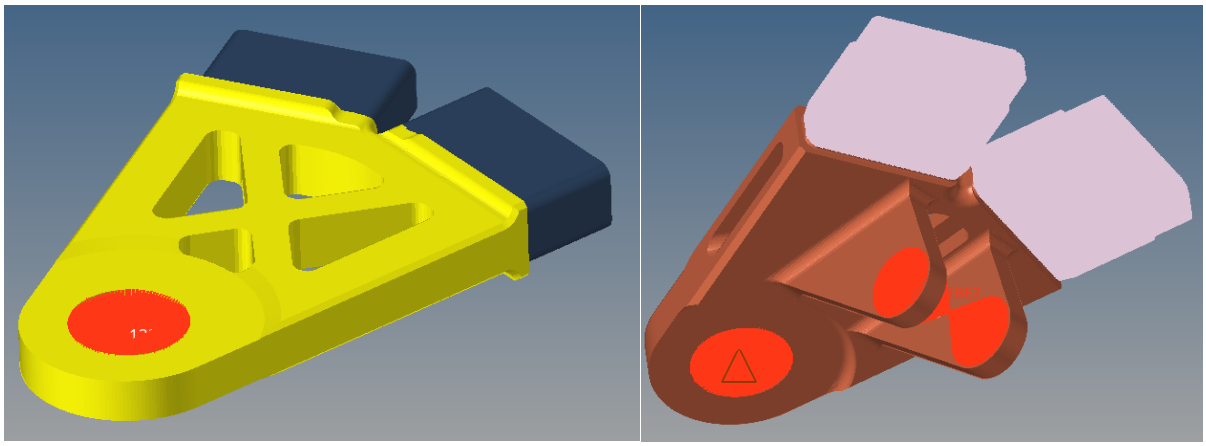


Figura 47: Modelli piastrine outboard

In rosso sono rappresentati gli elementi RBE2 che collegano la mesh del modello al rispettivo nodo master. Ai nodi master della zona estremale (sulla sede dello snodo sferico) sono applicati i vincoli a terra (ground) e coincidono con i punti cinematici

Nella piastrina upper è visibile un secondo RBE2 che collega l'area su cui agisce la vite del tirante, al nodo master (sempre relativo ad un punto cinematico) sul quale vengono applicati i carichi relativi ai loadcase.

I carichi vengono quindi applicati direttamente sulle zone di incollaggio con una distribuzione nodale, così da non creare picchi di stress, oltre che, nel caso della piastrina upper, al nodo del tirante. Distribuzione nodale significa che il carico applicato viene diviso per ogni nodo selezionato.

I risultati mostrano una buona distribuzione dei carichi e dei livelli di stress accettabili, in particolare, per la piastrina upper:

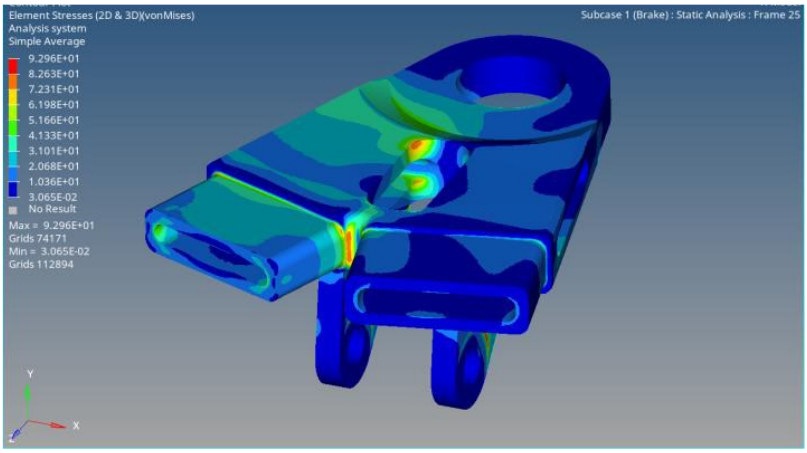


Figura 48: Piastrina upper, tensioni Von-Mises (MPa) in Braking

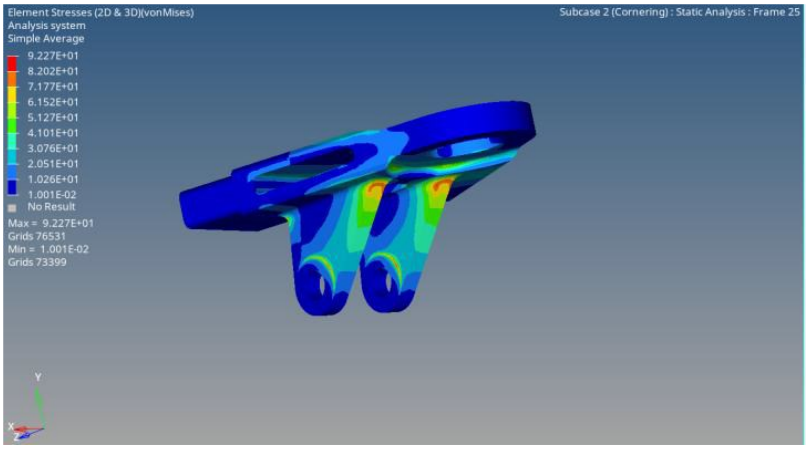


Figura 49: Piastrina upper, tensioni Von-Mises (MPa) in Cornering

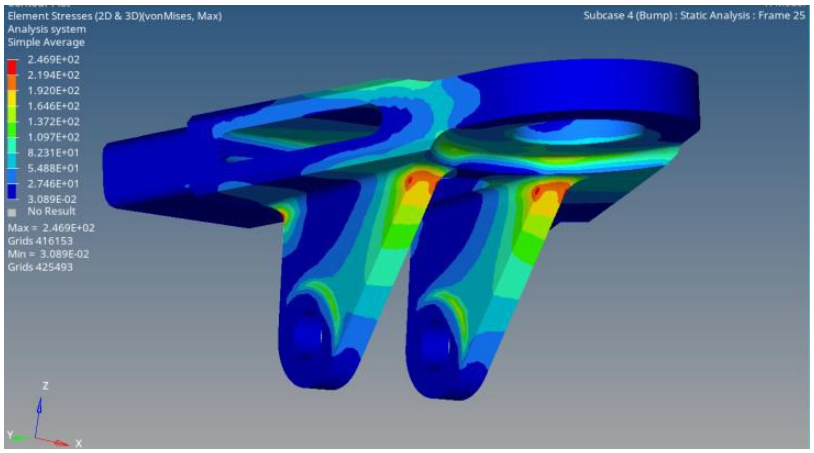


Figura 50: Piastrina upper, tensioni Von-Mises (MPa) in Bump

Come si può notare dai risultati delle simulazioni il loadcase più critico risulta essere il bump, che genera una tensione di picco di 247MPa, è importante specificare che il caso di bump include già un safety factor ridondante, dato che viene simulato a 5g di accelerazione verticale, anche se il valore non è mai stato rilevato realmente in vettura. Considerando l'$Rp_{0,2}$ del Al 7075-T6 fornito dal fornitore (460MPa), il safety factor si valuta a 1,86.

Mentre, per la piastrina lower:

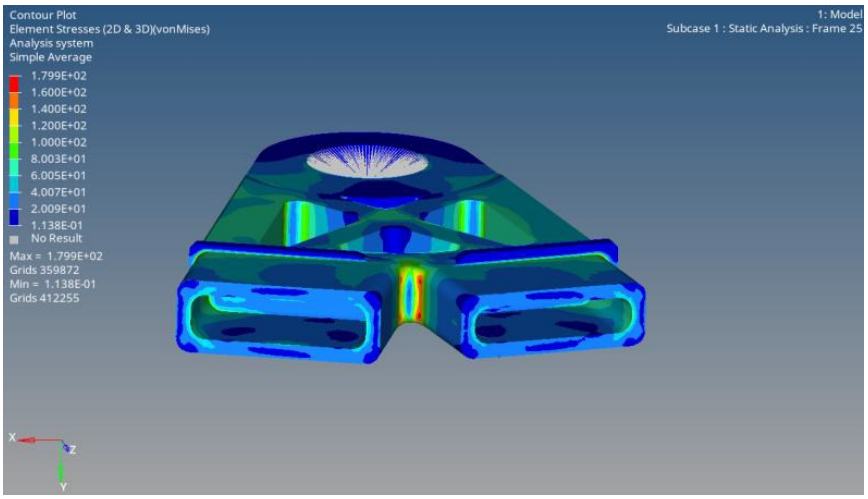


Figura 51: Piastrina lower, tensioni Von-Mises (MPa) in Braking

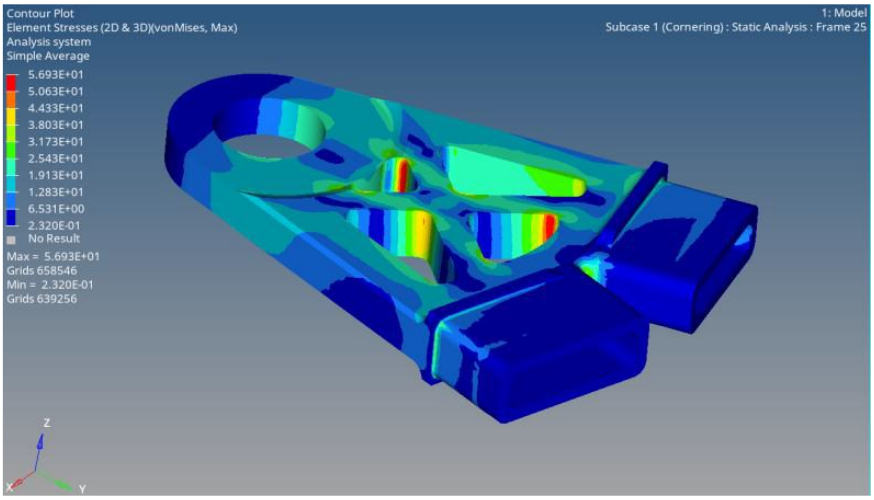


Figura 52: Piastrina lower, tensioni Von-Mises (MPa) in Cornering

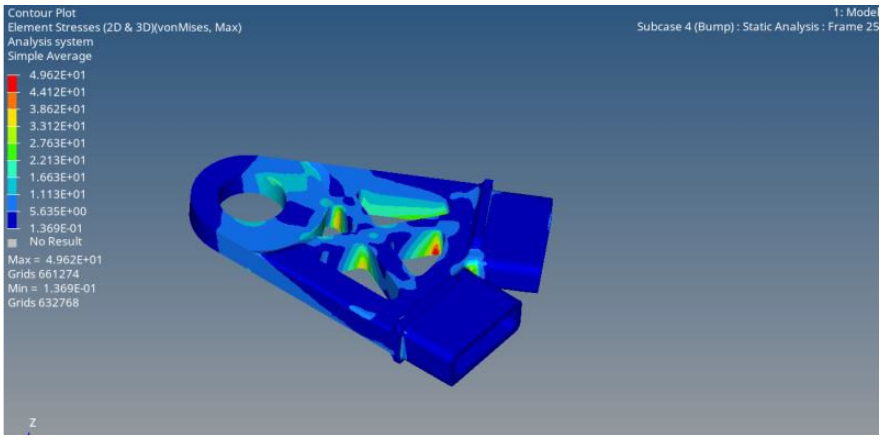


Figura 53: Piastrina lower, tensioni Von-Mises (MPa) in Bump

In questo caso invece, il loadcase più critico risulta essere il braking, che genera una tensione di picco di 180MPa. In questo caso invece il safety factor si valuta a 2,55.

3.11 Design e simulazioni flexure

Le flexure rappresentano l'elemento centrale della presente tesi, dato che sono l'elemento che andrà a sostituire lo snodo sferico.

Il design si incentra principalmente sul calcolo delle rigidezze target, il dimensionamento dell'elemento flessibile e le relative simulazioni FEM.

3.11.1 Rigidezze target

Come elencato precedentemente, sarà necessario, come parte del progetto, rispettare delle rigidezze target, che non vadano a influenzare in maniera non risolvibile, il funzionamento della sospensione.

Una base per la valutazione delle rigidezze è data dall'analisi della configurazione di partenza, simulata tramite un modello FEM semplificato del braccetto nella precedente tesi [3] e qui ripresa:

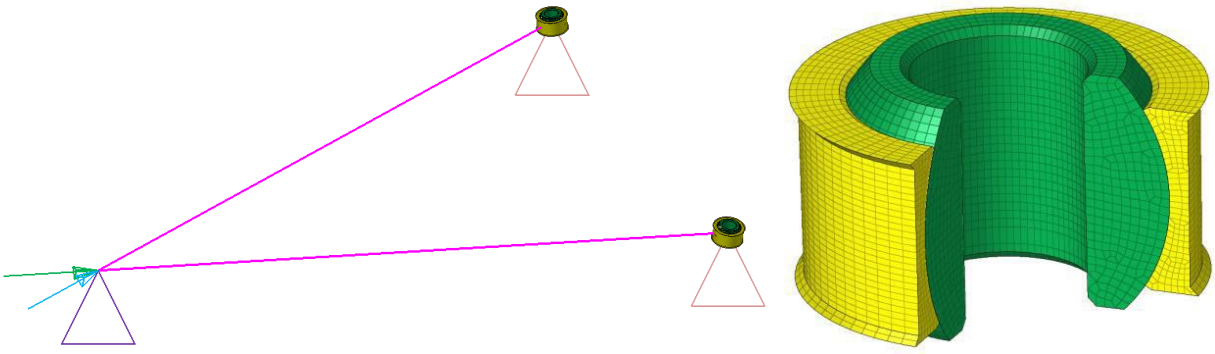


Figura 54: Modello FEM rigidezze snodo sferico

Gli aspetti chiave del modello sono:

- Il braccetto è modellato come elementi 1D beam, con una rigidezza equiparabile a quella dei tubi a sezione circolare cava in composito.
- Le beam si collegano alle facce esterne della boccola (giallo) tramite RBE2.
- Il foro della sfera è vincolato a ground.
- Il coefficiente di attrito è pari a 0,1.
- Il load case valutato è quello di Braking, con i relativi carichi già visti precedentemente.

La rigidezza verticale ottenuta dalla simulazione, equivalente alla rigidezza flessionale del braccetto flexure, con le caratteristiche appena indicate è pari a 1,54N/mm. È importante sottolineare come questa rigidezza sia ottenuta con un coefficiente di attrito pari a 0,1, che è un valore realistico per superfici in acciaio rettificate e lubrificate, ma destinato ad aumentare con l'usura. Notare inoltre che questa rigidezza è misurata al punto cinematico outboard e non alla ruota.

La divisione di dinamica fornisce inoltre un valore massimo accettabile a 4 N/mm per braccetto, al fine di non interferire con le rigidezze della sospensione.

Nella tesi precedente, viene indicato un numero di ply minime pari a 14, con un rapporto di direzioni 0°/45° con rapporto di 5:1, le rigidezze da simulazione 2D sono: 2,9 N/mm per il braccetto superiore e 3,2 N/mm per il braccetto inferiore.

3.11.2 Considerazioni sulla failure mode

Essendo la flexure un componente tozzo e potenzialmente rigido, le cui proprietà meccaniche sono interamente dipendenti dalla direzione delle fibre, la failure mode più comune è data da delaminazione per interlaminar shear (ILS). Questo si verifica in quanto le proprietà resistenziale a ILS è quella offerta dalla resina [8].

La sezione resistente è sovradimensionata rispetto al carico assiale (quindi a sforzo normale), questo perché' il primo parametro di dimensionamento è dato dalla resistenza a buckling.

Imporre una condizione di buckling ad un elemento tozzo porta ad elevati stress di interlaminar shear, dovuti alla natura della condizione di carico. Questo comportamento è coerente con la prova standard utilizzata per la caratterizzazione dell'Interlaminar Shear Strength (ILSS), definita dalla norma ASTM D2344, nella quale il provino viene sottoposto a flessione su tre punti con rapporti lunghezza/spessore particolarmente contenuti (Figura 55).

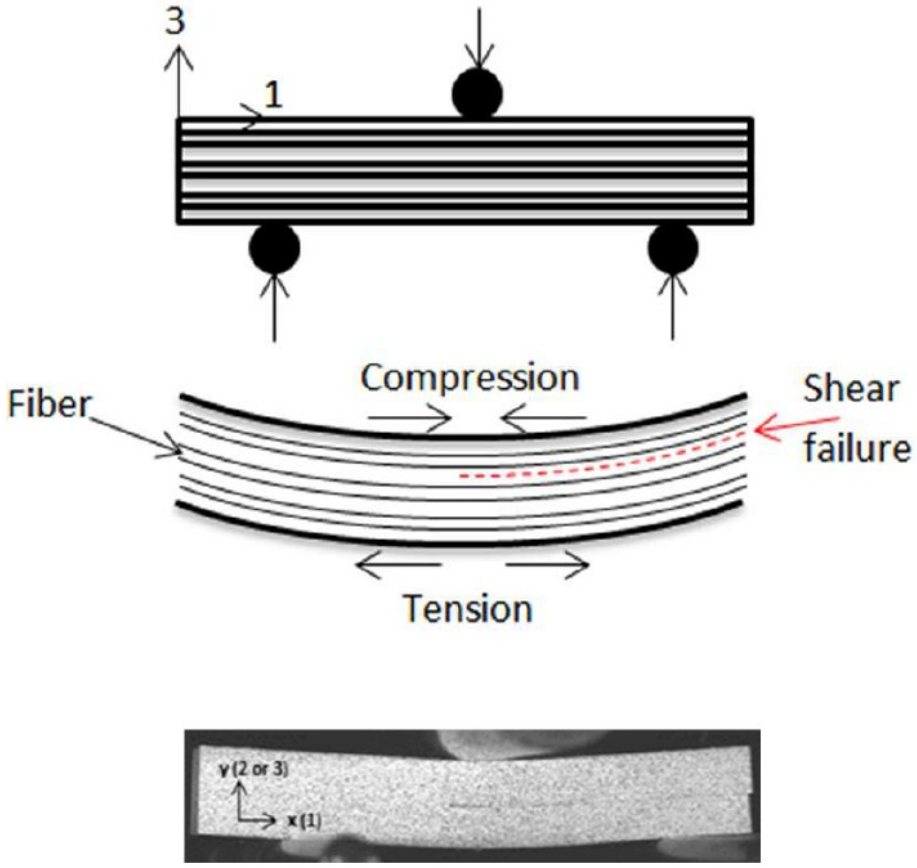


Figura 55: Prova e failure mode ad Interlaminar shear

È interessare osservare come eventuali flexure in metallo non soffrano di questa failure mode, grazie alla natura isotropa del materiale che garantisce identiche proprietà meccaniche in tutte le direzioni; al contempo risultano più complesse da ottimizzare per via delle differenti rigidezze in gioco, e soffrono principalmente in termini di rottura a fatica flessionale data dalle maggiori tensioni sviluppate.

