



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

**PROGETTO E VERIFICA DEL TELAIO DI UNA MOTO DA TT
RACING**

**DESIGN AND ANALYSIS OF A TT RACING MOTORBIKE
FRAME**

Relatore: Chiar.mo
Prof. Marco Sasso

Tesi di laurea di:
Lorenzo Menichetti

A.A 2020/2021

INDICE

INTRODUZIONE	4
1. ANALISI GEOMETRICA	8
1.1 Attività di progettazione.....	8
1.2 Parametri caratteristici e loro influenza.....	9
1.2.1 Avancorse.....	9
1.2.2 Influenza della posizione del baricentro	12
1.2.3 Introduzione all'angolo di tiro catena e di trasferimento di carico	14
1.2.4 Studio delle geometrie delle moto di riferimento	18
1.2.5 Analisi comparativa delle moto.....	22
1.2.6 Determinazione dell'altezza del baricentro di primo tentativo	22
1.2.7 Scelta dei parametri geometrici	24
1.3 Cinematica del mono ammortizzatore.....	26
1.3.1 Sistemi sospensivi posteriori.....	26
1.3.2 Analisi cinematica della sospensione	28
1.4 Rigidezze della struttura	33
1.4.1 Rigidezza del telaio.....	34
1.4.2 Rigidezza del forcellone	35
2. SOLLECITAZIONI DEL TELAIO	36
2.1 Superamento di un ostacolo	36
2.1.1 Forze sul forcellone e sul telaio generate dal passaggio sullo scalino	38
2.2 Forze generate dalla frenata limite di ribaltamento.....	39
2.3 Frenata limite di aderenza	41
2.4 Moto in curva	42
2.5 Carico generato dal recupero di aderenza al posteriore	43
2.5.1 Scorrimento longitudinale	43
2.5.2 Rollio e deriva	44
2.5.3 Ellisse di trazione.....	45
2.6 Variazione del punto di applicazione delle forze sullo pneumatico in piega .	51
2.6.1 Angolo di rollio effettivo	52
2.7 Forze in piena accelerazione	53
2.7.1 Massima spinta in accelerazione.....	54
3. PROGETTAZIONE DEL TELAIO E DEL FORCELLONE	59

3.1 Scelta dei materiali	59
3.2 Creazione del modello per l'ottimizzazione topologica	61
3.3 Ottimizzazione topologica	63
3.4 Disegno della moto	69
4. VERIFICHE DI RESISTENZA DEL TELAIO	76
4.1 Stato tensionale in frenata limite di ribaltamento	76
4.2 Stato tensionale nella fase di recupero di aderenza	77
4.3 Stato tensionale da passaggio su scalino con ruota anteriore	78
4.4 Passaggio su scalino con ruota posteriore	78
4.5 Stato tensionale del forcellone a seguito del passaggio su ostacolo con ruota posteriore	79
4.6 Carico da recupero di aderenza della ruota posteriore	80
CONCLUSIONI	81
BIBLIOGRAFIA	88

INTRODUZIONE

L'obiettivo dell'elaborato è quello di progettare il telaio e il forcellone di una moto da TT Racing equipaggiata da un motore Zongshen 4T 250 cc destinata all'utilizzo in pista.

L'idea di progettare una moto da Flat Track TT nasce negli ultimi anni, ma è frutto del convergere di una serie di fattori.

Innanzitutto, c'è la componente legata alla passione per i motori che mi accompagna da sempre; trasmessa primo su tutti da mio padre che portò a casa la cultura del motorsport americano, avendo vissuto la sua prima gioventù a Vancouver, in Canada, dove assisté ad alcune competizioni di Flat Track, nel periodo di ascesa di Kenny Roberts. Mio padre non perse l'abitudine di seguire queste competizioni; la consuetudine della domenica motorsportiva includeva spesso gare di speedway, ragion per cui, non è un caso che i miei primi ricordi relativi a sfide motoristiche si associno a questo tipo di competizione. L'idea di guidare la moto completamente di traverso mi apparve subito come qualcosa di straordinario da vedere e da replicare in qualche modo.

Durante le estati della mia infanzia, principalmente insieme ad un mio amico, andavamo nel parcheggio sotterraneo di un supermercato vicino casa per dare vita a delle vere e proprie gare di Flat Track sul cemento liscio con le nostre biciclette, girando continuamente intorno al perimetro del parcheggio, alleggerendo con il piede la ruota posteriore e mettendo la bicicletta di traverso.

Tutta la mia adolescenza fu caratterizzata da questo "uso improprio" della mountain-bike, che ebbe fine quando presi il patentino (anche se, più che una fine, fu una sorta di salto di categoria). Sebbene, successivamente abbia proseguito gareggiando prima con le moto da trial e successivamente con gli scooter, la passione per il traverso è rimasta viva.

Negli ultimi anni, grazie al supporto di due miei amici meccanici, l'ipotesi di progettare e costruire una moto da Flat Track TT è passata da una semplice idea a un progetto da realizzare necessariamente, sia per diletto che per eventuali fini commerciali.

Breve storia del Flat Track

Gli anni '20 in America vedono un modesto miglioramento dell'affidabilità dei mezzi a due ruote che spinge gli amatori a ritrovarsi in competizione nei cosiddetti "Dirt-Track" (piste sterrate).

In effetti, all'epoca le piste predisposte per le gare erano molto rare, motivo per il quale i primi tracciati vennero costruiti con superfici in legno: si iniziò, allora, a parlare di Board Track.

Queste prime competizioni suscitavano gran curiosità, riscuotendo così un gran successo, oltre che un'ottima partecipazione del pubblico. Tuttavia, l'organizzazione di suddette gare necessitava di un cospicuo (ma assente) impegno di capitale, ragione che spinse gli organizzatori ad utilizzare gli ippodromi per gareggiare. Questi ultimi, infatti, godevano di una superficie piatta, ideale per la continuazione delle sfide. Da questa evoluzione forzata si iniziò a parlare di Flat Track. Le piste modello identificabili per tale categoria di competizione avevano solitamente lunghezze comprese tra il mezzo miglio e il miglio. La capillarità di presenza degli ippodromi sul territorio americano permise una rapida diffusione degli eventi sportivi di Flat Track che, nonostante la forte similarità con lo speedway¹, era praticato con moto derivate di serie a cui venivano apportate modifiche consideranti comunque l'originalità del mezzo. Tale aspetto fu un incentivo per il coinvolgimento di molte case motociclistiche che usavano questi eventi come vetrina per pubblicizzare i propri mezzi.

L'ascesa del Flat Track vide uno stop a causa dello scoppio della Seconda Guerra Mondiale; al termine di quest'ultima, le competizioni vennero subito riprese (per le sfide di speedway si dovettero attendere gli anni '70). La voglia di rilanciare subito le competizioni di Flat Track si suppone risieda nella filosofia con cui queste si sono sviluppate; una logica difficilmente comparabile con la concezione odierna di competizione. Difatti, il carattere popolare di queste sfide è facilmente esplicitato dalla tipologia di premi in palio all'epoca: i fortunati potevano vincere un manubrio o una gomma e, in rari casi, qualche dollaro. Era praticamente impossibile vivere con i ricavi di questo sport.