3.11.3 Laminati e sezioni preliminari

Come base di partenza vengono utilizzati il laminato e le sezioni resistenti sviluppati nella precedente tesi [3]. Si sfruttano queste basi verificandole analiticamente a buckling e via FEM, così che in caso di verifiche positive, si disponga già dei parametri di design definitivi. In particolare, il seguente laminato di partenza è realizzato interamente in T800 DT120, un twill 2x2 6k da 200g/m^2:

FLEXIBLE ZONE LAMINATION
T800 - 0°
T800 - 0°
T800 - 0°
T800 - 45°
T800 - 0°
T800 - 0°
T800 - 45°
T800 - 45°
T800 - 0°
T800 - 0°
T800 - 45°
T800 - 0°
T800 - 0°
T800 - 0°

Tabella 11: Laminato preliminare flexure

È opportuno specificare che il laminato indicato in Tabella 11 non sarà il laminato definitivo, a causa di alcuni problemi riscontrati durante la fase di produzione; Il laminato definitivo è indicato al Paragrafo 4.1.3.

In Figura 56 sono rappresentate le sezioni resistenti, il cui spessore è già stato corretto considerando il T800 ER450, che presenta uno spessore post-cura leggermente inferiore rispetto al T800 DT120. La larghezza delle sezioni presenta valori non interi per via della costruzione geometrica, ed è identica per i due braccetti che supportano un carico massimo di tipo compressivo (lower rear ed upper front: 46,39mm) come è identica anche tra i due braccetti che presentano un carico massimo di tipo trattivo (lower front ed upper rear: 36,09mm), questo sempre al fine di semplificare il manufacturing:

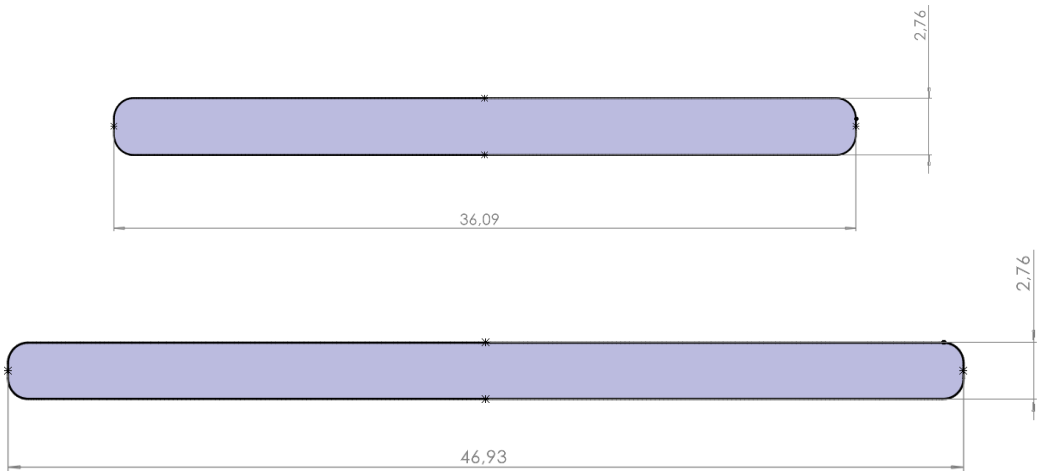


Figura 56: Sezioni resistenti flexure

3.11.4 Verifica analitica a buckling

Come già visto al Paragrafo 3.2, Formula 3, il carico critico a buckling ($\boldsymbol{P_{cr}}$) è definito come:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4 * L^2} \tag{35}$$

Dove:

- $\boldsymbol{E}$: Modulo di Young, ricavato anche in questo caso tramite il software "eLaminate", il valore ottenuto di 59852MPa è poi verificato anche nelle simulazioni FEM, ed è più basso rispetto a quelli visti in precedenza per materiali simili per via della presenza di pelli a 45°.
- $\boldsymbol{I}$: Momento di inerzia, come già visto in precedenza per sezioni rettangolari di base (b) e altezza (h), sulla sezione della flexure normale alla direzione della forza.
- $\boldsymbol{L}$: Lunghezza della zona flessibile.

I carichi critici analitici e i relativi safety factor sono riportati nella tabella sottostante:

	LOWER FRONT	LOWER REAR	UPPER FRONT	UPPER REAR
b (mm)	36,09	46,93	46,93	36,09
h (mm)	2,76	2,76	2,76	2,76
L (mm)	24,7	25,4	26,4	25,4
I (mm4)	63,2	82,2	82,2	63,2
E (MPa)	59852	59853	59854	59855
Critical Buckling Load (N)	15305,8	18821,5	17422,9	14474,6
Max Compressive Load (N)	1446	7588	3726	633
Safety Factor	10,6	2,5	4,7	22,9

Tabella 12: Risultati analitici a buckling flexure

3.11.5 Design

Le flexure sono quindi progettate considerando alcune caratteristiche:

- Le aree di incollaggio sono già state dimensionate in precedenza, per le piastrine lato telaio e per l'interfaccia piastrine lato portamozzo – tubi, quindi sarà sufficiente rispettare le stesse aree di incollaggio anche in questo caso. Come in precedenza le aree sono ottimizzate in base al carico.
- Considerata la semplicità di introduzione e la successiva utilità, anche in questo caso vengono sfruttati i distanziali inseriti geometricamente sulle superfici di incollaggio per mantenere lo spessore minimo di 0,25mm.
- Le transizioni da elemento flessibile alle zone di incollaggio sono realizzate con superfici loft, e ammorbidite il più possibile sfruttando la definizione delle relative spline.
- È necessario verificare il tear out che si potrebbe verificare contro le spine di sicurezza.

3.11.5.1 Riassunto aree di incollaggio

Le aree di incollaggio flexure-tubo sono le stesse calcolate al Paragrafo 3.10.1, in particolare per le flexure inferiori si utilizzano le aree di Tabella 9 mentre per le flexure superiori le aree di Tabella 10.

La stessa cosa si ripete per l'interfaccia flexure-piastrina lato telaio, con le aree dimensionate al Paragrafo 3.8.1.

3.11.5.2 Verifica tear-out pin di sicurezza

Al fine di verificare la resistenza locale del laminato è stata eseguita una prova sperimentale di tear-out. Per garantire la resistenza viene testato un provino con un laminato equivalente a quello della flexure sul lato incollato, ma dallo spessore più basso per massimizzare l'effetto intaglio. Il provino testato è infatti caratterizzato da 10 pelli di T800, dallo spessore di 2,1mm. Il test si effettua con un perno indentatore (in questo caso una vite rettificata) dal diametro di 6 mm.

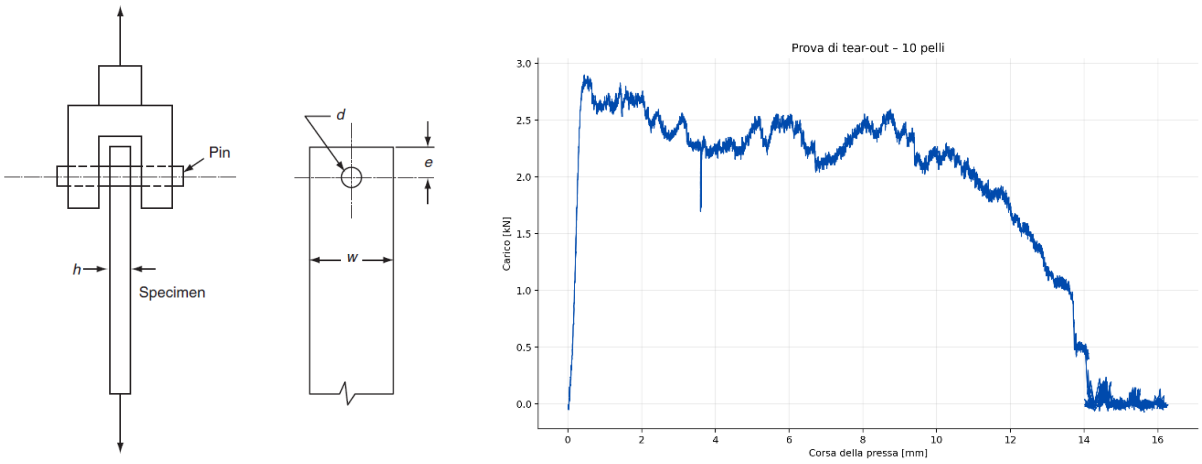


Figura 57: Risultati prova a tear-out

Si verifica, durante la prova, un failure mode di tipo "Bearing" quindi con degradazione del materiale locale e allargamento del foro; Il picco rilevato è di 2,78kN.

Lo spessore reale della flexure in zona safety pin è pari a 5mm, ci si aspetta quindi una resistenza di oltre il 100% più elevata, che porta il safety factor a bearing load per il laminato oltre quello sviluppato dai pin.

3.11.5.3 Design

Il design definitivo è quindi qui riportato in Figura 58:

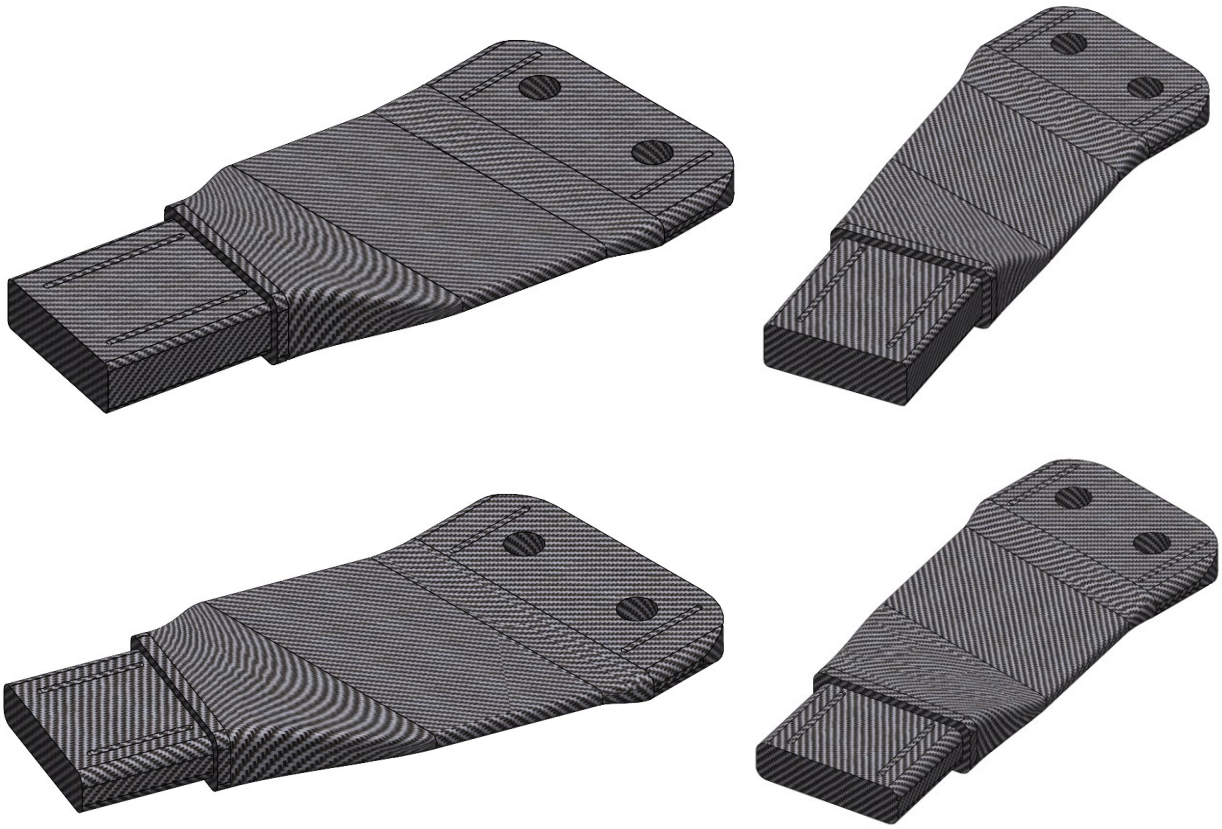


Figura 58: Modelli CAD definitivi Flexure

3.11.6 Simulazioni FEM

Per la validazione del componente, sono sviluppati un totale di tre modelli: i primi due volti a misurare la rigidezza flessionale del braccetto, e l'ultimo volto a simulare l'intera sospensione per poter ricavare le tensioni massime nelle flexure.

La modellazione della flexure è un'innovazione rispetto alle precedenti simulazioni effettuate normalmente dal team; Come spiegato nel Paragrafo 3.11.2 la failure mode ricercata è quella ad ILS, quindi il taglio interlaminare. Questo non è ricavabile numericamente in simulazioni 2D (in cui il numero, direzione e tipologia di ply viene assegnato ad una superficie), dato che si tratta di un carico fuori piano, ma per poterlo ricavare è necessario utilizzare una mesh composta da elementi 3D CHEXA o "Brick".

È importante inoltre ricordare che indicando un taglio τ_{zx}, per esempio, si intende il taglio agente sul piano normale all'asse "Z" del sistema di riferimento, in direzione "X".

La mesh 3D è ricavata dalla mesh 2D utilizzando i comandi "solid map" e "drag" al fine di estruderla nelle direzioni desiderate, lo spessore degli elementi è pari a 0,209mm, definito dallo spessore della ply di T800 ER450.

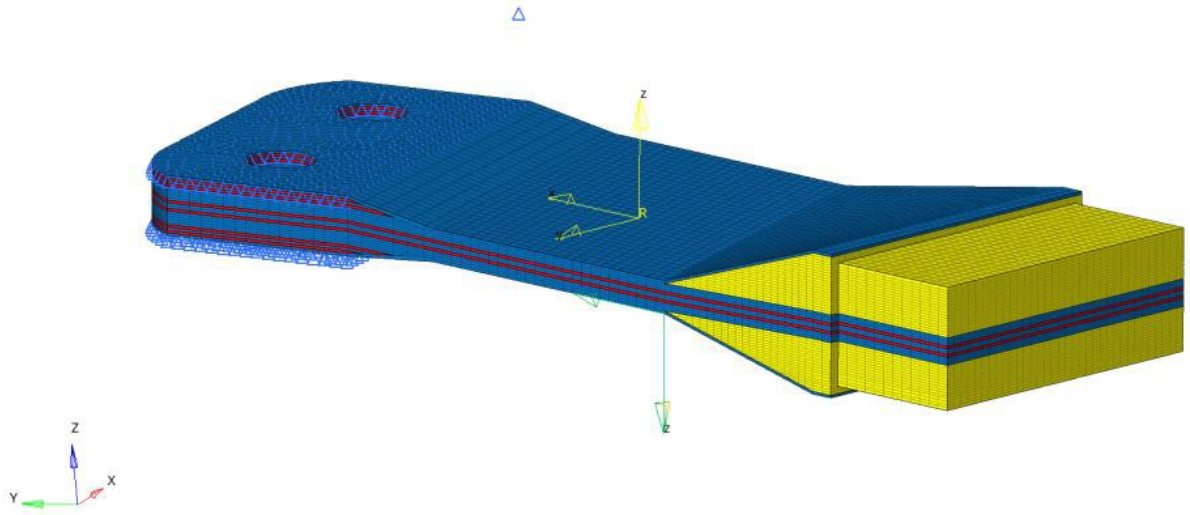


Figura 59: Mesh flexure con elementi CHEXA

In Figura 59 è rappresentato il modello di una flexure, si notano:

- Il sistema di riferimento in giallo, con l'asse X orientato in direzione del carico, l'asse Z normale alla faccia sottile della flexure e uscente verso l'alto, e per ultimo l'asse Y, in direzione parallela alla sezione resistente della flexure.
- Le ply in blu, indicanti le ply con direzione delle fibre a 0°.
- Le ply in rosso rappresentano le ply a 45°.
- Le zone gialle rappresentano le ply riempitive locali, che servono a raggiungere le variazioni di sezione desiderate; sono ply alternate a 0°/45°.

3.11.6.1 Modelli braccetti singoli

I singoli braccetti sono simulati in due modelli separati, al fine di valutarne la rigidezza flessionale propria. In entrambi i casi è applicata una forza unitaria al punto cinematico outboard, e dopo aver risolto il modello tramite Optistruct non lineare, si misura lo spostamento dello stesso punto, potendo quindi ricavare la rigidezza propria ***k*** tramite [5]:

$$k = \frac{F}{s} \tag{36}$$

Dove "***F***" indica il carico ed "***s***" lo spostamento misurato.

I modelli presentano i tubi modellati in mesh 2D e le piastrine outboard modellate come già visto nel Paragrafo 3.10.2.2. Gli incollaggi non sono simulati in quanto non sono l'obiettivo dei modelli; quindi, i nodi sono freezati tra loro. Inoltre, le flexure in zona attacchi telaio sono vincolate a ground sulle superfici di incollaggio.

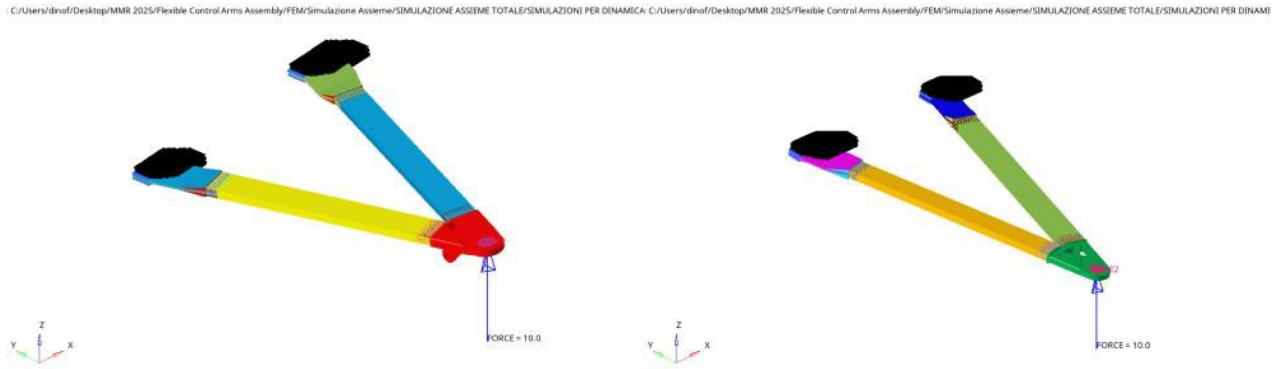


Figura 60: Modelli dei singoli braccetti

I risultati dei modelli restituiscono una rigidezza pari a 2,29N/mm per il braccetto superiore e di 2,22N/mm per quello inferiore. I valori rientrano nel limite massimo imposto dalla divisione di dinamica e sono inferiori rispetto a quelli calcolati nella tesi precedente; Si procede quindi con la laminazione indicata al Paragrafo 3.11.3 all'analisi del modello completo della sospensione.

3.11.6.2 Modello sospensione completa

Per una comprensione e un'analisi più dettagliata possibile delle tensioni agenti sui componenti, viene quindi modellata l'intera sospensione anteriore destra; Questo permette l'applicazione dei carichi direttamente al punto centrale della contact patch fittizia pneumatico – terreno, applicando i load case in maniera diretta, senza calcoli intermedi.

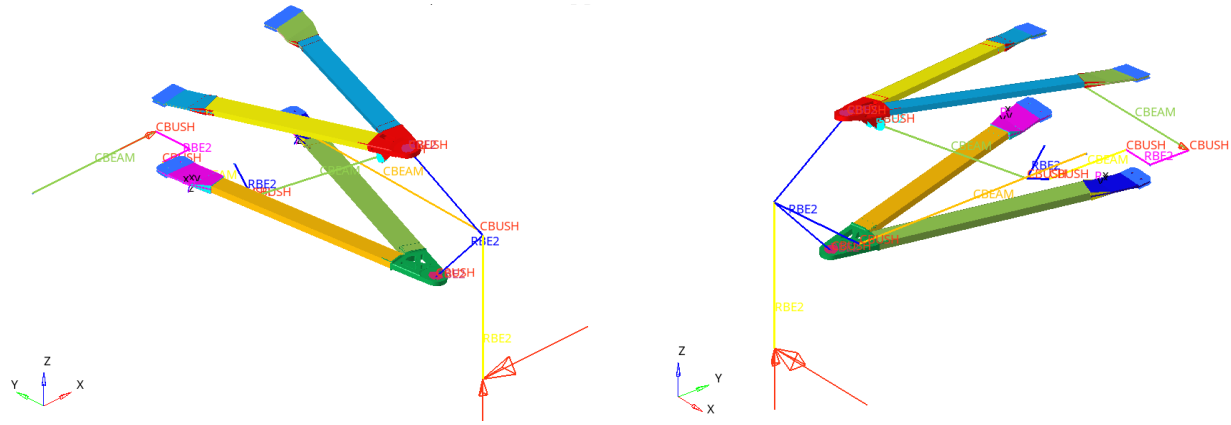


Figura 61: Modello sospensione completa

Il modello è così composto:

- Portamozzo: modellato da RBE2 in blu.
- Pneumatico/Cerchione: modellato da un RBE2 in giallo (sul cui punto estremale sono applicati i carichi).
- Flexure, tubi in CFRP e piastrine outboard: modellati come da paragrafo 3.11.6.1.
- Rocker pull to pull e pull to push: modellati come RBE2 in blu e arancione.
- Tutti gli elementi sottoposti a sforzo normale quali pull-rod, tiranti ecc. modellati come CBEAM, la cui sezione applicata è quella del componente reale.
- Gli snodi sferici sono modellati come elementi CBUSH, impostati in modo da consentire ogni rotazione ma vincolare ogni traslazione quindi: rigidezze K4, K5 e K6 = 0 mentre le rigidezze K1, K2 e K3 sono impostate su un valore molto elevato (500000).

3.11.6.3 Vincoli e carichi

Come nei modelli precedenti, le superfici di incollaggio delle flexure lato monoscocca, sono vincolate a ground.

I carichi sono invece applicati in estremità dell'RBE2 giallo, rappresentante lo pneumatico, e sono ricavati dai calcoli svolti nel Paragrafo 3.4, e riassunti nella tabella sottostante:

	FRONT ASSEMBLY FEA - LOADS					
	CORNERING	ACCELERATION	BRAKING	BUMP	ACCELERATION+CORNERING	BRAKING+CORNERING
F_x	-8	2162,1	-2478,9	0	2266	-1244
F_y	2070	0	0	0	696	613
F_z	1148	280	1152,8	2312	671	1108

Figura 62: Forze applicate al punto di contatto ruota-terreno

Ogni colonna della tabella rappresenta un load case, e oltre a questi è aggiunta un'ultima casistica, finalizzata a verificare la conformità al regolamento riportato nel Paragrafo 3.3, regola T2.5.1 (che richiede un range di funzionamento minimo della sospensione pari a 50mm), questo load case impone uno spostamento verticale simmetrico (Z+ e Z-) al centro ruota di 35mm, così da verificare un range totale pari a 70mm (questo per avere un certo fattore di sicurezza sul regolamento).

3.11.6.4 Risultati flexure

I risultati sono valutati in termini di:

- ***Failure Index*** : Calcolato analiticamente, basato sulla Criterio quadratico interlaminare.
- σ_{zz} : Tensioni compressive o trattive in direzione normale al laminato.
- τ_{zx} : Tensioni di taglio tra le singole ply, in direzione del carico.
- τ_{zy} : Tensioni di taglio tra le singole ply, in direzione perpendicolare al carico.

Il Criterio Quadratico Interlaminare [10] è un modello di cedimento utilizzato nella meccanica dei materiali compositi per prevedere la delaminazione, in particolare:

$$F.I. = \left(\frac{\sigma_{zz}}{\sigma_{zz}\ ammissibile}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{zx}}{ILSS}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{zy}}{ILSS}\right)^2 \quad (37)$$

Nota: per ILSS si intende Inter Laminar Shear Strength, il valore è ricavato dal datasheet del materiale.

Se il valore di F.I. è inferiore a 1 non si hanno delaminazioni, è inoltre convertibile a SF:

$$Safety\ Factor = \frac{1}{\sqrt{F.I.}} \quad (38)$$

Le tensioni valutate nel load case ±35mm sono, in termini di ILS stress, più elevate di qualsiasi altra condizione operativa.

È importante notare che sono state utilizzate le componenti massime di tensione prese su tutto il componente, anche se andrebbero rilevate nelle singole zone; Questo porta ad un coefficiente di sicurezza intrinsecamente più basso di quello reale. I risultati sono riassunti nella tabella a seguire:

	FLEXURE - [+35mm]				
[MPa]	UPPER FRONT	UPPER REAR	LOWER FRONT	LOWER REAR	VALORE AMMISSIBILE
σ_ZZ	6,4	8,9	3,1	5,9	99,8
τ_ZX	33,4	32,8	18,9	27,7	79,8
τ_ZY	12,3	8,6	5,9	-9,0	79,8
F.I.	0,20	0,19	0,06	0,14	
Coeff. Sicurezza	2,22	2,30	4,00	2,70	

Tabella 13: Coefficienti di sicurezza da simulazione

L'unico caso in cui si ottengono dei valori di Failure Index vicini a quelli del test ±35mm è nel caso di Bump per la flexure Upper Rear, questo è dovuto, come espresso in precedenza, al fatto che il Bump come load case è sovrastimato rispetto ai valori reali misurati in vettura. Sono riportati solo alcuni risultati proprio dell'ultima casistica espressa poiché, in ogni altra casistica e per tutte le flexure, le distribuzioni delle tensioni rimangono molto simili.

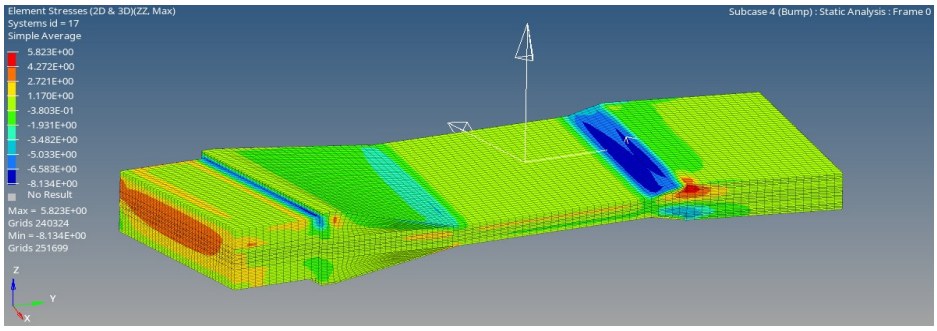


Figura 63: Stress flexure upper rear in bump, direzione ZZ

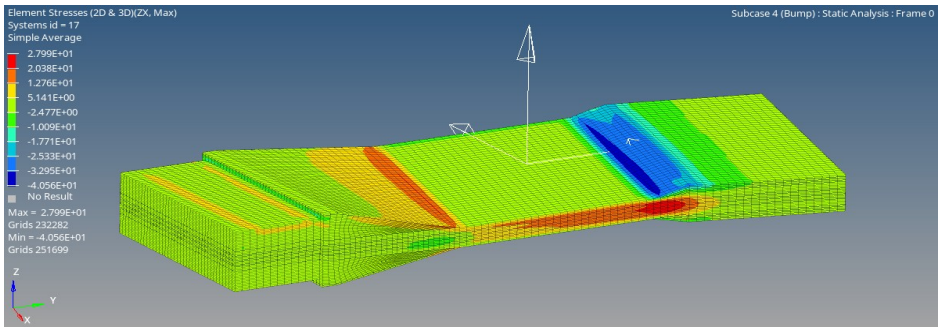


Figura 64: Stress flexure upper rear in bump, direzione ZX

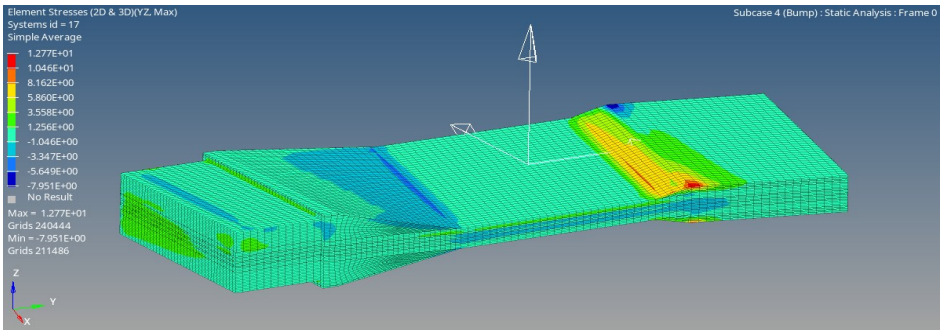


Figura 65: Stress flexure upper rear in bump, direzione YZ

È interessante notare i valori di tensione inter laminare elevati proprio nella zona dove giace il piano neutro del componente, come ci si aspetterebbe dalla teoria di Jourawski. Questa casistica in particolare restituisce un F.I. = 0,14 ed un SF = 2,70.

3.11.6.5 Risultati tubi

È possibile, inoltre, analizzare gli stress nei tubi sfruttando il modello della sospensione completa. Sono elencati i risultati per ogni tubo, nella condizione di carico peggiore:

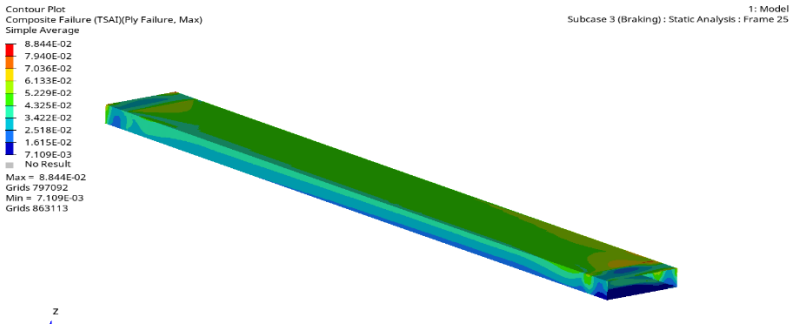


Figura 66: Composite failure (TSAI) tubo upper front, braking

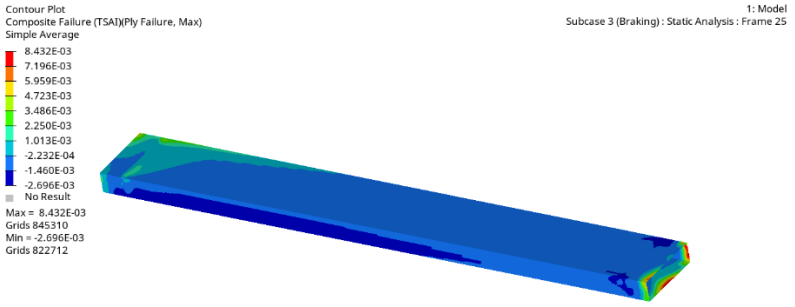


Figura 67: Composite failure (TSAI) tubo upper rear, braking

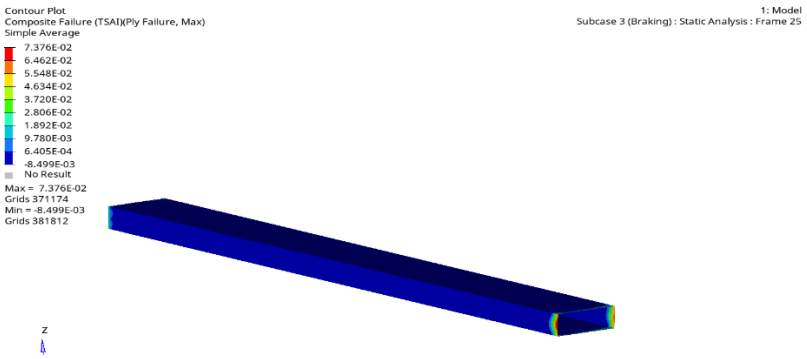


Figura 68: Composite failure (TSAI) tubo lower rear, braking

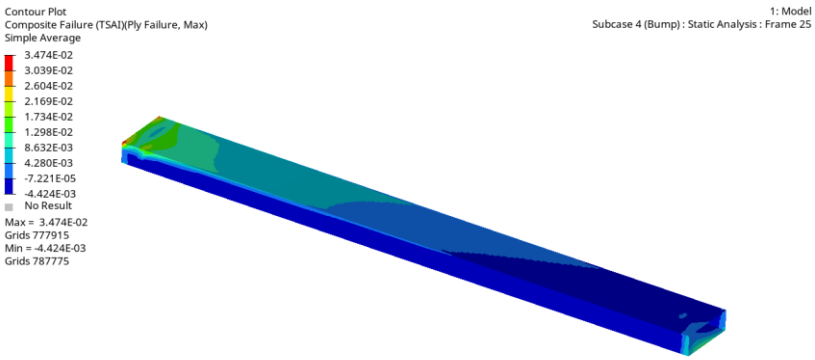


Figura 69: Composite failure (TSAI) tubo lower rear, bump

Tutti i tubi presentano un failure index inferiore a 0,08 e sono quindi in sicurezza.

4. Manufacturing

In questo capitolo viene analizzata la realizzazione dei componenti in CFRP ed il loro incollaggio.

4.1 Flexure

4.1.1 Design stampi

Il design degli stampi si basa sul principio della compattazione meccanica. Per ottenere una geometria in composito controllata su ogni superficie di design, è infatti necessario imporre al componente una forma definitiva tramite lo stampo. Gli stampi vengono progettati come stampo maschio e stampo femmina (Figura 70), nonostante alcune ricerche suggeriscano una composizione femmina – femmina con split posta in corrispondenza del piano di mezzeria al componente; Questa decisione è guidata dal rischio, nell'ultima casistica, di avere imperfezioni sul layer di mezzeria, ossia quello più sollecitato a ILS.

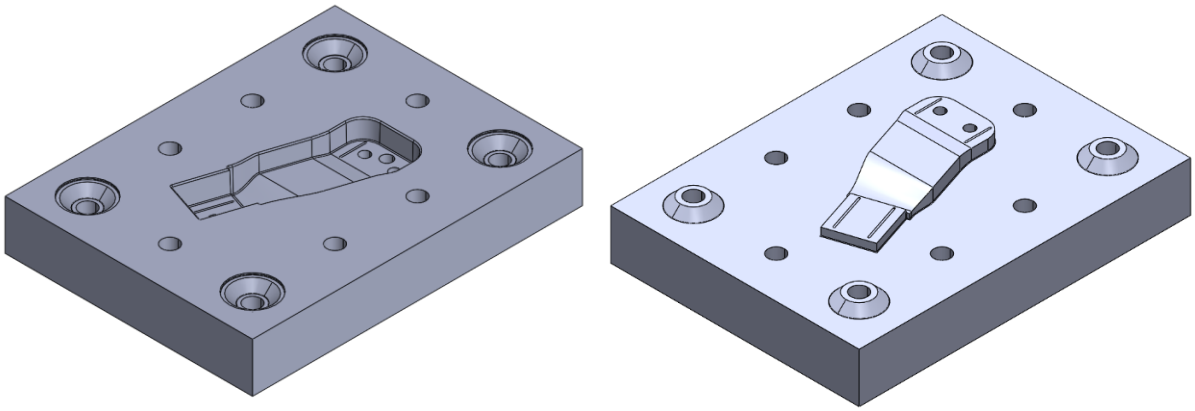


Figura 70: Stampo femmina (sx) e maschio (dx) flexure lower front

Tutti gli stampi presentano le seguenti caratteristiche:

- Materiale: Alluminio
- N.4 coni di centraggio, con lavorazioni di testa e di fondo per evitare interferenze. Non sono quindi necessarie spine di centraggio.
- N.10 fori di serraggio, diametro Φ10.5mm.
- N.2 fori di estrazione M8, ricavati sullo stampo femmina.
- N.2 fori passanti Φ6mm, con sede per boccole di foratura ricavata sullo stampo maschio.
- Feature lavorate per distanziali di incollaggio.
- Facce normali al piano di split sformate di 1,5°.
- Spessore generale per stampo di 30mm.