¹ Per quanto concerne lo speedway, la differenza con il Flat Track risiede, oltre che nella tipologia di moto molto più specifica per gli ovali, risiede nel tipo di competizione: più breve e composta da una serie di manche.

Nel primo dopo guerra non vi era un regolamento generale a normare le gare di Flat Track. Ogni produttore seguiva una propria regolamentazione sulle rispettive piste, dove, comunque potevano gareggiare piloti di altre marche (principalmente Harley Davidson e Indian). Generalmente, le competizioni organizzate da una determinata casa produttrice erano vinte dal corrispondente pilota; in virtù della conoscenza del terreno su cui si andava a gareggiare. Questa divisione competitiva tra le marche produttrici di moto si rispecchiava anche in una relativa polarizzazione del pubblico, schierato o per l'una o per l'altra.

L'assenza di un regolamento generale rendeva le competizioni di Flat Track spesso molto pericolose tanto che, si dal '24, l'American Motorcycle Association tentò di introdurne uno unico senza successo. Soltanto nel '46 si vide l'istituzione di una vera normativa che, oltretutto, introdusse un evento unico: una gara di 25 giri disputata sul circuito di Springfield nell'Illinois.

Successivamente, nel '54 nacque l'AMA Grand National Championship, un campionato costituito da una serie di gare che vide subito una forte supremazia di Harley Davidson.

Questo nuovo campionato prevedeva 5 tipi di competizioni, svolte con moto diverse:

- Una gara su pista asfaltata con moto carenate
- Short Track sul 1/4 di miglio con moto 250 cc.
- ½ miglio con moto di cilindrata massima 750 cc.
- 1 miglio con moto di cilindrata massima 750 cc.
- TT Racing

Così come nello speedway, le moto da Short Track, ½ miglio e 1 miglio, non potevano avere freni né anteriori né posteriori; soltanto in un secondo momento, a causa dell'incremento di prestazioni delle moto, fu concesso da regolamento l'introduzione del freno posteriore. L'uso dei freni sia anteriore che posteriore era invece concesso nelle competizioni TT che, oltre ad avere queste particolarità, vedevano svolte le relative competizioni su piste a forma di otto, con un ponte e un salto.

Fino a qualche anno fa la disciplina del dirt-track (che include sia Flat track che TT) era quasi esclusiva della cultura americana; tuttavia, oggi sembra esserci una rinascita in Europa e soprattutto in Italia. Ciò si deve agli eventi organizzati al Ranch di Valentino

Rossi che, con la necessità di allenare le proprie abilità di guida, ha lanciato una vera e propria tendenza alla pratica del Flat Track e in particolare del TT Racing.

1. ANALISI GEOMETRICA

1.1 Attività di progettazione

Al fine di avere alcuni riferimenti per la scelta delle geometrie caratteristiche si partirà con l'analisi fotografica di tre moto dello stesso segmento a cui seguirà una comparativa dei dati ottenuti. L'approccio basato sull'analisi delle foto introduce senz'altro un certo grado di incertezza ma, è risultata essere l'unica via per ottenere una serie di dati spesso non dichiarati dalle case costruttrici. Si cercherà di ottenere una sequenza di parametri geometrici caratteristici, tra cui:

- A Avancorsa anteriore
- A_n Avancorsa anteriore normale
- B Avancorsa posteriore
- B_n Avancorsa posteriore normale
- H Altezza sella
- ε Angolo di inclinazione canotto (caster)
- P Passo

Una volta noti i valori sopra elencati di ogni moto, si andranno a definire quelli della moto che si sta progettando e, a seguire, si definirà il layout del telaio e del forcellone mediante l'utilizzo del software Ntopology. Tramite esso si otterrà una geometria ottimizzata che verrà adoperata per capire quale distribuzione spaziale dovranno avere gli elementi della struttura che compone il telaio. Successivamente, si procederà con il disegno vero e proprio del telaio e del forcellone e, durante la fase di definizione, si andranno a calcolare le rigidità caratteristiche.

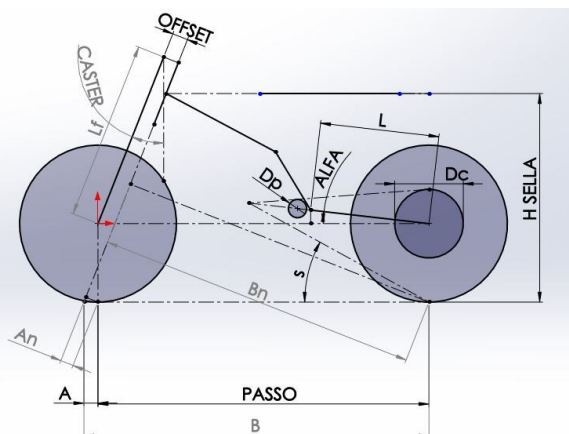


Figura 1: modello geometrico

La geometria della moto potrà ancora subire delle variazioni, dal momento in cui i carichi applicati dovessero risultare critici per la struttura durante le analisi FEM.

1.2 Parametri caratteristici e loro influenza

Risulta utile ora definire quali sono i parametri tipici che caratterizzano un motociclo, come si determinano e qual è la loro influenza sulla guidabilità della moto.

1.2.1 Avancorse

Le avancorse anteriori e posteriori sono dei parametri geometrici che determinano in buona parte la caratteristica di guida della moto.

Avancorsa anteriore

L'avancorsa anteriore è la distanza, misurata sul piano stradale, tra l'asse passante per il canotto e il punto di contatto dello pneumatico a terra.

Se si suppone che il contatto a terra tra pneumatico e piano stradale sia puntiforme, l'avancorsa è direttamente correlata alla coppia di allineamento della ruota anteriore; nel momento in cui lo pneumatico anteriore subisce una perturbazione che lo disallinea dalla direzione del moto, viene a generarsi una coppia che riporta lo pneumatico in tale direzione.

Nello specifico, si parla di avancorsa normale, ovvero la minima distanza tra il punto di contatto a terra e l'asse di sterzo, che rappresenta effettivamente il braccio del momento di auto-allineamento.