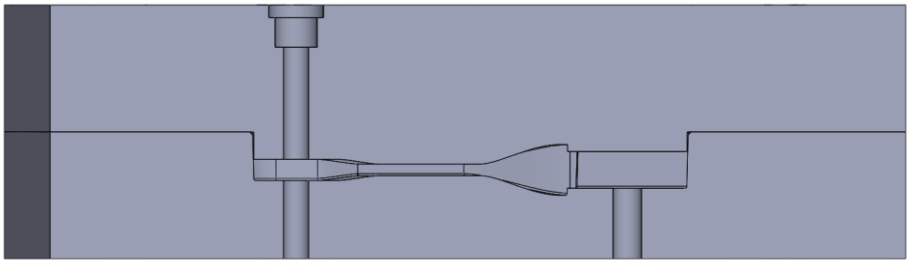


Figura 71: Sezione stampo

4.1.2 Produzione

Come accennato nei paragrafi precedenti, la produzione delle flexure è una delle sfide più complesse del progetto, trattandosi di una tecnologia mai impiegata in precedenza dal team.

La laminazione viene svolta secondo la seguente procedura:

- Preparazione degli stampi con schotch brite, pulizia e applicazione distaccante.
- Inserimento viti M8, correttamente ingrassate, nei fori di estrazione.
- Stuccatura dei fori a contatto con la geometria.
- Laminazione delle ply secondo plybook, su stampo femmina, effettuando 20 minuti di compattazione con sacco a vuoto ogni 2 ply intere.
- Compattazione finale di 30 minuti.
- Chiusura stampi.
- Inserimento e serraggio viti M10 propriamente ingrassate.
- Cottura in autoclave con sacco a vuoto, 135°@2h 6 bar.
- Rimozione stampi a fine ciclo, senza attendere il raffreddamento (per evitare cicli termici sulla flexure e facilitare l'estrazione).
- Foratura dei fori safety pin a stampi ancora chiusi.
- Rimozione delle viti M10 ed M8.
- Separazione stampi ed estrazione componente in contemporanea, sfruttando N.2 viti M8x50 ingrassate.
- Sbavatura componente.

A seguire alcune immagini relative ai passaggi del processo di laminazione:

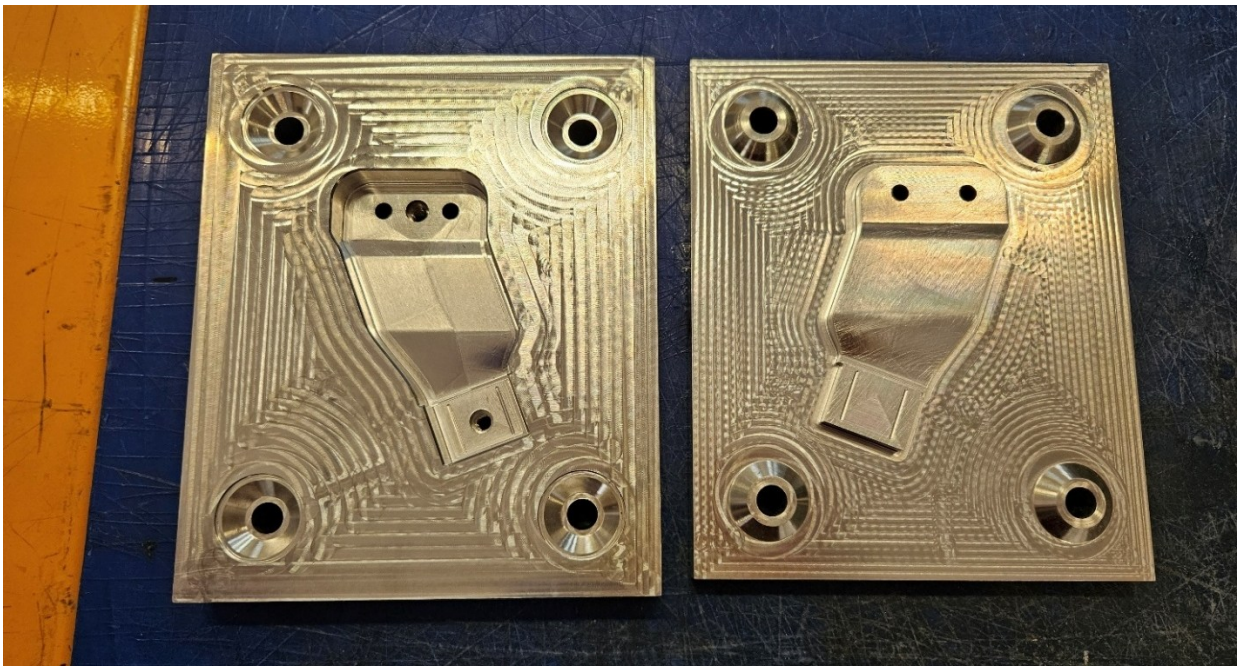


Figura 72: Stampo appena realizzato



Figura 73: ply flexure pre-laminazione

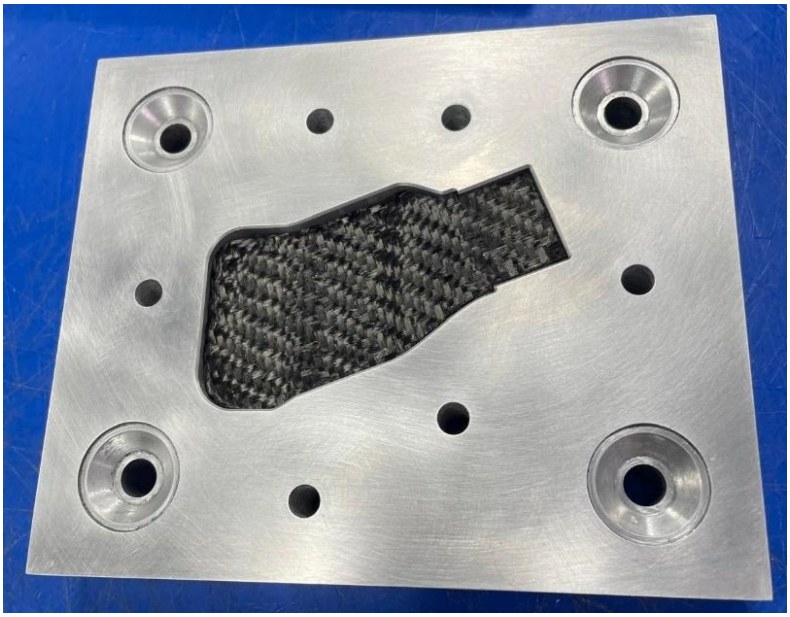


Figura 74: Ply laminate all'interno dello stampo

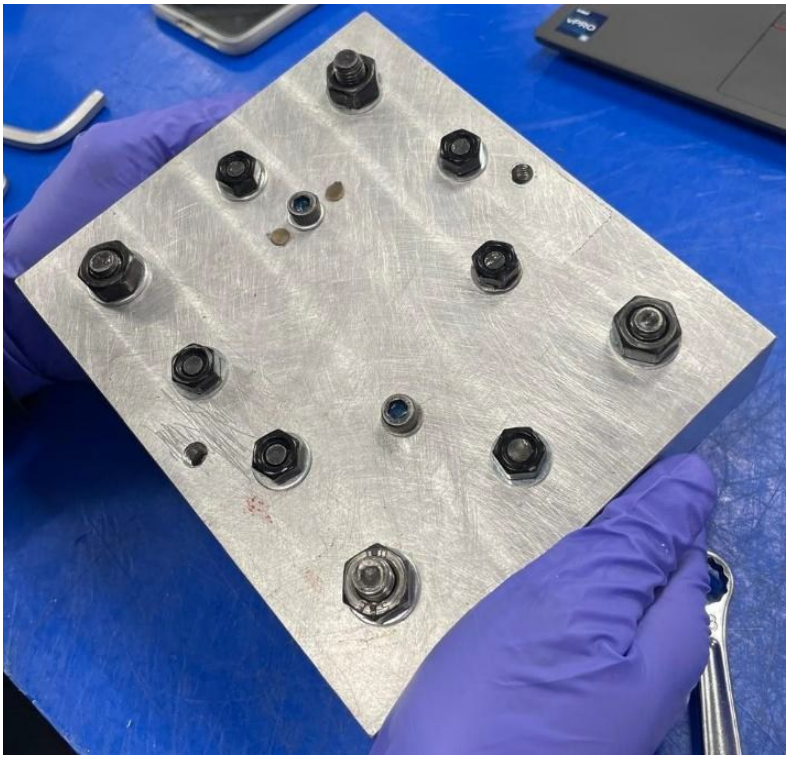


Figura 75: Stampo chiuso



Figura 76: Foratura sedi safety pin

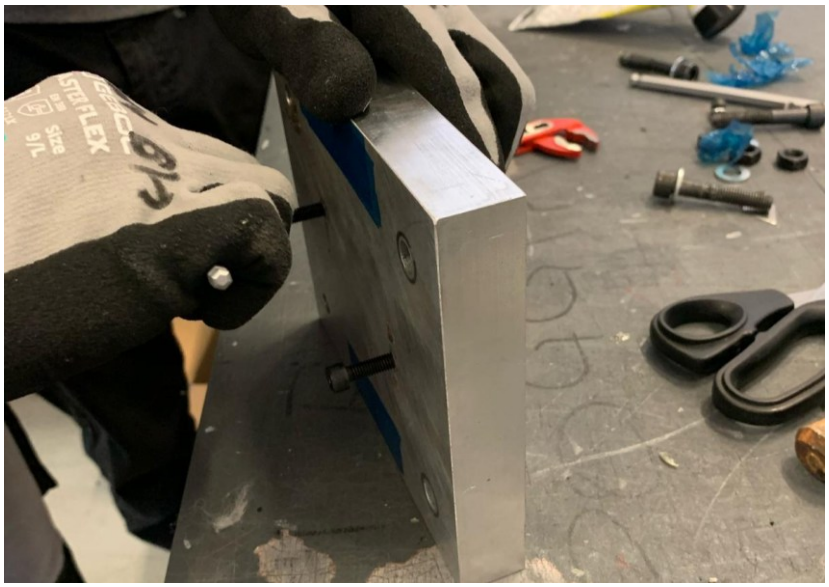


Figura 77: Estrazione flexure



Figura 78: Prima flexure estratta e rifilata

4.1.3 Problemi riscontrati e risoluzione

Le prime flexure laminate sono state sezionate, in diversi punti, al fine di valutarne la compattazione. Sono risultate subito evidenti delle grosse porosità, dovute alla non corretta compattazione delle ply (Figura 79);



Figura 79: Sezione di flexure con porosità

Le porosità sono presenti su tutta la sezione, i problemi di compattazione non sono quindi localizzati. Rianalizzando il metodo produttivo, risulta evidente che lo stampo si chiude in maniera completa prima della cottura del materiale e questo non dovrebbe essere possibile dato che la resina in questa fase è ancora estremamente viscosa.

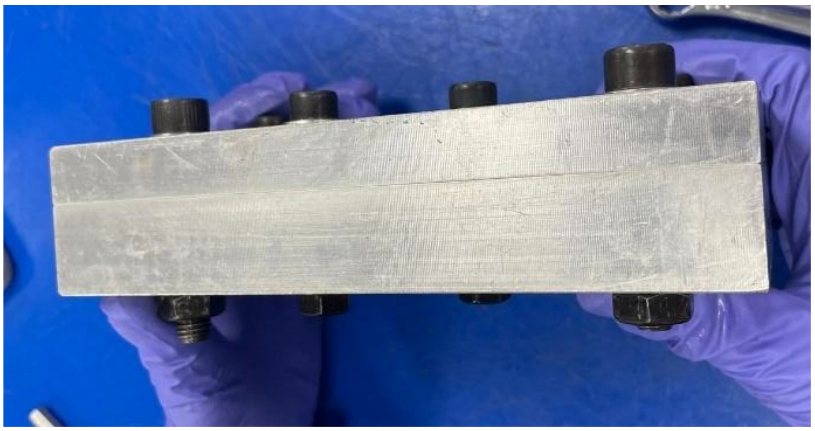


Figura 80: Stampo chiuso precottura

Si procede quindi iterativamente, aggiungendo alla laminazione due ply complete in direzione 45°, ma alla laminazione successiva si riscontrano nuovamente delle porosità.

Aggiungendo infine una ulteriore ply a 0° a metà laminazione, i problemi di porosità vengono così risolti.



Figura 81: Sezione di flexure senza porosità

Il laminato strutturale definitivo è quindi composto di 17 ply rispetto alle 14 ricavate dalle simulazioni, nel seguente ordine:

(45°- 0° - 0° - 0° - 45° - 0° - 0° - 45° - 0° - 45° - 0° - 0° - 45° °- 0° - 0° - 0° - 45°)

Non ci si aspetta un cambiamento di rigidezza, ma solo un aumento di resistenza in quanto:

- Lo spessore della sezione è rimasto lo stesso definito in fase di design.
- Le ply a 45° aggiuntive non aumentano la rigidezza in quanto non hanno fibre in direzione della sollecitazione flessionale.
- La ply a 0° aggiuntiva si trova sul piano di mezzeria, risultando anche in questo caso ininfluente nei confronti della rigidezza.

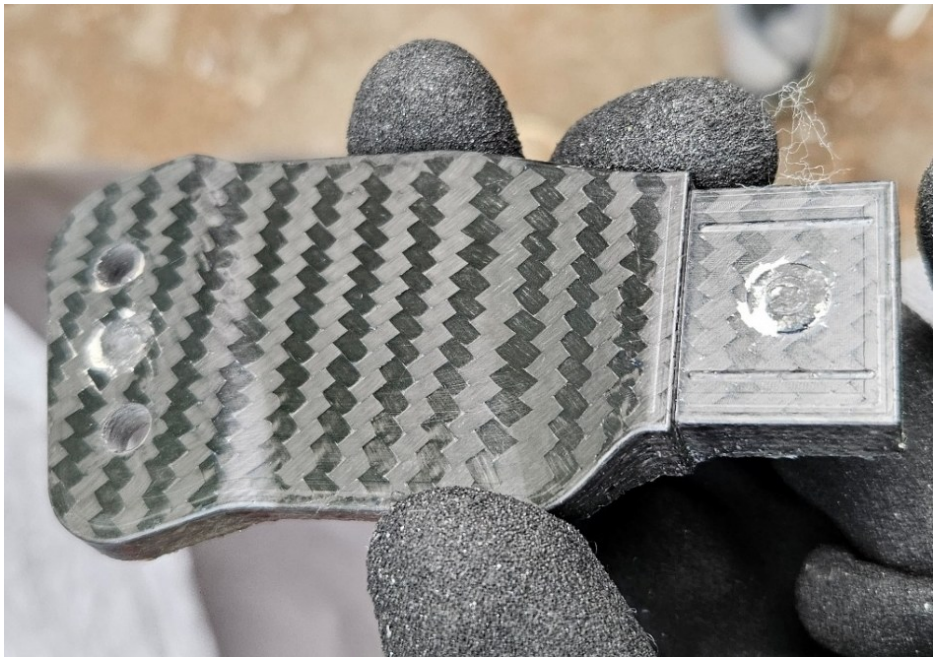


Figura 82: Flexure correttamente compattata

4.2 Tubi

La laminazione dei tubi si realizza su di un mandrino maschio. La decisione di uno stampo maschio è dettata dalla necessità di avere delle dimensioni controllate per le zone di incollaggio.

I mandrini sono realizzati in alluminio e rivestiti con del nastro PTFE "Tooltec" per agevolare l'estrazione del tubo, il rivestimento viene applicato con estrema cura per evitare la formazione di bolle o geometrie che renderebbero più complessa l'estrazione. Le dimensioni del mandrino sono così definite:

	LOWER		UPPER	
External Dimensions	30	[mm]	30	[mm]
	12	[mm]	10	[mm]
Lamination Thickness	1,51	[mm]	1,29	[mm]
Tooltech Thickness (2 layers)	0,175	[mm]	0,175	[mm]
Moulds Dimensions	26,63	[mm]	27,07	[mm]
	8,63	[mm]	7,07	[mm]

Tabella 14: Dimensioni stampi tubi

Inoltre, gli spigoli dei tubi presentano un raccordo R2 per agevolare la laminazione e ridurre eventuali punti critici nella sezione.



Figura 83: Stampi rivestiti con Tooltec

La laminazione è indicata nel Paragrafo 3.9, Tabella 6. È necessario prestare particolare attenzione alla stesura delle ply cercando di evitare sovrabbondanza di materiale, che genererebbe grinze nella sezione esterna.



Figura 84: Fogli di "carta spagna" utilizzati come controstampi

Una volta terminata la laminazione è necessario isolare il materiale stendendo uno strato di separatore lucido, e applicando sopra al separatore un foglio di carta spagna dallo spessore di 0,2mm per ogni faccia è possibile controstampare le facce principali del tubo, ottenendo un buon risultato estetico.



Figura 85: Tubo e flexure accoppiati

4.3 Incollaggio

Il processo di incollaggio si svolge in due fasi:

- Prima fase: Incollaggio piastrine outboard, tubi e flexure tramite jig.
- Seconda fase: Incollaggio piastrine inboard e spine di sicurezza su flexure.

Tutte le superfici di incollaggio dei componenti CFRP sono abrase utilizzando carta vetrata grana 80 in moto alterno a ±45° e 90° rispetto alla direzione del carico, fino ad ottenere una superficie uniformemente opaca, dopodiché sono accuratamente pulite e sgrassate con acetone.

Le superfici di incollaggio dei componenti in metallo sono invece sabbiate. L'adesivo è applicato ad entrambe le superfici da accoppiare, così da garantire la penetrazione del composto nella struttura appena ricavata sui componenti. Si utilizza il LOCTITE EA9394 AERO.

4.3.1 Prima fase

Il jig di incollaggio si presenta come una piastra di acciaio inox dallo spessore di 5mm tagliata al laser. Presenta le forature sia per il braccetto superiore che per il braccetto inferiore, in questo modo è possibile incollare, in una cottura sola, un braccetto da un lato della piastra ed uno sul lato opposto.

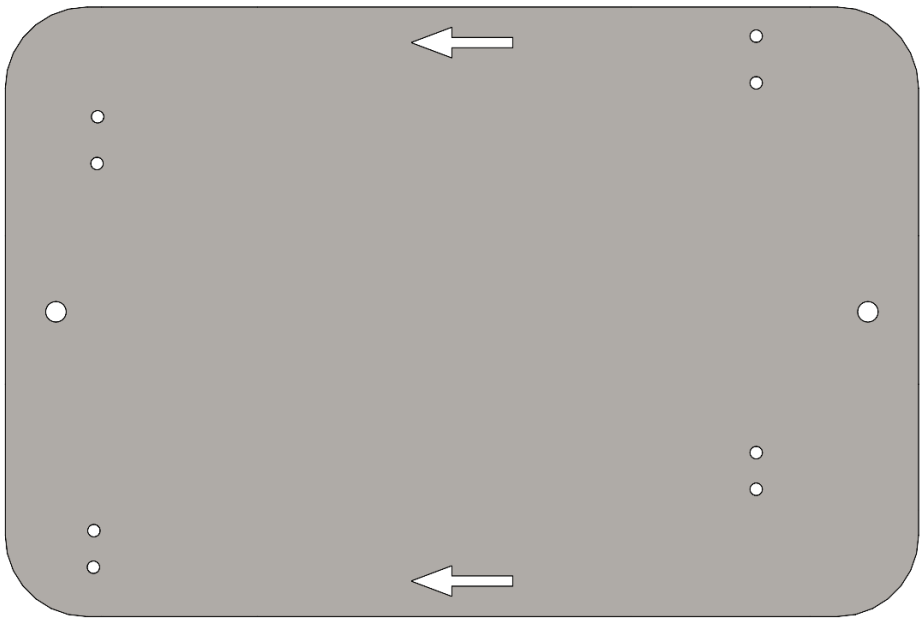


Figura 86: Piastra base jig di incollaggio

I fori di riferimento sono utilizzati per riferire, tramite viti rettificate, il punto cinematico della piastrina outboard (foro da Φ12mm) ed i fori safety pin delle flexure (2 fori da Φ6mm per ogni flexure). Per ottenere le quote necessarie ad incollare il braccetto sul piano corretto, si sfruttano degli appositi distanziali realizzati in alluminio (Figura 87).

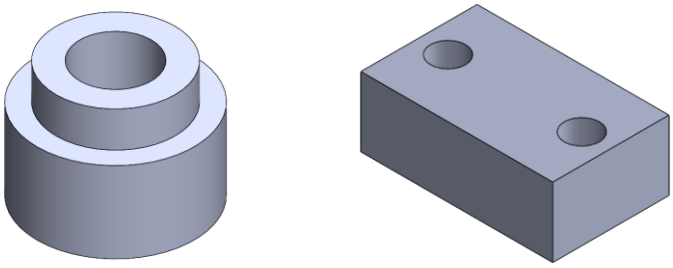


Figura 87: Distanziali

Una volta rivestite le superfici da mantenere pulite e applicato l'adesivo i particolari sono accoppiati tra loro e inseriti nel jig, dopodiché' le viti vengono serrate.

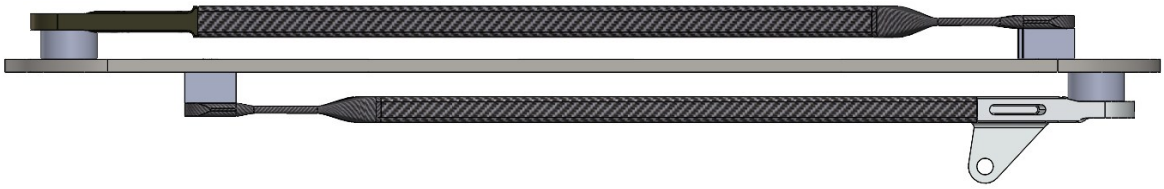


Figura 88: Vista laterale a CAD jig con braccetti in fase di incollaggio

Una volta montati entrambi i braccetti sul jig e serrati, viene effettuato un primo ciclo di cura a 80°C della durata di 1 ora.

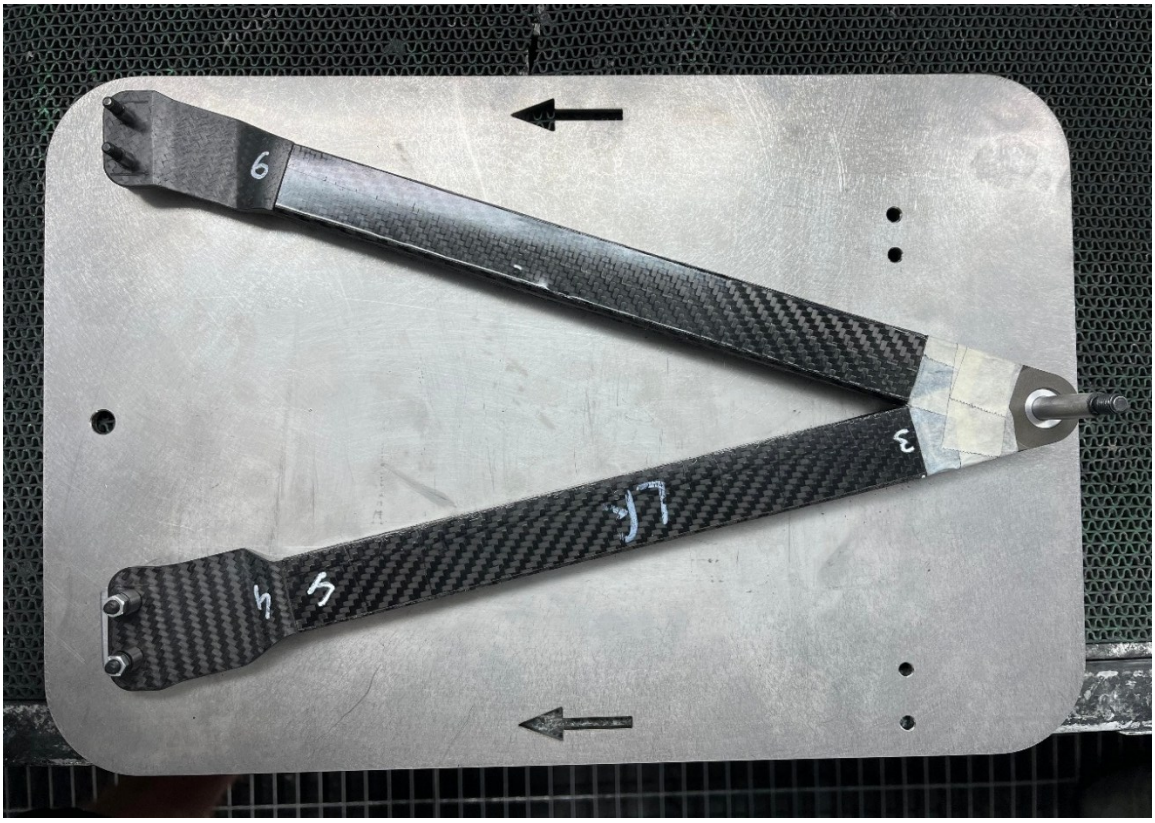


Figura 89: Braccetto lower in fase di incollaggio

La fase 1 si conclude con lo smontaggio dei braccetti dal jig di incollaggio.

4.3.2 Seconda fase

Durante la fase due si incollano le singole piastrine inboard (lato telaio) sulle singole flexure, prestando particolare attenzione al senso di montaggio e avendo cura di seguire nuovamente le procedure indicate nell'introduzione del Paragrafo 4.3.

Notare che è necessario preinserire la vite nella posizione indicata in Figura 90 sul braccetto superiore, in quanto per pochi mm questa non è inseribile o removibile post-incollaggio.

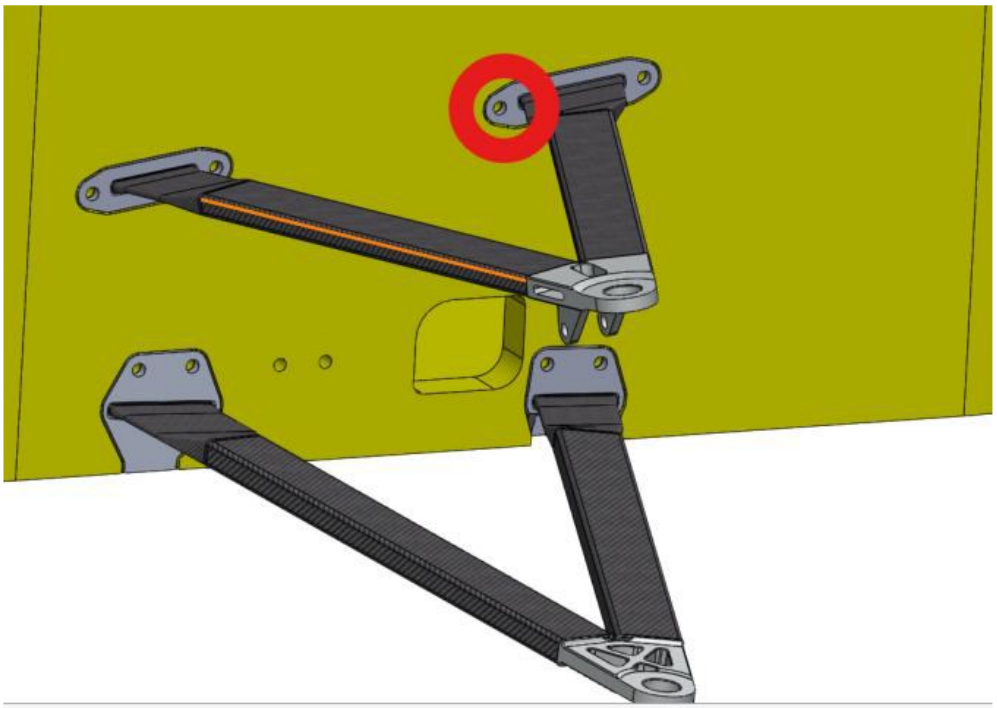


Figura 90: Posizione vite da inserire pre-incollaggio

Una volta posizionate le piastrine sulle flexure si montano le spine di sicurezza, facendo attenzione a selezionare quelle corrette per le singole piastrine. Queste garantiscono il posizionamento della piastrina, quindi, non sono necessari jig di incollaggio.

Una volta finito il processo si esegue un altro ciclo a 80°C della durata di 1 ora. È ora possibile rimuovere il nastro protettivo.

4.4 Cianfrinatura snodi sferici e risultato

Una volta completato il processo di incollaggio è necessario cianfrinare gli uniball all'interno della propria sede tramite l'utilizzo di specifici utensili.



Figura 91: Braccetti post incollaggio

La forza di cianfrinatura in pressa deve essere compresa tra 30 e 35kN, per evitare di deformare la ralla esterna dell'uniball o di non avere un accoppiamento adeguato. È inoltre aggiunto, in fase di accoppiamento, del bloccante assiale LOCTITE 638 per garantire la compensazione di eventuali giochi radiali.

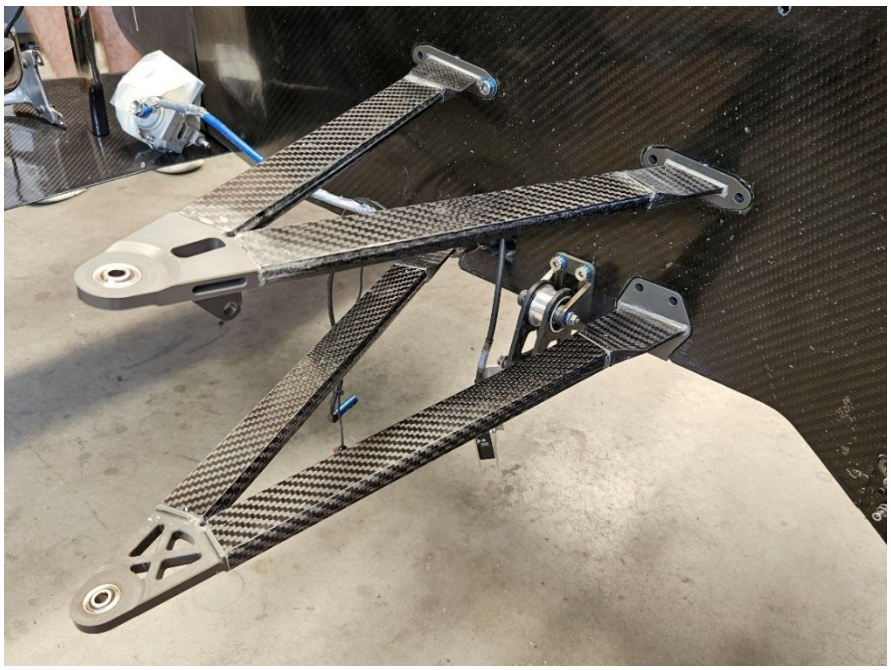


Figura 92: Braccetti post cianfrinatura uniball, primo test fit in vettura

5. Testing

Nel seguente paragrafo sono elencati i test effettuati sui componenti al fine di valutarne la resistenza e per poter validare i modelli FEM.

La macchina di test è una macchina servo-idraulica MTS 858 Mini Bionix II che permette in contemporanea una attuazione lineare, fino a 15kN e 100mm di displacement e una attuazione rotativa fino a 120Nm e 180° di campo di rotazione.

5.1 Definizione casistiche di test

Al fine di validare il progetto, si svolgono tre tipologie di test, su due differenti attrezzature:

- Test a fatica: volto puramente a validare la resistenza a fatica della singola flexure.
- Test di rigidezza: utile a caratterizzare il modello FEM.
- Test cinematico: al fine di caratterizzare il comportamento cinematico del braccetto.

Queste prove finalizzano il progetto.

5.2 Test a fatica

La resistenza a fatica di un componente in composito è una caratteristica, ad oggi, difficile da valutare e prevedere; questo è dovuto al fatto che non esistono studi o teorie che relazionino l'entità delle tensioni sul componente ad una durata in numero di cicli, considerando soprattutto che un composito è, per sua natura, composto di materiali differenti, che presentano differenti caratteristiche di rigidezza e resistenza.

Alcune indicazioni possono essere trovate all'interno del libro "FIBER REINFORCED COMPOSITES Materials, Manufacturing, and Design, Third Edition" [1] in merito alla resistenza a fatica. Si afferma in particolare che: "Il valore di resistenza a taglio inter laminare, dopo 10^6 cicli, misurato a 90°C, è pari al 45-50% della resistenza originale".

Va inoltre specificato che le flexure devono resistere anche a cicli di fatica flessionali, oltre che di ILS; Per questa casistica il libro citato non fornisce alcuna informazione utile, ed è quindi necessario effettuare dei test di validazione.

Questo tipo di prova servirà a garantire la resistenza del componente per l'utilizzo in vettura, ma i risultati non saranno utili in termini di validazione modelli.

L'attrezzatura è progettata per essere estremamente semplice da realizzare e affidabile nella sua costruzione, sono utilizzate N.2 molle elicoidali per l'applicazione del carico assiale sulla flexure, e tramite un sistema biella manovella si trasforma l'attuazione rotativa della macchina in un movimento lineare parallelo al terreno, senza vincolare la traiettoria del braccetto.

Uno studio interno delle telemetrie riporta, nel corso di 1 anno di competizione, circa 2000 eventi di frenata oltre i 2g di decelerazione, questi si svolgono mediamente in 3 gare e 10 test. Frenate di questa entità, come visto nei paragrafi precedenti, causano sulla flexure più caricata a compressione, un caricamento appena sotto gli 8kN.



Figura 93: Test rig per cicli a fatica

Il rig è così costruito:

- N.2 molle elicoidali, con rigidezza ***k*** = 120 N/mm.
- N.2 barre filettate M12, utili al precarico delle molle.
- Meccanismo biella-manovella, collegato alla parte superiore del rig.
- Flexure lower-rear, la più caricata a compressione, incollata al rispettivo tubo.

Per calcolare di quanto andranno precaricate le molle per ottenere il carico desiderato, è sufficiente calcolare:

$$n = \frac{P - L_s}{k * p} \tag{39}$$

Dove:

- ***n*** : numero di giri da applicare al dado per ottenere il precarico desiderato.
- ***P*** : precarico desiderato.
- $\boldsymbol{L_s}$: precarico statico, ossia il valore di forza che la molla applica a ΔL infinitesimo.
- ***k*** : rigidezza della molla.
- ***p*** : passo della vite.

Vista la presenza di 2 molle, il precarico da applicare sarà quindi di 4000N per ogni molla, che considerando un precarico statico L_s = 710N, una rigidezza k = 120 N/mm ed un passo vite p=1,75mm, restituisce un n pari a 15,66.

Il displacement all'asse ruota virtuale è invece impostato a ±25mm e la frequenza di oscillazione è pari a 3Hz.

Sono svolti un totale di 2 test, il primo a precarico crescente, per assicurare una solidità del componente in fase di test, ed un secondo a precarico fisso ed alto numero di cicli, il vero e proprio test a fatica. In particolare:

La tabella a seguire riporta il carico ed i cicli per la prima fase di test

FIRST TEST	
LOAD [N]	CYCLES
1000	423
3000	2255
5000	3000
8000	5039
TOTAL NUMBER OF CYCLES	10717

Tabella 15: Cicli effettuati sul primo provino

Dopo questo primo test, è stato rimosso il precarico dalle molle, smontandole completamente, e si è aumentato il displacement fino alla rottura della flexure, per avere un riferimento di rottura a puro carico flessionale.