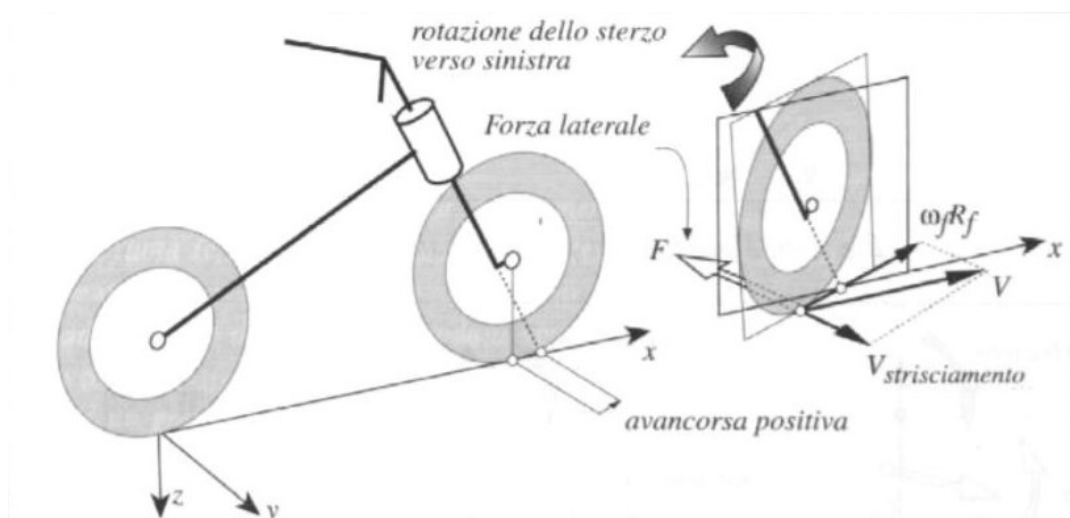


Figura 2: avancorse

Un'avancorsa anteriore ridotta produce piccoli momenti di allineamento che danno al pilota la sensazione di “sterzo leggero” e maggiore maneggevolezza, di contro lo sterzo è molto più sensibile alle irregolarità del fondo stradale ed è più probabile che, in determinate situazioni, si giunga ad un'avancorsa negativa, come nel caso di contatto con ostacoli. La situazione appena espressa determinerebbe una condizione instabile, con il momento di allineamento che tende a ruotare lo sterzo lontano dalla direzione di avanzamento invece che allinearlo lungo la direzione del moto.

Il momento di allineamento della ruota anteriore è esprimibile mediante la seguente relazione:

$$M = A_n(F_f * \cos\beta - N_f * \sin\beta)$$

- A_n avancorsa normale
- β angolo di rollio della ruota anteriore
- F_f e N_f sono invece rispettivamente la forza laterale e il carico verticale.

$$F_f = m * \frac{V^2}{R} * \frac{b}{\sin(\Delta)} + \mu * N_f * \tan(\Delta)$$

$$N_f = mg * \frac{b}{p} - S * \frac{h}{p}$$

- Δ è l'angolo di sterzata effettivo
- P è il passo
- mg è il peso e b rappresenta l'indice della sua ripartizione longitudinale
- μ coefficiente di attrito
- V velocità di avanzamento
- R raggio di curvatura della traiettoria percorsa
- S spinta di trazione della moto
- h altezza del baricentro

L'equazione che esprime il momento di allineamento ha la quantità tra parentesi sempre positiva, per cui il segno del momento dipende dal segno dell'avancorsa A_n .

L'avancorsa deve essere sempre positiva e solitamente ha valori compresi tra:

$$A_n = 40 - 110 \text{ mm}$$

Essa è esprimibile dall'equazione:

$$A = R_f * \tan(\varepsilon) * \cos(\Delta) - \frac{(1 - (\text{sen}(\Delta) * \text{sen}(\varepsilon))^2)^{0.5}}{\cos(\varepsilon)} * d$$

Dove:

- A avancorsa anteriore
- R_f raggio della ruota anteriore
- ε angolo di inclinazione dello sterzo
- d offset sulle piastre di sterzo

Una volta imposto l'angolo di sterzata a $\Delta = 0$, l'avancorsa anteriore dipende da questi 3 parametri:

1. Caster ε : se viene aumentato, l'avancorsa aumenta
2. Raggio della ruota R_f : aumentando il raggio della ruota, aumenta l'avancorsa
3. Offset d : il centro della ruota di tutte le moto è in posizione avanzata rispetto all'asse di sterzo, di conseguenza un incremento dell'offset riduce l'avancorsa

Avancorsa posteriore

Così come l'avancorsa anteriore normale permette di avere un momento di allineamento della ruota anteriore, l'avancorsa posteriore normale, è necessaria al fine di generare momenti di allineamento della ruota posteriore; esse è rappresentata dalla minima distanza tra il punto di contatto a terra dello pneumatico posteriore e l'asse del canotto, quindi, il momento di allineamento della ruota posteriore è proporzionale, in questo caso, all'avancorsa normale posteriore e dipende direttamente dal passo secondo la relazione:

$$B_n = (P + A) * \cos(\varepsilon)$$

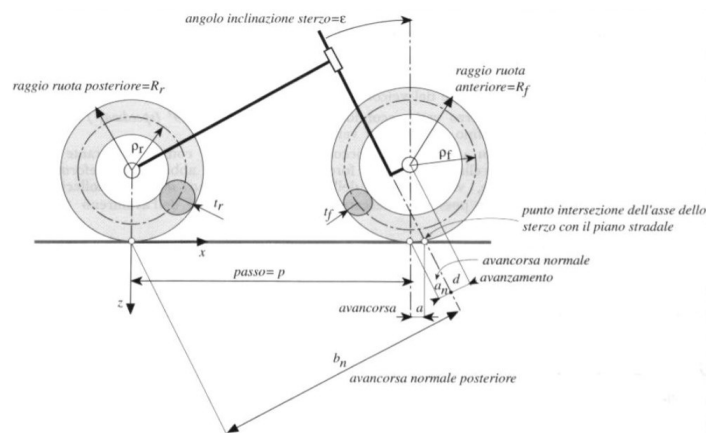


Figura 3 avancorsa posteriore

Rapporto delle avancorse

La stabilità della moto dipende senz'altro dall'avancorsa normale anteriore; tuttavia, non è del tutto corretto considerare questo parametro come l'unico d'influenza per la stabilità. Il rapporto delle avancorse R descrive in modo più preciso la caratteristica di stabilità o maneggevolezza del motociclo, poiché considera contemporaneamente sia l'avancorsa anteriore che quella posteriore.

R varia tra il 4 e l'8%. Per moto sportive R va da 6 al 6.5%, mentre per moto turistiche si va dal 6 all'8%.

In realtà, siccome la forza laterale di attrito dipende dal carico verticale che agisce sullo pneumatico, è ancora più corretto utilizzare il rapporto ponderale delle avancorse.

$$R_n = \frac{A_n}{B_n} * \frac{N_f}{N_r}$$

Dove N_f è il carico verticale gravante sulla ruota anteriore e N_r quello sulla ruota posteriore.

1.2.2 Influenza della posizione del baricentro

La posizione del baricentro della moto + pilota influenza particolarmente il comportamento della moto, sia per quanto riguarda le sue caratteristiche di stabilità a seguito di perturbazioni esterne, sia per quanto riguarda il comportamento in curva e durante le fasi di frenata e accelerazioni.

Per riassumere gli effetti principali legati alla posizione del baricentro, si utilizza la seguente tabella:

Baricentro avanzato	Il motociclo tende a sovrasterzare
Baricentro arretrato	Il motociclo tende a sottosterzare
Baricentro alto	La ruota anteriore tende ad alzarsi in accelerazione. La ruota posteriore tende ad alzarsi in frenata.
Baricentro basso	La ruota posteriore tende a slittare in accelerazione. La ruota anteriore tende a slittare in frenata.