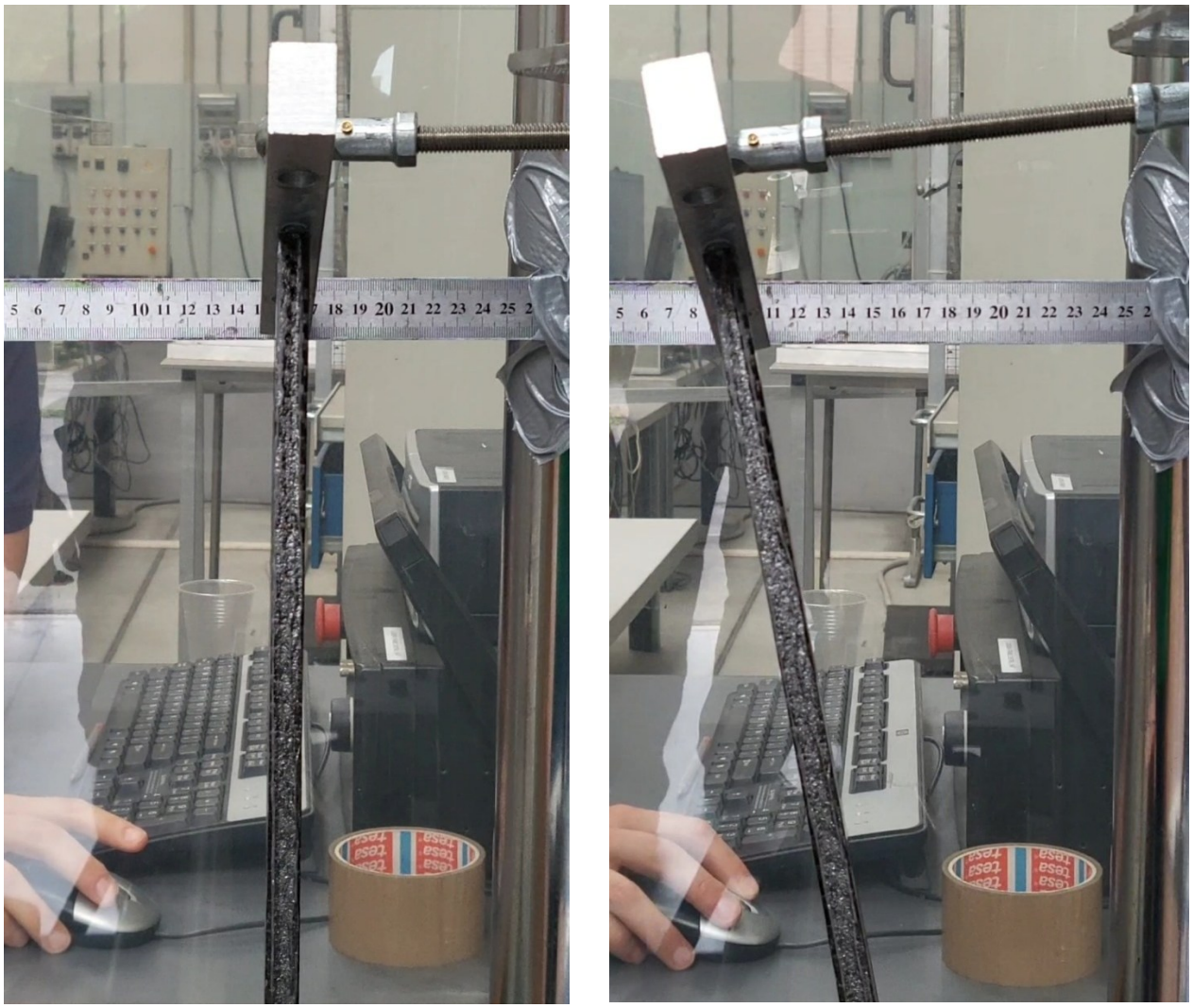


Figura 94: Misurazione fisica della deformazione

Il parametro di rottura è stato quello di ascoltare accuratamente eventuali rumori durante la prova. Appena avvisato un suono proveniente dalla flexure il test si è fermato, restituendo un displacement al rig pari a 68 mm.

Il secondo test, svolto su di un secondo provino, prevede invece l'applicazione del carico di 8000N fin dal primo ciclo, ed una durata di 50000 cicli, con gli stessi parametri precedentemente elencati (displacement a centro ruota virtuale pari a ±25mm, frequenza 3Hz).

Dato che dopo 50000 cicli non si erano ancora verificati difetti o rotture, si è proceduto con la rottura, anche in questo caso, per deformazione senza carico assiale raggiungendo un displacement misurato di 60 mm.

Visti gli ottimi risultati nei due test le flexure possono essere montate in vettura.

5.3 Test di rigidezza e cinematico

Per questi test viene progettato un rig che permetta di controllare tramite la pressa sia la deformazione flessionale che il caricamento sul braccetto, rendendo possibile lo svolgimento anche di test dinamici.

5.3.1 Design attrezzatura

Per poter caricare e deformare il braccetto come desiderato, è necessario applicare le forze in direzioni e piani differenti tra loro, questo genererebbe sulla macchina delle reazioni vincolari (forze e coppie) che potrebbero metterne in crisi la struttura. Per ovviare a questo problema, i carichi vengono simmetrizzati montando due braccetti sull'attrezzatura, in maniera speculare.

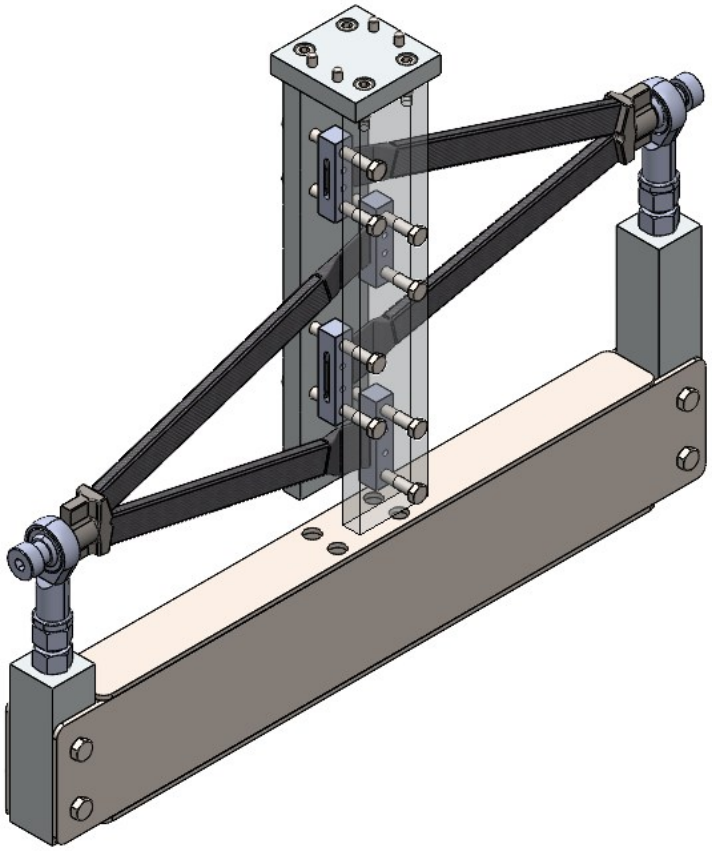


Figura 95: CAD attrezzatura di prova

Per sfruttare al meglio le capacità della pressa sono montati sull'attrezzatura due braccetti inferiori, i più sollecitati, ai quali è applicato il carico più critico (ossia il braking) tramite l'attuazione assiale della pressa. Il loro posizionamento è deciso in base all'asse cinematico teorico, che si trova coassiale all'asse di rotazione della pressa. Per ottenere quest'ultima caratteristica in particolare è necessario sfalsare verticalmente i braccetti per evitare collisioni tra gli stessi.

Immaginando di avere degli snodi sferici al posto delle flexure, la distanza tra il punto cinematico outboard e l'asse di rotazione del braccetto non cambia mai, mentre con le flexure questo comportamento è non determinato / è sconosciuto. Le estremità dei braccetti riportano quindi una vite rettificata, che effettua un accoppiamento libero assialmente con un uniball M20; questo permette di avere un grado di libertà e non ipervincolare l'assieme.

L'entità dei carichi è ricavabile dal Paragrafo 3.10.2 in Figura 45, e va raddoppiata per via del doppio braccetto. Assialmente dovranno essere applicati quindi (2*4718N) 9436N.

Sono progettati e realizzati un totale di sette componenti:

- Traversa inferiore.
- N.2 Colonnette laterali.
- Inserto adattatore per braccetto.
- N.2 Colonne verticali.
- Blocchetto superiore.

Trattandosi di un'attrezzatura di prova i componenti sono tutti estremamente sovradimensionati rispetto ai carichi e solo le componenti più critiche sono verificate a rigidezza o a resistenza, in particolare:

5.3.1.1 Traversa inferiore

Il componente deve essere sufficientemente rigido da evitare deformazioni, che causerebbero un comportamento indesiderato del rig. In particolare, la deformazione limite in estremità alla trave è impostata a 0,2 mm. La trave è uno scatolato rettangolare, di dimensioni esterne 130x60mm costruito saldando N.4 piastre ricavate da taglio laser dallo spessore di 5mm. I calcoli sono impostati simulando una trave su due appoggi e carico puntuale al centro della sua lunghezza.

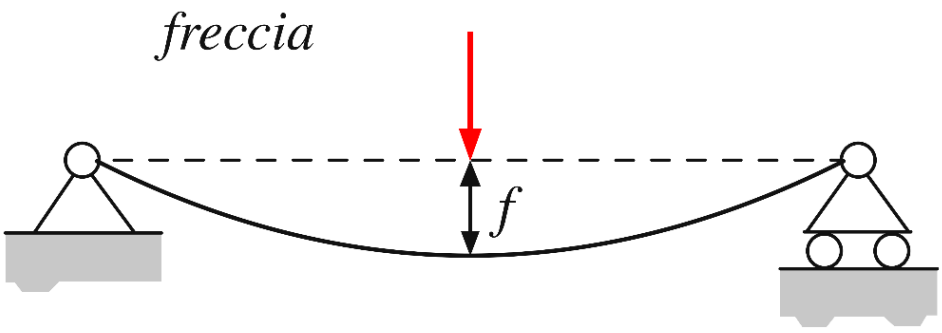


Figura 96: Schema trave su due appoggi

La freccia "f" si calcola come [6]:

$$f = \frac{P * L^3}{48 * E * I} = \frac{9436 * 711{,}4^3}{48 * 210000 * 3785000} = 0{,}089mm \qquad (40)$$

Dove:

- ***P*** : Carico da applicare, pari a 9436N.
- ***L*** : Distanza tra i vincoli (nel caso del jig, il centro uniball), pari a 711,4mm.
- ***E*** : Modulo di Young, per l'acciaio pari a 210GPa.
- ***I*** : Momento d'inerzia della sezione analizzata (130x60x5) che si calcola come:

$$I = \frac{B * H^3 - b * h^3}{12} = \frac{60 * 130^3 - 50 * 120^3}{12} = 3785000mm^4 \qquad (41)$$

La sezione rispetta quindi i parametri imposti.

5.3.1.2 Inserto adattatore per braccetto

Viene quindi progettata una piastrina che, interfacciandosi con i tubi, riporti un foro filettato ed un piano per il montaggio della vite rettificata.

Per esigenze di manufacturing il componente è realizzato in additive, più precisamente in Ti6Al4V per LPBF (Laser Powder Bed Fusion) ed è quindi sovradimensionato in termini di tensioni.

La geometria presenta delle superfici piane per l'afferraggio in fresa, considerato che il foro filettato e la spianatura andranno realizzati per asportazione di truciolo. Il foro filettato ha una profondità utile di 25mm.

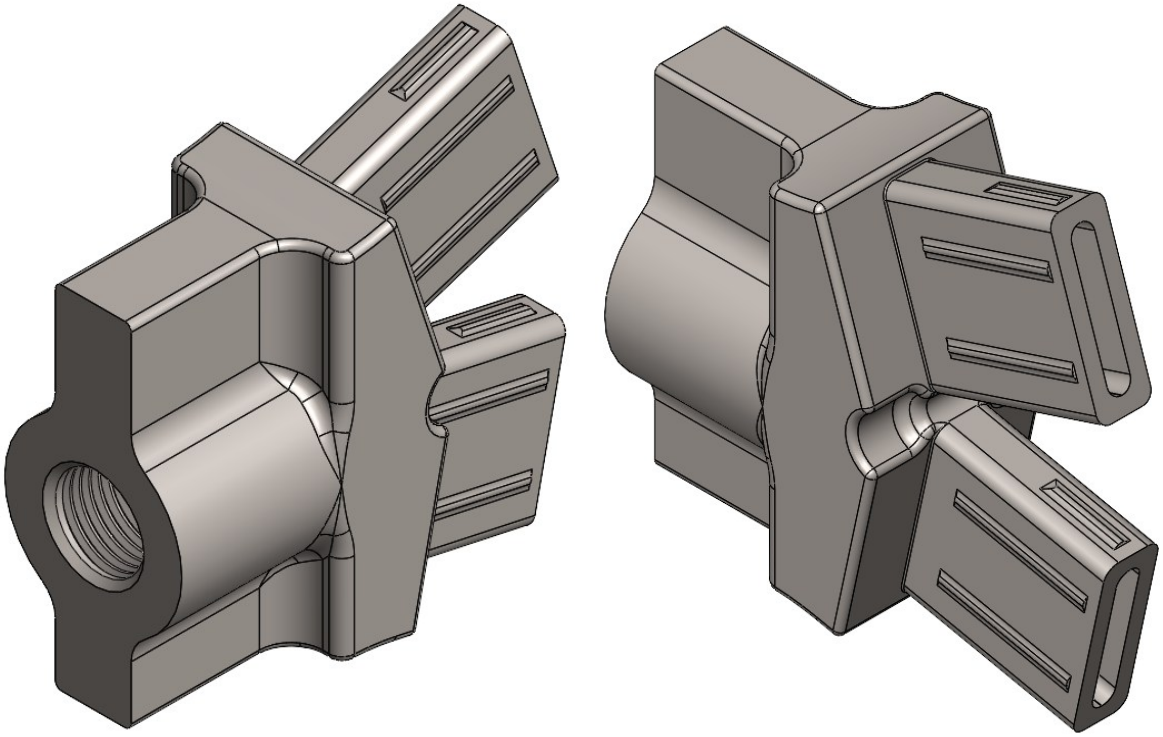


Figura 97: Piastrina "outboard" modificata

5.3.1.3 Vite rettificata

La vite è l'unico componente che viene verificato a resistenza, la sua dimensione è determinata dalle attrezzature disponibili nel laboratorio universitario (in particolare i maschi per filetti arrivano a M20x1.5). Quindi l'uniball più grande utilizzabile è di dimensione M20.

Un uniball M20 presenta un diametro interno sfera pari a 20mm ed una vite rettificata commerciale diametro 20 mm presenta una filettatura M16.

La verifica da effettuare è a momento flettente e per rendere più critico il processo, si verifica la sezione sul diametro minore, che nel caso della vite, è il diametro di scarico filettatura, pari a 13 mm. Il braccio è pari a 15,5 mm e la verifica si svolge considerando la vite come una trave incastrata nella piastrina.

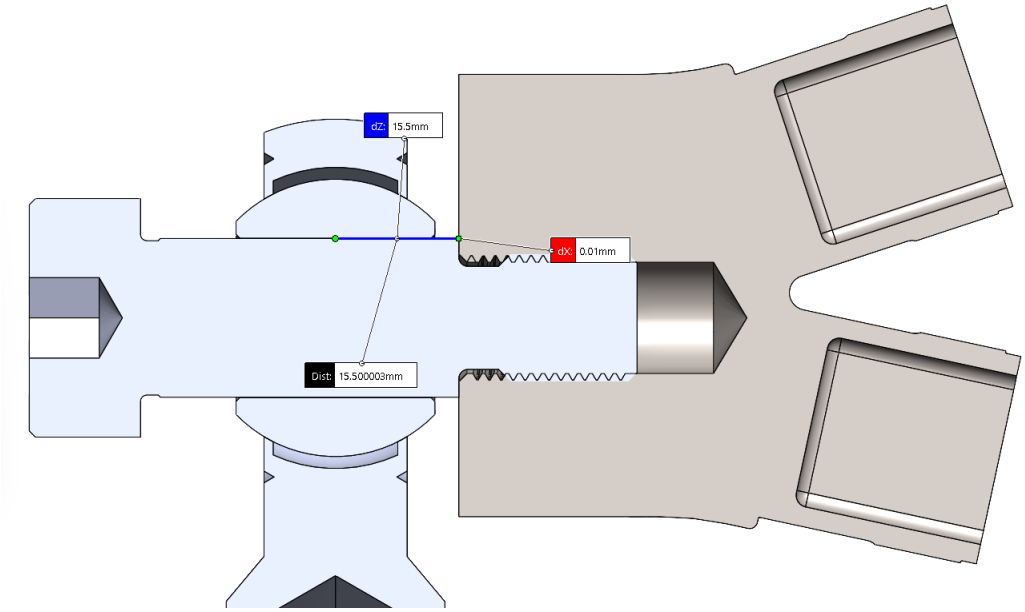


Figura 98: Montaggio vite e misurazione braccio

La vite è in acciaio classe 12.9, presenta quindi un valore minimo di $Rp_{0,2}$ = 1080MPa.

La verifica a momento flettente si svolge come [6]:

$$\partial_{max} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{P * b}{\frac{\pi * d^3}{32}} = \frac{4718 * 15{,}5}{\frac{\pi * 13^3}{32}} = 339MPa \ll Rp_{0,2} \qquad (42)$$

Dove:

- ∂_{max} : Tensione nella sezione analizzata.
- M_f : Momento flettente.
- W_f : Modulo di resistenza a flessione per la sezione circolare piena.
- P : Carico, pari a 4718N.
- b : Braccio, pari a 15,5 mm.
- d : Diametro della sezione resistente, pari a 13 mm.

La tensione calcolata è molto inferiore al valore di tensione ammissibile del materiale analizzato.

5.3.2 Produzione ed assemblaggio

Viene incollato un nuovo set di braccetti utilizzando le componenti precedentemente descritte. Il processo è lo stesso descritto nel Paragrafo 4.3, ma in questo caso è stato utilizzato il jig di incollaggio solo per fissare le flexure, mentre i tubi sono stati fresati alla lunghezza giusta, garantendo la posizione dell'inserto outboard senza modificare o riprogettare il jig.



Figura 99: Braccetto incollato

Una volta realizzati i braccetti da testare, si assembla il rig:

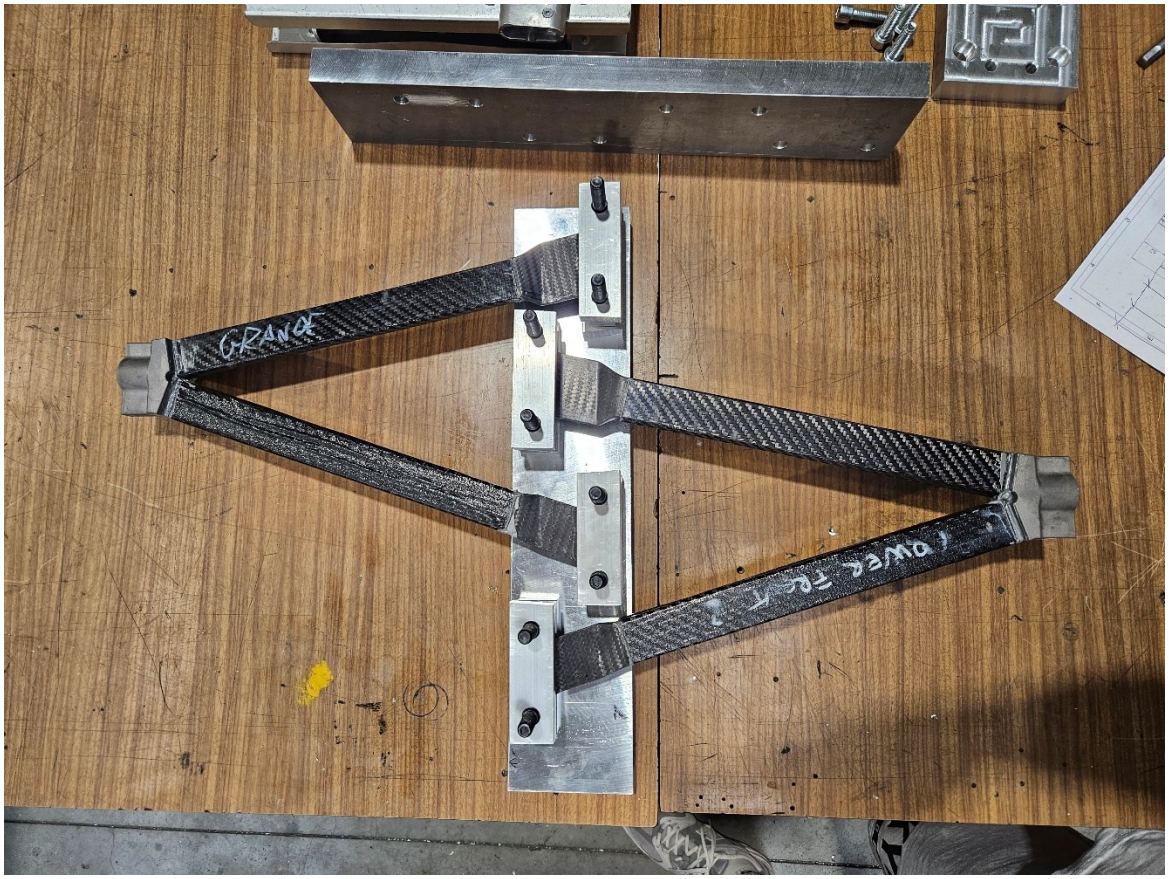


Figura 100: Attrezzatura in fase di assemblaggio

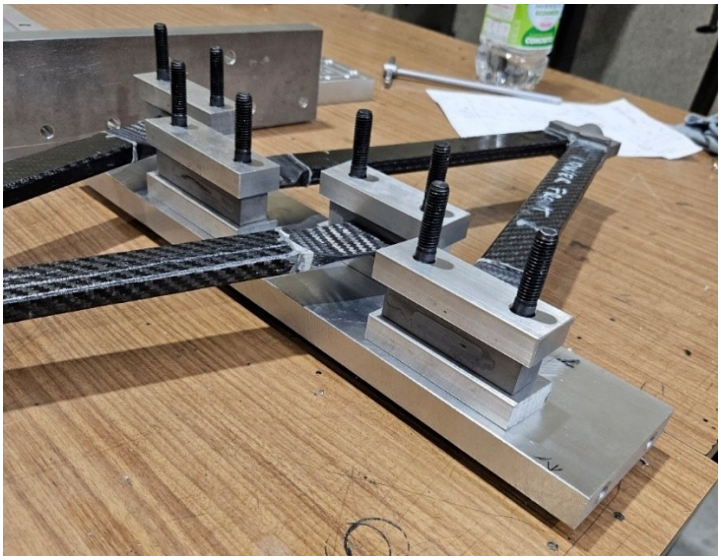


Figura 101: Attrezzatura in fase di assemblaggio, con distanziali

Questo si monta poi in pressa, finalizzando l'assemblaggio



Figura 102: Attrezzatura montata in pressa

Notare che la traversa è stata montata sul lato inferiore della macchina, collegata alla cella di carico. Sul lato superiore, dove è presente la flangia attuatore, è invece collegata la colonna. Questo si fa al fine di evitare di stressare la macchina con momenti inerziali troppo elevati.

5.3.3 Prova

Le prova da effettuarsi prevede la misura della rigidezza, al fine di fornire alla divisione di dinamica un valore "***k***" affidabile da poter inserire nei modelli e caratterizzare al meglio le flexure.

Viene quindi imposta una deformazione angolare pari a ±3° attorno all'asse cinematico, con legge sinusoidale, equivalente ad un displacement a centro ruota di ±19,54mm. Questa restituisce un grafico di coppia rapportato allo spostamento angolare:

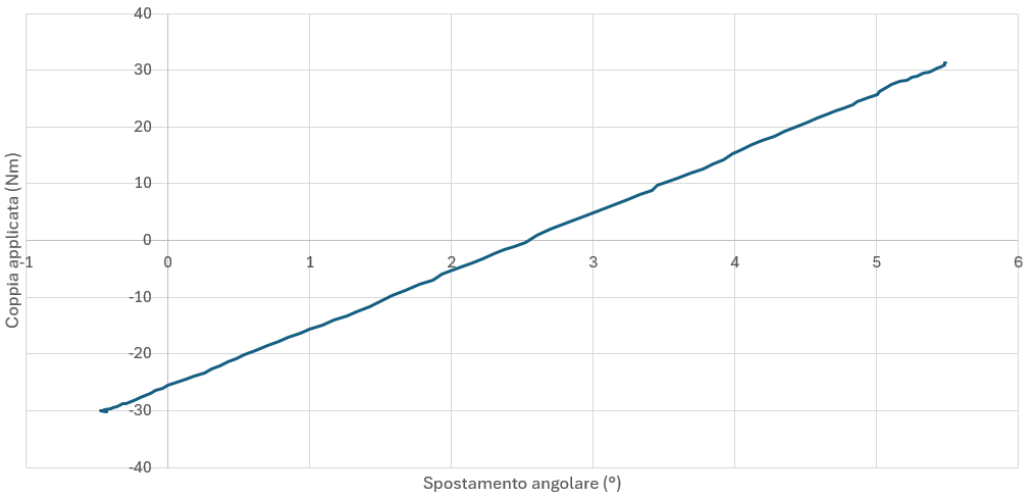


Figura 103: Grafico coppia - spostamento angolare

Si rileva, mediamente, una coppia di 30 Nm per displacement di 3°. L'asse dello spostamento angolare non viene intersecato sullo 0 in quanto è stato necessario un offset per azzerare la coppia in lettura alla cella. È stato inoltre montato un comparatore in testa alla vite rettificata, al fine di misurare eventuali spostamenti del punto cinematico. Questo spostamento misurato determina la differenza cinematica che esiste tra un braccetto snodi sferici ed il braccetto flexure.

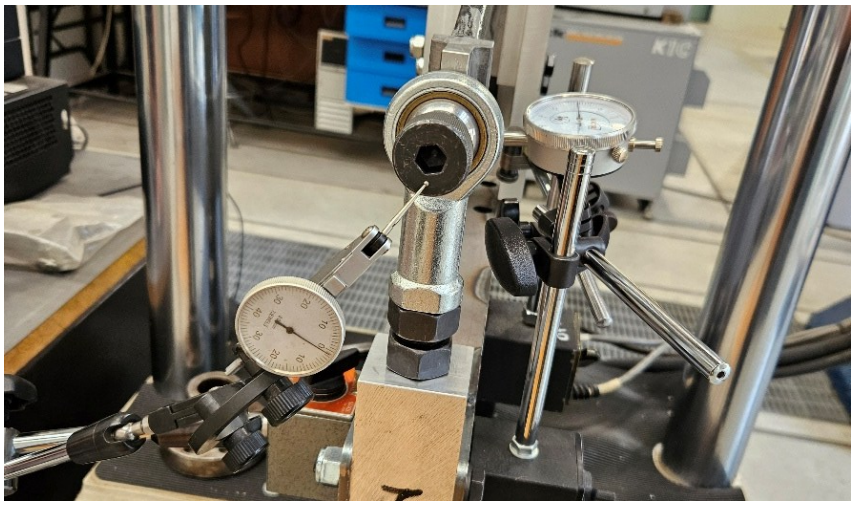


Figura 104: Misura spostamento punto cinematico con comparatore

Le letture durante le prove non superano i 0,02 mm (simmetrici), indicando un'ottima riproducibilità cinematica da parte del braccetto. Questa considerazione è importante perché permette di semplificare le considerazioni cinematiche a seguire, equiparando il comportamento della flexure a quello di uno snodo sferico (nei disegni delle geometrie).

5.3.4 Analisi risultati ed estrapolazione rigidezza

La rigidezza a terra data dai braccetti è ricavabile tramite metodo energetico; infatti, L'energia necessaria ad effettuare un dato wheel travel è pari alla somma delle singole energie necessarie a deformare i due braccetti, fino alla posizione in cui si ottiene il dato wheel travel; [5] Per cui:

$$\left(\frac{F_{b_Sup}}{2} * S_{b_Sup}\right) + \left(\frac{F_{b_Inf}}{2} * S_{b_Inf}\right) = \frac{F_{ruota}}{2} * S_{ruota} \qquad (43)$$

Agli scopi della tesi, vengono fatte delle semplificazioni per il calcolo:

- La rigidezza dei braccetti viene assunta costante (assunzione realistica visto il grafico di rigidezza in Figura 103).
- Le forze agenti sui braccetti non vengono scomposte (errore entro l'1%).
- La traiettoria del braccetto, per il calcolo dell'energia, è considerata lineare.
- La rigidezza angolare del braccetto superiore viene assunta uguale a quella del braccetto inferiore (quella misurata nella prova).

Viene costruito uno schema della sospensione in SolidWorks, al fine di trovare i valori di spostamento dei punti cinematici imponendo una determinata deformazione angolare.

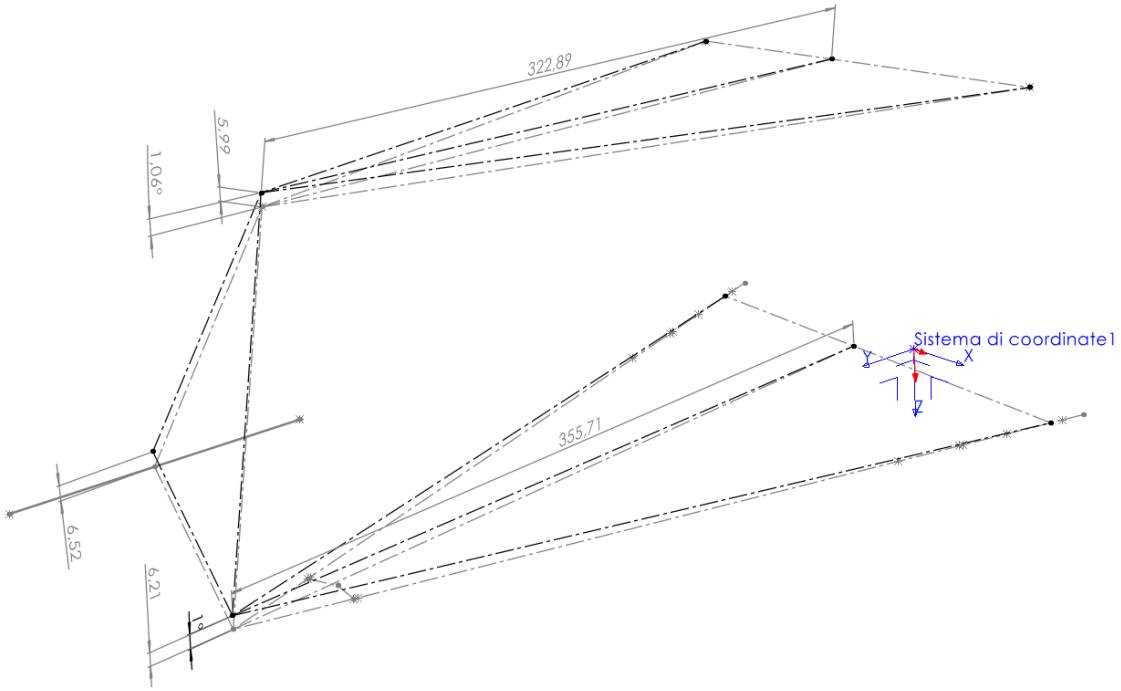


Figura 105: Schema sospensivo

La rigidezza (angolare) del singolo braccetto inferiore è quindi calcolabile come:

$$k_{angolare} = \frac{Coppia\ misurata}{2 * displacement_{angolare}} = \frac{30}{2 * 3} = 5\ Nm/° \qquad (44)$$

Considerando una rigidezza di 5Nm/°, è possibile ricavare le forze applicate alle estremità del singolo braccetto nella condizione in cui si impone, al braccetto inferiore, un displacement di 1° (Come in Figura 105), notare che queste forze hanno direzione normale al piano del braccetto.

Quindi:

$$F_{b_Inf} = \frac{k_{angolare} * displacement_{angolare}}{L_{b_Inf}} = \frac{5000 * 1}{355{,}71} = 14{,}06\ N \qquad (45)$$

Questa forza genera uno spostamento del punto cinematico pari a 6,21mm (da modello SolidWorks).

È quindi subito possibile calcolare la rigidezza propria del braccetto inferiore, misurata al punto cinematico outboard, al fine di paragonarla con il risultato da simulazione FEM, infatti:

$$k_{b_Inf} = \frac{F_{b_Inf}}{S_{b_Inf}} = \frac{14{,}06}{6{,}21} = 2.26\ N/mm \qquad (46)$$

Comparato ai 2,22 N/mm ricavati da simulazione FEM (Paragrafo 3.11.6.1) restituisce un errore pari al +1,8% in più rispetto alla rigidezza calcolata in simulazione.

Se, sulla base del risultato per il braccetto inferiore, si reputano le simulazioni FEM attendibili, allora è possibile ricavare la rigidezza del braccetto superiore correggendo il risultato della simulazione FEM (2,29 N/mm, Paragrafo 3.11.6.1) del fattore ricavato dal confronto effettuato per il braccetto inferiore (+1,8%). Per cui:

$$k_{b_Sup} = k_{b_Sup_FEM} + \left(\frac{1{,}8 * k_{b_Sup_FEM}}{100}\right) = 2{,}29 + \left(\frac{1{,}8 * 2{,}29}{100}\right) = 2{,}33\ N/mm \quad (47)$$

la rigidezza a terra k_{ruota} può essere quindi calcolata, considerando sempre la casistica con 1° di deformazione al braccetto inferiore per ricavare gli spostamenti, utilizzando le rigidezze appena calcolate (k_{b_Inf} e k_{b_Sup}). Ricordando che l'energia calcolata per uno spostamento, sfruttando il parametro di rigidezza, si calcola come:

$$E = \frac{1}{2} k S^2\ (mJ) \qquad (48)$$

Si calcola l'energia necessaria allo spostamento del centro ruota:

$$E_{ruota} = E_{b_Inf} + E_{b_Sup} = \frac{(k_{b_Inf} * {S_{b_Inf}}^2) + (k_{b_Sup} * {S_{b_Sup}}^2)}{2} =$$
$$= \frac{(2{,}26 * 6{,}21^2) + (2{,}33 * 5{,}99^2)}{2} = 85{,}4\ mJ \qquad (49)$$

E di conseguenza la rigidezza:

$$k_{ruota} = \frac{E_{ruota} * 2}{S_{ruota}^2} = \frac{170{,}8}{6{,}52^2} = 4{,}02\ N/mm \qquad (50)$$

5.4 Conclusioni test

La singola flexure ha superato il test di fatica con 2 test subject su 2, validandola per l'utilizzo in vettura.

La rigidezza misurata del braccetto inferiore, comparata a quella simulata da FEM, riporta un errore di +1,8%, questa differenza può nascere dal fatto che, mentre il modello è stato simulato con 11 ply (con la laminazione indicata in Tabella 11 Paragrafo 3.11.3), il componente testato realmente presenta un laminato da 14 ply (spiegazione al Paragrafo 4.1.3). La posizione in sequenza in cui sono state aggiunte le ply utili a compensare i problemi sorti in fase produzione è stata appositamente scelta per evitare importanti variazioni della rigidezza rispetto al laminato simulato via FEM. La variazione del solo 1,8% può essere considerata come una validazione di questa scelta tecnica.

Svolgendo i calcoli della rigidezza a terra correggendo la rigidezza ricavata da FEM del braccetto superiore del fattore calcolato sul braccetto inferiore, allora si ottiene una rigidezza a terra k_{ruota} pari a 4,02 N/mm.

Secondo le misurazioni effettuate per rilevare gli spostamenti del punto cinematico outboard, si può affermare che la traiettoria seguita da quest'ultimo rispetta in maniera molto fedele (nell'ordine dei centesimi) quella descritta dallo stesso punto di un braccetto con snodi sferici.

6. Conclusioni

6.1 Comparazione pesi

Una volta assemblati e validati i braccetti si effettua una pesatura al fine di confrontare il peso del pacchetto precedente e quello attuale.