La posizione del baricentro dipende principalmente dalla tipologia di motociclo. Ad esempio, le moto sportive hanno il baricentro avanzato rispetto ad altre tipologie: questo permette di mantenere sufficientemente elevato il carico all'anteriore anche ad alte velocità, dove le forze aerodinamiche tendono a ridurre il carico verticale sullo pneumatico frontale; inoltre, questa scelta permette di ridurre l'impennamento in accelerazione a discapito della massima decelerazione in frenata. Come sempre accade, la migliore soluzione è data dal miglior compromesso in relazione alla destinazione d'uso della moto.

Nelle moto da enduro e da Flat Track, la necessità di avere ampie variazioni della posizione longitudinale del baricentro costringe all'utilizzo di selle molto lunghe che permettono il continuo movimento del pilota lungo di essa.

In particolare, durante la fase di frenata, il pilota si sposta in avanti per migliorare l'ingresso in curva, mentre in uscita si sposta verso il posteriore per avere maggiore trazione.



Figura 4: moto in frenata



Figura 5: moto in accelerazione

1.2.3 Introduzione all'angolo di tiro catena e di trasferimento di carico

Si studia ora l'equilibrio alla rotazione del forcellone sotto l'azione delle forze di tiro catena, della spinta della ruota, del trasferimento di carico e dalla forza di compressione dell'ammortizzatore posteriore.

L'equilibrio dei momenti attorno al perno del forcellone fornisce l'espressione:

$$M_v = N_{tr} * L * \cos(\phi) - S * (R_r + L * \sin(\phi)) + T * (R_c - L * \sin(\phi - \eta))$$

Dove:

- M_v momento elastico aggiuntivo generato dalla sospensione
- N_{tr} momento generato dal trasferimento di carico
- T momento generato dal tiro catena
- S momento generato dalla forza motrice S
- L lunghezza del forcellone
- R_r raggio ruota
- R_c raggio corona
- ϕ inclinazione del forcellone rispetto alla retta orizzontale
- η inclinazione catena rispetto alla retta orizzontale

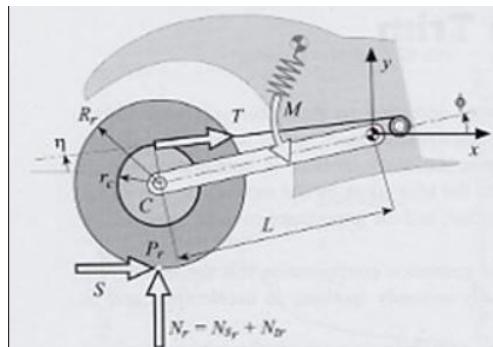


Figura 6: geometria del forcellone

Dal momento che la spinta a terra dipende dal tiro della catena, è possibile ottenere la seguente relazione:

$$S = T * \frac{R_c}{R_r}$$

Sostituendola nell'equazione di equilibrio dei momenti, si ottiene:

$$M_v = N_{tr} * L * \cos(\phi) - T * L \left[\frac{R_c}{R_r} * \sin(\phi) + \sin(\phi - \eta) \right]$$

M_v è la parte del momento elastico della sospensione, necessaria a bilanciare tutti i momenti agenti sul sistema.

Il segno di M_v identifica il comportamento del cinematismo in accelerazione, in particolare se:

1. $M_v > 0$ La sospensione è ulteriormente compressa rispetto alla deformazione del solo carico statico
2. $M_v < 0$ La sospensione si estende
3. $M_v = 0$ Non c'è né estensione né contrazione della molla della sospensione.

Per trattare il problema in modo più pratico, si possono introdurre i concetti di angolo di tiro catena e angolo di trasferimento di carico, identificati dall'inclinazione delle rispettive rette.

Angolo di tiro catena

Considerando l'intersezione tra l'asse del forcellone e quello della catena, si identifica il punto A, detto polo dei momenti; la retta che congiunge il punto di contatto a terra Pr e il punto A è detta retta del tiro catena e il suo angolo di inclinazione rispetto al piano stradale è detto angolo di tiro catena σ .

Angolo di trasferimento di carico

La risultante F_r che agisce sul punto di contatto a terra della ruota posteriore, ottenuta come somma della componente verticale N_{tr} del trasferimento di carico e la componente orizzontale S di spinta, agisce lungo quella che viene denominata retta del trasferimento di carico, ed è inclinata rispetto al piano stradale di un angolo τ , detto appunto angolo di trasferimento di carico.

Rapporto di tiro catena

Il rapporto di tiro catena R è definito come il rapporto tra il momento generato dal trasferimento di carico, che tende a ruotare il forcellone in senso orario e il momento dato dalla somma della forza del tiro della catena e la forza motrice, che fanno ruotare il forcellone in senso antiorario in considerazione alla figura 7.

$$R = \frac{[N_{tr} * L * \cos(\phi)]}{S * L * \sin(\phi) + T * L * \sin(\phi - \eta)}$$

Esprimendo il trasferimento di carico in funzione della spinta S, il rapporto risulta essere funzione soltanto delle caratteristiche geometriche.

$$R = h * \frac{\cos(\phi)}{P \left[\sin(\phi) + \frac{R_r}{R_c} * \sin(\phi - \eta) \right]} = \frac{\tan(\tau)}{\tan(\sigma)}$$

Purtroppo, non è possibile definire in maniera univoca questo rapporto, che varia, come si vede, al variare dell'angolo di inclinazione del forcellone.

Volendo ricavare il comportamento del forcellone in base al segno di R, si ottiene:

1. $R > 1$ Il momento generato dal trasferimento di carico è superiore a quello generato dalla spinta a terra e dal tiro della catena, per cui si ha una compressione addizionale della molla. In particolare $\sigma < \tau$
2. $R < 1$ Il momento generato dalla forza di spinta a terra e del tiro catena è superiore a quello del trasferimento di carico, per cui si ha un'estensione della molla. In questo caso $\sigma > \tau$
3. $R = 1$ I momenti che provocano rotazioni opposte hanno stessa intensità, quindi non si ha né compressione né estensione

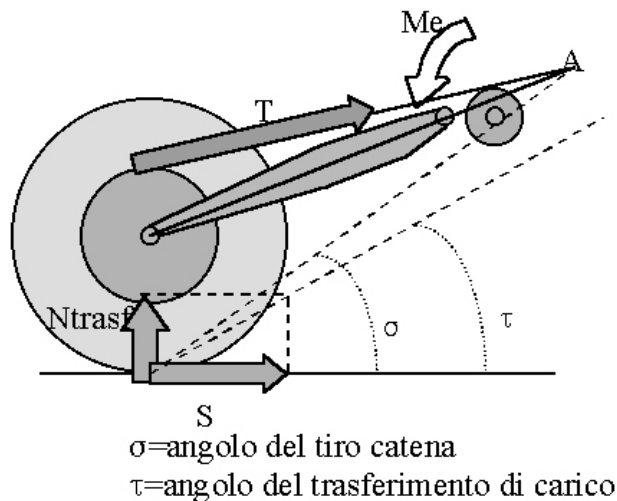


Figura 7: angoli caratteristici

Variazione di assetto in accelerazione

Di seguito, si osserva come si modifica l'assetto in fase di accelerazione:

- *Sospensione anteriore:* In accelerazione la sospensione anteriore si estende a causa della trasferimento di carico al posteriore, innalzando l'avantreno della moto.
- *Sospensione posteriore:* Si identificano 3 casi distinti:
 - Se $R = 1$, l'altezza del retrotreno rimane invariata, mentre l'anteriore come visto si alza. Questo determina un innalzamento del baricentro conseguentemente ad una rotazione che avviene attorno al punto di contatto della ruota posteriore a terra.
L'innalzamento del baricentro ad ogni aumento di coppia provoca un lavoro speso inutilmente.
 - Se $R > 1$ in questo caso la sospensione posteriore si comprime, riducendo lo scostamento del baricentro dalla sua posizione iniziale; tuttavia si verificherà una rotazione della moto.
La moto avrà tendenza ad allargare la traiettoria rendendo quindi il veicolo sovrasterzante.
 - Se $R < 1$ la sospensione posteriore si estende innalzando il baricentro e riducendo la rotazione della moto; conseguentemente si ha un aumento del trasferimento di carico e la moto tende a non aprire le curve; questa è la scelta più seguita per le moto sportive.

Di solito la condizione più favorevole e ricercata è quella con R più vicino possibile all'unità, infatti questo permette di avere una moto che mantiene pressoché invariato l'assetto in accelerazione. A partire da questa scelta, si effettuano in fase di test su pista, le eventuali modifiche per rincorrere la scelta più corretta.

1.2.4 Studio delle geometrie delle moto di riferimento

All'interno di questo paragrafo si vanno a ricavare tutti i parametri geometrici sopra descritti, al fine di compararli e utilizzarli come riferimento per le scelte adottate all'interno di questo elaborato.

Le tre moto che verranno esaminate sono:

- TM FT 450
- SWM SILVER TRACK 200
- ZAETA

Per quanto concerne le moto che non sono state progettate dal principio per uso Flat Track, ma che sono invece derivate da quelle da enduro, si elencano le modifiche tipiche a cui vengono sottoposte per l'adattamento a questa disciplina, anticipando che, seppure le caratteristiche siano simili, esistono delle differenze di taratura tra le moto per il puro Flat Track e quelle destinate al TT.

- Le sospensioni originali vengono ribassate e viene modificata la taratura, in particolare l'avantreno viene abbassato di 10-12 cm e il posteriore di 3-6 cm
- Vengono montati dei cerchi da 19" con canale anteriore da 2.5" e posteriore da 3.5"
- Vengono montate gomme specifiche da Flat Track, le più utilizzate sono le MAXXIS
- Montaggio di frizione anti-saltellamento
- Modifiche al motore per ottenere un'erogazione meno brusca, con poca potenza ai bassi e molta potenza agli alti
- Piastre di sterzo con offset maggiorato per incrementare il massimo angolo di sterzo
- Piedini delle forcelle arretrati per ripristinare interasse e avancorsa
- Sella ribassata per abbassare il baricentro
- Sostituzione della corona e del pignone per ripristinare l'angolo di tiro catena voluto

TM FT 450

La prima moto analizzata è la **TM FT 450**, derivante dalla **TM EN 450 Fi** da enduro, sulla quale sono state eseguite delle modifiche per adattarla al Flat Track.

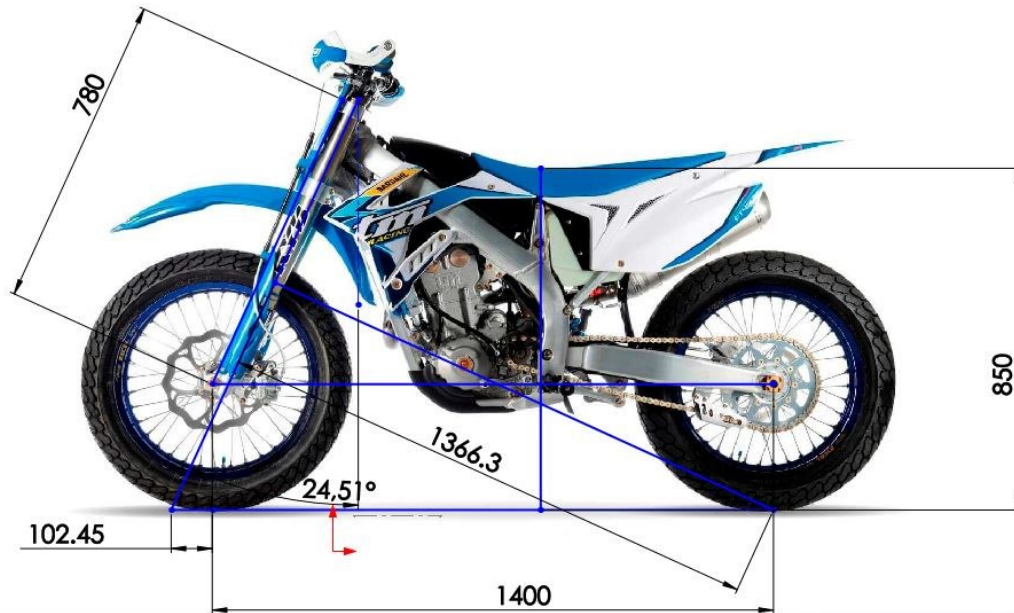


Figura 8: TM FT 450

I parametri caratteristici sono:

- Caster $\varepsilon = 24.5^\circ$
- Avancorsa anteriore $A = 102.45 \text{ mm}$
- Avancorsa normale anteriore $A_n = 93.22 \text{ mm}$
- Avancorsa posteriore $B = A + P = 1502.45 \text{ mm}$
- Avancorsa normale posteriore $B_n = 1366.3 \text{ mm}$
- Passo $P = 1400 \text{ mm}$
- Altezza sella $h = 850 \text{ mm}$

Purtroppo, come anticipato inizialmente riguardo la carenza di dati forniti dalle case costruttrici, non possiamo conoscere la distribuzione del peso e l'altezza del baricentro.

Dai dati ottenuti, risulta:

$$R = \frac{A_n}{B_n} = 6.8 \%$$

ZAETA FLAT TRACK

La moto che viene ora analizzata nasce specificatamente per le competizione di Flat Track ed è stata guidata da Francesco Cecchini, con cui ha vinto sei campionati mondiali dal 2014 al 2019.

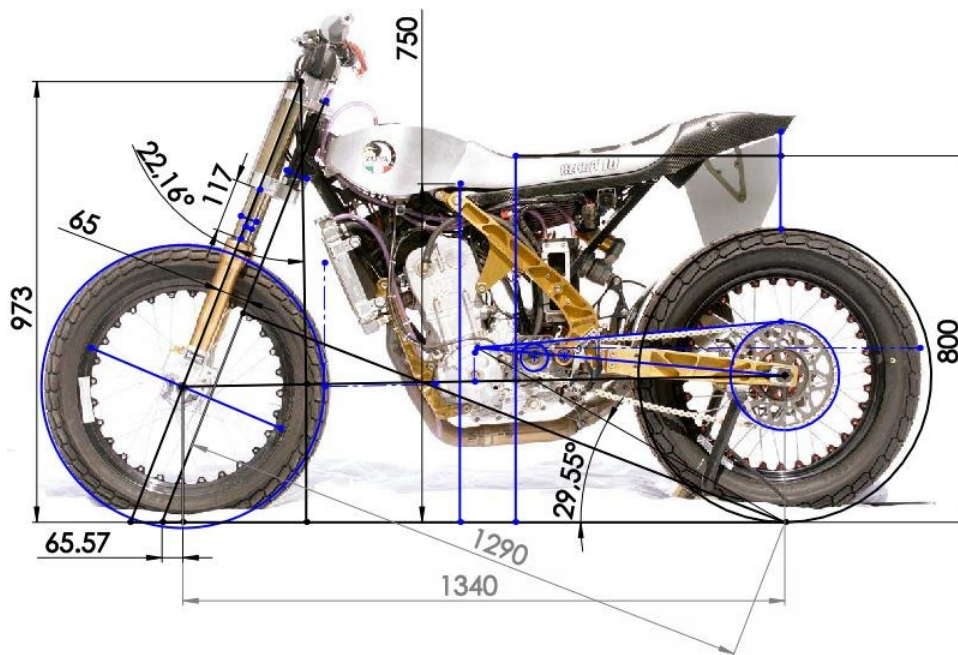


Figura 9: Zaeta

La moto è stata pensata per una piccola produzione e la filosofia progettuale ha visto la riduzione al minimo dell'attrezzatura necessaria per il montaggio.

Le parti che costituiscono il telaio sono quasi esclusivamente ricavate dal pieno e prevedono collegamenti bullonati in aggiunta a colle strutturali.

La moto è stata sviluppata specificatamente per il Flat Track e, a differenza delle moto da cross adattate per questa disciplina, ha un telaio caratterizzato da una minore rigidità: soprattutto per quanto riguarda la parte anteriore e posteriore.

La giustificazione di questa scelta, che spesso porta i tecnici a modificare i telai di serie per ridurre la rigidità, deriva dalla necessità di trasmettere al pilota maggiori informazioni provenienti dal terreno.

I parametri caratteristici sono:

- Caster $\varepsilon = 22.16^\circ$
- Avancorsa anteriore $A = 65.57 \text{ mm}$

- Avancorsa normale anteriore $A_n = 60,7 \text{ mm}$
- Avancorsa posteriore $B = A + P = 1405,57 \text{ mm}$
- Avancorsa normale posteriore $B_n = 1301,7 \text{ mm}$
- Passo $P = 1340 \text{ mm}$
- Altezza sella $h = 800 \text{ mm}$

$$R = \frac{A_n}{B_n} = 4,6 \%$$

Passiamo ora ad una moto che, come la prima, nasce a partire da una moto da enduro.

SWM SILVER TRACK 200

Questa moto deriva dalla Caballero 200 da enduro, dalla quale eredita ciclistica e motore.

- Caster $\varepsilon = 24,8^\circ$
- Avancorsa anteriore $A = 129 \text{ mm}$
- Avancorsa normale anteriore $A_n = 117,10 \text{ mm}$
- Avancorsa posteriore $B = A + P = 1473 \text{ mm}$
- Avancorsa normale posteriore $B_n = 1337,04 \text{ mm}$
- Passo $P = 1344 \text{ mm}$
- Altezza sella $h = 860 \text{ mm}$

$$R = \frac{A_n}{B_n} = 8,7 \%$$

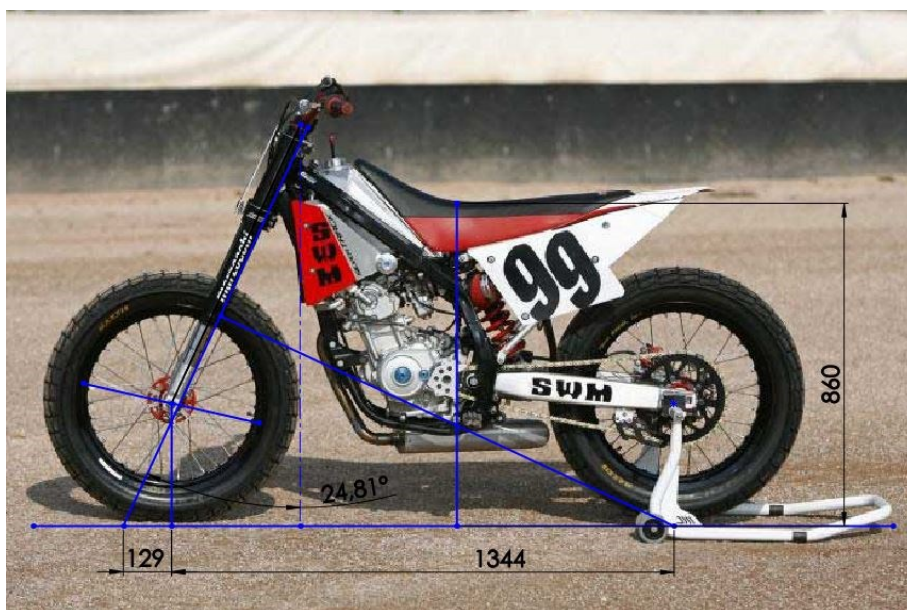
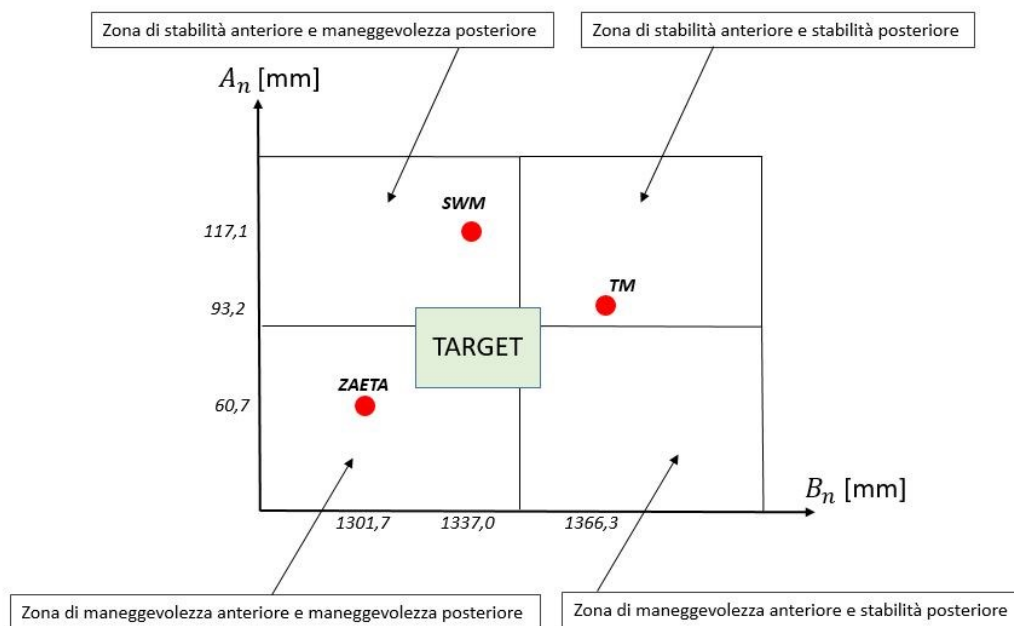


Figura 10: SWM Silver Track 200

1.2.5 Analisi comparativa delle moto

La Zaeta e la SWM Silver Track 200, seppur destinate entrambe alla stessa disciplina, presentano delle geometrie molto diverse; in particolare, la Zaeta è caratterizzata da una avancorsa normale anteriore molto inferiore. Dal confronto di questi due parametri è possibile asserire che la Zaeta avrà un carattere molto più reattivo e maneggevole, mentre la SWM avrà un carattere diretto verso la stabilità di guida a svantaggio della maneggevolezza.