Figura 106: Confronto pesi vecchia e nuova configurazione

Le pesate riportano un valore di 1,836kg per il set di braccetti precedenti (effettuato con piastrine a interfaccia telaio nuove) ed un valore di 1,322kg per il set di braccetti flexure.

Il risultato è una riduzione del peso vettura pari a 522g, o il 28,4% in meno rispetto alla configurazione precedente.

6.2 Montaggio in vettura

I braccetti vengono quindi montati in vettura, e corrono con successo le stagioni 2024/25 e 2025/26, senza mostrare cedimenti. La divisione di dinamica compensa la rigidezza aggiunta dai braccetti riducendo di 1 step di rigidezza molle sulla sospensione anteriore.



Figura 107: Braccetti montati in vettura, FSA 2025

6.3 Sviluppi futuri

Sulla base di questo progetto sono possibili una serie di sviluppi:

Design e produzione di un braccetto che integri, nella costruzione, sia la flexure che le funzionalità della piastrina outboard; Ciò permetterebbe di ottenere profili dei tubi più complessi, una riduzione dei pesi dovuta all'eliminazione delle zone di incollaggio, alla conversione dei componenti in metallo con parti in composito, e una costruzione più raffinata.

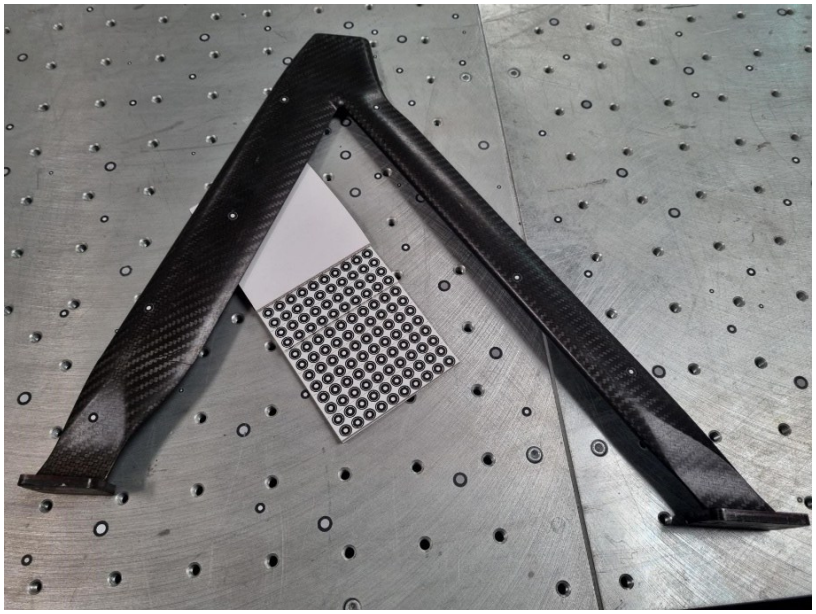


Figura 108: Braccetto Prost F1 [1]

Integrabile con lo sviluppo appena elencato, è la predisposizione al montaggio delle cover braccetti, per permettere un passaggio cavi pulito e migliorare di conseguenza l'efficienza aerodinamica. Ciò sarebbe possibile integrando delle superfici e dei punti di montaggio filettati, o delle zone di incollaggio, così da mantenere la parte strutturale del braccetto separata da un eventuale cover.



Figura 109: Braccetto F1 con cover aero incollata e passaggio interno del tether di sicurezza [2]

Un ulteriore possibile sviluppo riguardante la miglior integrazione aerodinamica dei braccetti in vettura, è realizzabile affogando la testa delle viti nelle piastrine inboard tramite lamature, al fine di ripristinare la superficie aerodinamica senza sacrificare performance meccaniche o di peso.

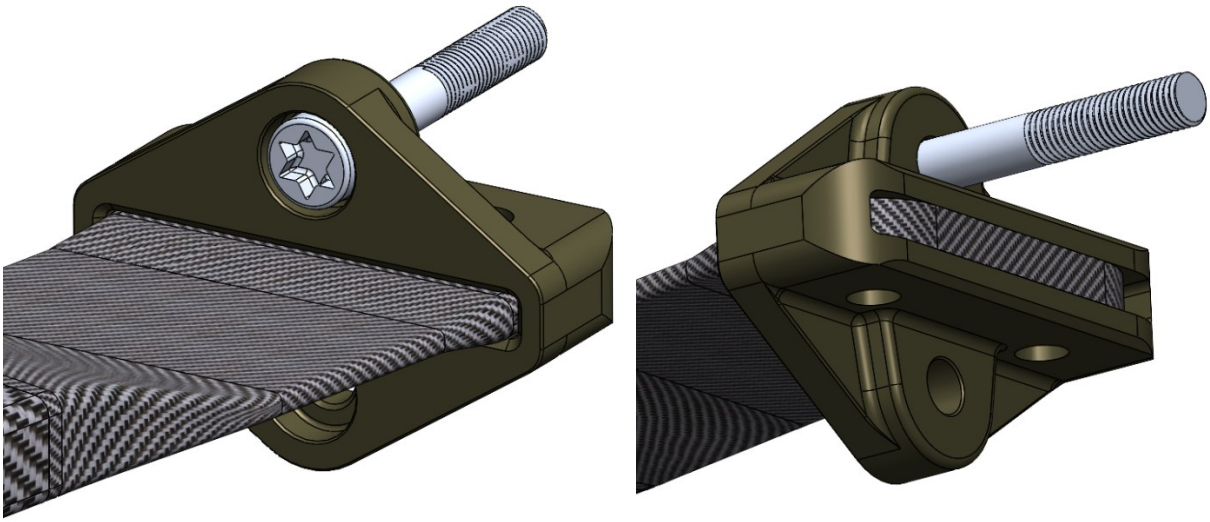


Figura 110: Piastrina inboard con sede per testa vite

A livello di caratterizzazioni e validazioni invece si possono effettuare:

- Misurazione della rigidezza dopo un elevato numero di cicli, sfruttando l'attrezzatura realizzata per questo progetto, al fine di verificare eventuali danni alla struttura rilevabili solo tramite misura della rigidezza.
- Definizione della traiettoria cinematica tramite misure fisiche con comparatori, al fine di migliorare la conoscenza del componente.
- Conversione dell'attrezzatura al montaggio di braccetti vettura, per la validazione al montaggio in vettura post-incollaggio (caricamento statico).

6.4 Conclusioni

In conclusione, le flexure sono un metodo molto efficace ed efficiente per sostituire gli snodi sferici presenti nella sospensione, effettuando un'operazione di conversione materiale da metallo a composito. Ciò è reso possibile dalla configurazione del carico, quasi puramente assiale e flessionale, che si addice in maniera ottimale alle proprietà ortotrope del composito. Il design definitivo e i componenti realizzati sono conformi al regolamento e rispettano gli obiettivi preposti.

La robustezza dimostrata durante le due stagioni di utilizzo conferma la fattibilità e la bontà del progetto, oltre che l'ottima durata dei componenti, a conferma dei test di resistenza effettuati.

Un ulteriore vantaggio rispetto ai braccetti con snodi sferici è che le flexure non necessitano di manutenzione, non avendo usura meccanica da sfregamento. Questo ha portato a dei costi di manutenzione ridotti per le stagioni 2024/25 e 2025/26.

I vantaggi in termini di massa sono espressi dall'ottimo rapporto resistenza / densità che presenta il carbonio, in questa tipologia di load case, rispetto a quello presentato da un metallo. La riduzione di massa data dalla nuova configurazione sospensiva è infatti pari al 28% del peso della vecchia configurazione, che equivale ad un risparmio di peso vettura pari a 522g.

Per quanto concerna l'efficienza aerodinamica, la sezione frontale dei braccetti è stata ridotta considerevolmente, passando da dei profili circolari di diametro 21mm a delle sezioni rettangolari di altezza 10 mm e 12 mm. Questo, in aggiunta alla migliore pulizia offerta dall'aver incassato le piastrine inboard all'interno delle pareti del telaio, migliora notevolmente il risultato in termini di resa aerodinamica.

Grazie ai test effettuati e alle conoscenze acquisite, sarà possibile migliorare ulteriormente le caratteristiche aerodinamiche e di massa negli anni a seguire, tramite lo sviluppo di wishbone monolitici che integrino feature aerodinamiche, utili anche all'eventuale passaggio di cavi e tubi. Inoltre, grazie all'esperienza durante il manufacturing della monoscocca, sarà possibile integrare sempre più elementi all'interno delle superfici aerodinamiche, in ottica di miglioramento efficienza (ad esempio il supporto rocker).

Un progetto riguardante degli eventuali wishbone monolitici potrebbe portare ad una serie di vantaggi sia legati al manufacturing che alla resistenza meccanica dato che, rimuovendo completamente gli il processo di incollaggio, si eliminano di fatto le incertezze e le tempistiche di cui quest'ultimo necessita.

Le sfide più importanti del progetto rimangono:

- La scelta della sezione resistente della flexure, che deve equilibrare correttamente la resistenza a carico di punta minimizzando la rigidezza flessionale, per non andare a sviluppare tensioni troppo elevate.
- La fase di manufacturing, che può risultare complessa soprattutto considerando un eventuale progetto in ambito wishbone monolitici.
- La validazione del componente finito, che in termini di verifica dei laminati, può essere integrata con delle verifiche ad ultrasuoni sui componenti finiti, e con delle verifiche statiche da realizzarsi tramite le macchine idrauliche di prova.

Riferimenti

[1] D. George, «The Flexure, a frictionless revolution,» [Online]. Available: https://northwales3dengineering.co.uk/f1-tech-tales-part-1-the-flexure-a-frictionless-revolution/.

[2] C. Scarborough, «Scarbstech, flexures in F1,» [Online]. Available: https://x.com/ScarbsTech/status/1580873039574892544.

[3] S. Copetti, «Monolithic wishbone with flexure implementation for MMR Formula Student racing car, Master thesis,» 2024.

[4] F. S. Germany, «Formula Student Rules 2024,» 2024. [Online]. Available: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2024/rules/FS-Rules_2024_v1.1.pdf.

[5] M. Guiggiani, Dinamica del veicolo, nuova ed., 2007.

[6] S. F. C. T. L. Caligaris, Manuale di meccanica, 2nd ed., Milano: Hoepli, 2016.

[7] A. Strozzi, Fondamenti di Costruzione di Macchine, 2023.

[8] P. Mallick, Fiber-Reinforced Composites: Materials, Manufacturing, and Design, 3rd ed., 2007.

[9] Altair, «Altair Optistruct,» [Online]. Available: https://help.altair.com/hwsolvers/os/index.htm.

[10] P. A. L. John C. Brewer, Quadratic Stress Criterion for Initiation of Delamination, Journal of Composite Materials, 1988.

Appendice A: TDS Loctite 9394 AERO

Curing - LOCTITE EA 9394 AERO may be cured for 3 to 5 days @ 77°F/25°C to achieve normal performance. Accelerated cures up to 200°F/93°C (for small masses only) may be used as an alternative. For example, 1 hour @ 150°F/66°C will give complete cure.

Bond Strength Performance

Tensile Lap Shear Strength - tested per ASTM D1002 after curing for 5 days @ 77°F/25°C. Adherends are 2024-T3 bare aluminum treated with phosphoric acid anodized per ASTM D3933.

	Typical Results	
Test Temperature, °F/°C	**psi**	**MPa**
-67/-55	3,300	22.7
77/ 25	4,200	28.9
180/82	3,000	20.7
200/93	2,900	20.0
250/121	2,300	15.8
300/149	1,600	11.0
350/177	1,200	8.3
400/204	600	4.1

After Exposure to/Test Temperature	**Typical Results**	
	psi	**MPa**
Room Temperature Control (no exposure)	4,300	29.6
77°F/25°C Water - 7 days @77°F/25°C	4,100	28.2
Isopropyl Alcohol - 7 days @77°F/25°C	4,000	27.6
Hydraulic Oil - 7 days @77°F/25°C	4,100	28.2
JP-4 Fuel - 7 days @ 77°F/25°C	4,200	28.9

Peel Strength

T-Peel strength tested per ASTM D1876 after curing for 5 days @ 77°F/25°C. Adherends are 2024-T3 AlClad aluminum treated with phosphoric acid anodized per ASTM D3933.

	Typical Results	
Test Temperature, °F/°C	**Lb/in**	**N/2 mm**
77/25	5	22

Bell Peel strength tested per ASTM D3167 after curing for 7 days @ 77°F/25°C. Adherends are 2024-T3 AlClad aluminum treated with phosphoric acid anodized per ASTM D3933.

	Typical Results	
Test Temperature, °F/°C	**Lb/in**	**N/25mm**
77/25	20	89

Service Temperature

Service temperature is defined as that temperature at which this adhesive still retains 1000 psi/6.9 MPa) using test method ASTM D1002 and is 350°F/177°C.

Bulk Resin Properties

Tensile Properties - tested using 0.125 inch/ 3.18 mm castings per ASTM D638.

Tensile Strength @ 77°F/25°C	6,675 psi	46.0 MPa
Tensile Modulus @ 77°F/25°C	615 ksi	4,237 MPa
Shear Modulus, dry @ 77°F/25°C	212 ksi	1,461 MPa
Shear Modulus, wet @ 77°F/25°C	149 ksi	1,027 MPa
Elongation at Break @77°F/25°C	1.66%	
Shore D Hardness, @ 77°F/25°C	88	
Tg dry	172°F	78°C
Tg wet	154°F	68°C

Appendice B: TDS T800H ER450

CIT CC204 6K T800H T2/2 ER450 38% 125CM

PROPERTIES

Dry Fabric:	*Unit*	*Typical Values*
Weaving Style	-	Twill 2/2
Fiber Type	-	T800H 6K
Fiber Density	g/cm^3	1.81
Warp	threads/cm	4.50
Weft	threads/cm	4.50
Areal Weight	g/m^2	199 (±4%)

Uncured Prepreg:	*Unit*	*Typical Values*
Tack	-	Medium
Flow	%	11 (± 5%)
Out Life @ 23°C	days	45
Storage Life @ -18°C	months	12
Nominal Areal Weight	g/m^2	321
Nominal Resin Content	Wt %	38% (± 3%)
Volatile Content	Wt %	< 1
Nominal Width	mm	1250
Laminate Density*	g/cm^3	1.53
Cured Ply Thickness*	mm	0.209

Cured Material Property	*Test method*	*Units*	*Actual Value*
0° Tensile modulus	ASTM D3039	GPa	73.9
0° Tensile strength		MPa	1106
0° Poisson's ratio		-	0.07
0° Elongation at failure		%	1.39
90° Tensile modulus	ASTM D3039	GPa	71.5
90° Tensile strength		MPa	969
90° Poisson's ratio		-	0.06
90° Elongation at failure		%	1.27
0° Compressive modulus	SACMA SRM 1R-94	GPa	70.2
0° Compressive strength		MPa	776
0° Elongation at failure		%	1.35
90° Compressive modulus	SACMA SRM 1R-94	GPa	68.8
90° Compressive strength		MPa	738
90° Elongation at failure		%	1.27
In-plane shear modulus	ASTM D3518	GPa	4.03
In-plane shear strength @ failure		MPa	117
In-plane shear strength @ 5%		MPa	64.5
Inter-laminar shear strength	ASTM D2344	MPa	79.8

Appendice C: TDS M46J DT120

GG200T(M46J)-DT120-40 (H100CM)

PROPRIETA' FISICHE MATERIALI				
densità matrice		rho_m	1,2	g/cm^3
densità fibra		rho_f	1,84	g/cm^3
PROPRIETA' MECCANICHE MATERIALI				
coeff. di Poisson matrice		nu_m	0,3	\
coeff. di Poisson fibra		nu_f	0,298	\
modulo di young matrice		E_m	4500	Mpa
modulo di young fibra		E_f	436000	MPa
modulo el. trasversale matrice		G_m	1730,7692	MPa
modulo el. Trasversale fibra		G_f	167950,6934	MPa
resistenza a trazione matrice		sigma_rt_m	130	MPa
resistenza a trazione fibre		sigma_rt_f	4200	MPa
resistenza a taglio matrice		tau_m	50	MPa
allungamento a rottura delle fibre		epsi_fb	0,009633028	
allungamento a rottura della matrice		epsi_mb	0,028888889	
PROPRIETA' COMPOSITO				
peso areale fibra secca		WA_f	200	g/m^2
ordito (fibre in direz. longitudinale)		n_or	\	fili/cm
trama (fibre in direz. trasversale)		n_tr	\	fili/cm
spessore lamina unidirezionale		h1	0,11	mm
spessore lamina con tessuto		h2	0,22	mm
% in volume vuoti		Vv%	\	\
rapporto ponderale matrice		W_m	0,4	\
rapporto ponderale fibra		W_f	0,6	\
densità composito		**rho_c**	**1,5165**	**g/cm^3**
rapporto volumetrico matrice		V_m	0,5055	\
rapporto volumetrico fibre		V_f	0,4945	\

PROPRIETA' PER LAMINATO UNIDIREZIONALE				
modulo di young longitudinale		**E_l_th**	**217879,12**	**MPa**
modulo di young trasversale		**E_t_th**	**16936,78**	**MPa**
coeff. corr. Halpin-Tsai, modulo trasversale		eta_t	0,9697	
coeff. Epsilon, fibra circolare		epsi_t	2	
modulo di elasticità trasversale		**G_lt_th**	**4983,07**	**MPa**
coeff. corr. Halpin-Tsai, modulo a taglio		eta_g	0,9796	
coeff. Epsilon, modulo a taglio		epsi_g	1	
coeff. di Poisson maggiore		**nu_12_th**	**0,29901**	\
coeff. di Poisson minore		**nu_21_th**	**0,02324**	\
resistenza a trazione long. composito		sigma_rt_l_th	2098,84	MPa
tensione matrice ad allugamento epsi_fb		sigma_m_fb	43,3486	MPa
resistenza a compressione long. composito		sigma_rc_l_th	1049,42	MPa
resistenza a trazione trasv. Composito		sigma_rt_t_th	102,3669	MPa
resistenza a compressione trasv. Composito		sigma_rc_t_th	51,1835	MPa
resistenza a taglio nel piano		tau_th	39,6723	Mpa