La TM FT 450 invece ha una caratteristica di guida più bilanciata rispetto alle due citate.



Dalla costruzione di questo grafico concettuale è possibile identificare le quattro aree di stabilità o maneggevolezza anteriore e posteriore e, sulla base del carattere cercato si può identificare una zona target all'interno della quale la moto sviluppata in questo lavoro verrà inserita.

1.2.6 Determinazione dell'altezza del baricentro di primo tentativo

Un parametro importante da stimare per procedere con la progettazione è senza dubbio la posizione del baricentro. La posizione longitudinale e verticale di questo parametro permette di decidere alcune geometrie di partenza come l'angolo di tiro catena e di ricavare i carichi che agiscono sulla moto durante le fasi di accelerazione e di frenata, come si vedrà nel prossimo capitolo.

Si può ipotizzare che la massa della moto più pilota e quindi l'altezza del baricentro, saranno paragonabili a quelle della Zaeta. Si sceglie quindi di ricavare in modo indiretto l'altezza del baricentro di quest'ultima, mentre per la posizione longitudinale non si potranno fare delle ipotesi.

Utilizzando le relazioni viste nel paragrafo 1.2.3, è possibile ricavare l'altezza del baricentro del complesso moto-pilota ipotizzando che il rapporto di tiro catena sia unitario. Questa ipotesi risulta essere accettabile, infatti, tutte le moto hanno rapporti di tiro catena molto vicini al valore unitario.

Tramite le relazioni che seguono si procede a ricavare la posizione verticale del baricentro della Zaeta:



Figura 11: angolo tiro catena

Analizzando la figura 11 si determina per via geometrica il valore dell'angolo di tiro catena:

$$\sigma = 29^\circ$$

Dalla relazione:

$$R = h * \frac{\cos(\phi)}{P \left[\sin(\phi) + \frac{Rr}{rc} * \sin(\phi - \eta) \right]} = \frac{\tan(\tau)}{\tan(\sigma)}$$

Imponendo $R=1$

$$\tau = \sigma = 29^\circ$$

L'angolo di trasferimento di carico è espresso da:

$$\tau = \arctg\left(\frac{h}{P}\right)$$

Noto il passo P , l'altezza del baricentro h si ricava da:

$$h = \tan(\tau) * P = 742,7 \text{ mm}$$

Questo è il valore di primo tentativo che verrà utilizzato per definire la geometria della moto.

1.2.7 Scelta dei parametri geometrici

La geometria della moto è stata definita sulla base delle caratteristiche distintive di guida desiderate e sulla base dell'utilizzo per cui sarà destinata.

Passo

E' stato scelto un passo di:

$$P = 1350 \text{ mm}$$

In virtù del fatto che la moto verrà utilizzata in piste più corte e meno veloci rispetto a quelle tipiche americane, è stato scelto un passo ridotto rispetto a quello tipico delle moto da enduro convertite al Flat Track, per permettere di avere buona maneggevolezza anche nelle curve più strette. Oltre a questo aspetto, il passo scelto è giustificato anche dall'ingombro dei componenti come il motore e le ruote, che non lascerebbero libera la possibilità di ridurlo ulteriormente, se non per le regolazioni attuabili tramite l'offset delle piastre di sterzo

Avancorse

Il rapporto ponderale delle avancorse è diretto verso una caratteristica equilibrata.

Questa scelta deriva dal fatto che la moto dovrà essere facile da guidare, sufficientemente intuitiva, senza sacrificare le prestazioni; tutto ciò per andare incontro alle esigenze del pilota target, ovvero un pilota tendenzialmente non professionista.

Le avancorse scelte hanno valore:

- $A_n = 82,4 \text{ mm}$
- $B_n = 1365 \text{ mm}$

Da cui il rapporto delle avancorse:

$$R = \frac{A_n}{B_n} = \frac{82,4}{1365} = 6 \%$$

Il rapporto delle avancorse scelto è tipico delle moto dalla guida bilanciata, senza esasperazione di nessuna caratteristica. Soltanto dopo aver eseguito i test in pista si valuterà se modificare tale valore.

Caster

Secondo uno studio svolto dall'Ing. Alberto Morelli nel 1976, il caster che massimizza l'assorbimento dei carichi legati agli urti che si verificano a velocità superiori a 40 Km/h è di 24°. Questo valore è a oggi quello maggiormente adottato, nonostante ai tempi dello studio gli angoli di inclinazione del canotto erano solitamente compresi tra 26 e 30°.

Sulla base di questo studio e considerata la necessità di avere il suddetto valore di avancorsa senza intervenire alla modifica della stessa mediante eccessivi valori offset della piastra di sterzo o del piedino della forcella, è stato scelto un angolo di inclinazione del canotto di $\varepsilon = 23^\circ$.

1.3 Cinematica del mono ammortizzatore

Il sistema di sospensione posteriore utilizzato nella quasi totalità del panorama motociclistico è quello del forcellone oscillante. Questo sistema è estremamente essenziale ed efficiente, infatti, se la geometria scelta risulta corretta, le oscillazioni in accelerazione e in frenata sono ridotte al minimo, come è stato visto nel capitolo 1.2.3

1.3.1 Sistemi sospensivi posteriori

Se il sistema cinematico sospensivo a forcellone oscillante è in qualche modo una scelta universalmente accettata, lo stesso non si può dire per il sistema ammortizzatore posteriore, che ha invece visto continue evoluzioni, passando dai primi sistemi ad a doppio ammortizzatore verticale posizionati in prossimità della ruota, agli ultimi sistemi di tipo monoshock posizionati nella zona centrale della moto, vicino al perno forcellone.

I motivi per cui ci fu questo progressivo passaggio a sistemi monoshock sono giustificati da una serie di elementi tecnici, tra cui: la riduzione della complessità (si passa da due ammortizzatori a uno), riduzione del peso, riduzione del momento d'inerzia polare della moto, possibilità di imporre la caratteristica di progressività voluta, contenimento dell'ingombro anche per escursioni della ruota che raggiungono i 300 mm, ecc.



Figura 12: doppio ammortizzatore

Vediamo nella figura 12 i sistemi sospensivi più datati, con rapporti corsa ruota-corsa ammortizzatore vicini a valori unitari.

Nella gran parte delle moto moderne, in particolare quelle per uso fuoristradistico, si è invece passati a sistemi di tipo monoshock, come quelli rappresentati nell'immagine 13.

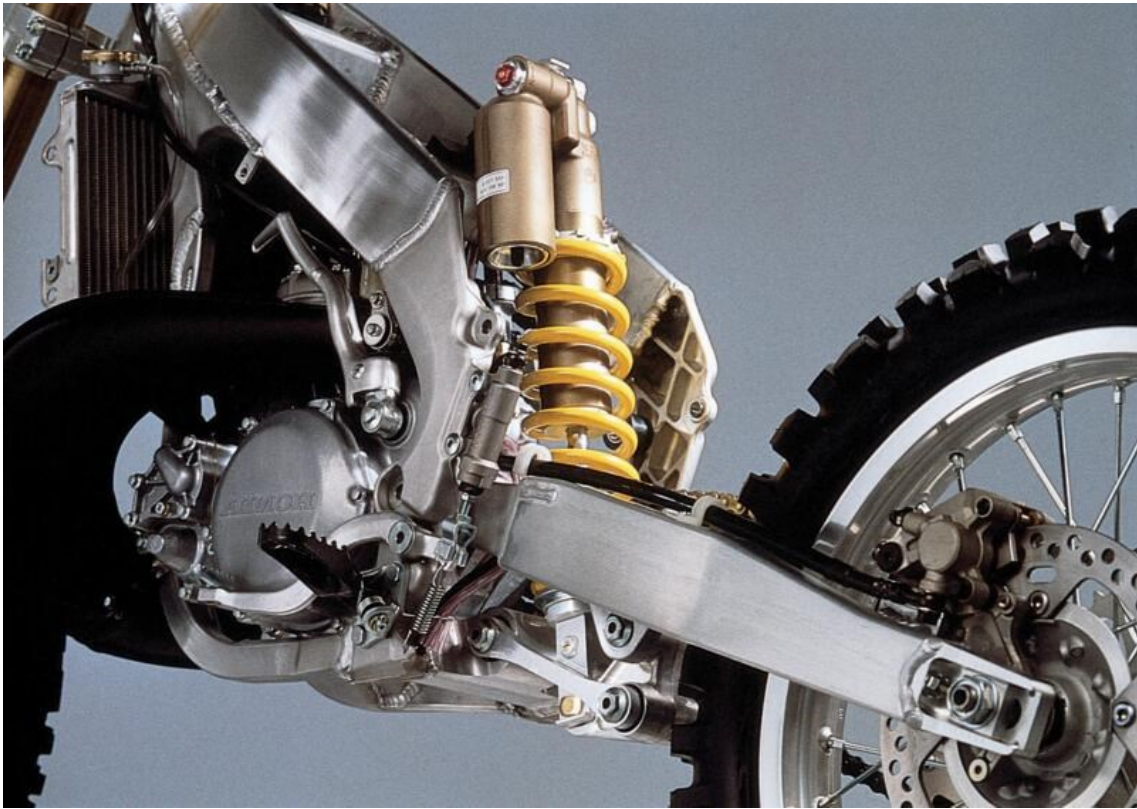


Figura 13: sistema monoshock

Curve di progressività

Un aspetto importante che venne introdotto passando ai mono ammortizzatori fu quello di poter variare liberamente la curva *Corsa ruota-Carico ruota* tramite l'utilizzo di opportuni biellismi interposti tra il mono ammortizzatore e il forcellone, al fine di raggiungere variazioni del rapporto di leva anche del 60% rispetto alle leggi tendenzialmente lineari presenti sino a quel momento.

L'introduzione di curve di progressività ha permesso di ottenere le seguenti caratteristiche della sospensione nelle varie situazioni di lavoro:

- Un'alta cedevolezza della sospensione nei momenti di basso carico verticale per massimizzare il contatto a terra, come nelle fasi di frenata

- Cedevolezza intermedia nelle condizioni di carico statico per assorbire le asperità senza introdurre forti oscillazioni durante la fase di riapertura del gas
- Massima rigidità nell'ultima parte dell'escursione per ridurre il massimo scostamento ed evitare il raggiungimento del fine corsa

Nelle immagini che seguono vengono riportate le tre curve di progressività possibili:

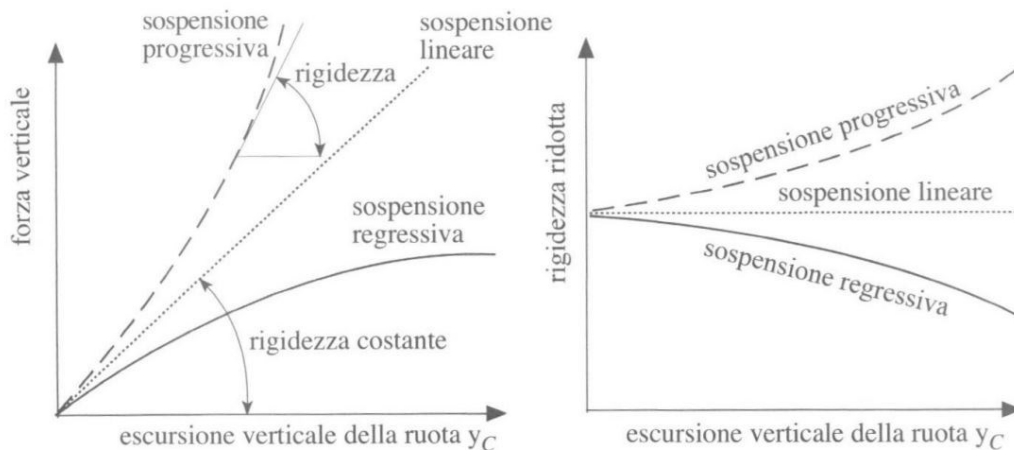


Figura 14: curve di progressività

Le curve più utilizzate sono la lineare e quella progressiva, mentre la regressiva è molto più rara da trovare sulle moto in circolazione. Come accennato, le curve a forte progressività sono raggiungibili soltanto con opportuni cinematismi posti tra forcellone e ammortizzatore.

1.3.2 Analisi cinematica della sospensione

In questo paragrafo si definisce la geometria del cinematismo della sospensione.

La definizione della geometria del sistema ha dovuto tener conto, come al solito, dell'ingombro dei componenti al fine di poter collegare adeguatamente tutte le parti che costituiscono il cinematismo. Un altro punto cardine per la scelta è stato il perseguimento dell'obiettivo legato alla riduzione della complessità costruttiva e quindi dei costi di realizzazione; per tale motivo, è stata immediatamente scartata l'ipotesi di utilizzare dei collegamenti di tipo link per ottenere una caratteristica progressiva dell'ammortizzatore, demandando questa peculiarità alla progressività della molla che verrà utilizzata.

Sin dall'inizio si è cercato di capire quale potesse essere il rapporto degli spostamenti tra ruota e ammortizzatore, al fine di mediare una serie di compromessi. L'obiettivo iniziale

è stato quello di ottenere un mono ammortizzatore compatto, quindi le scelte iniziali sono state indirizzate verso rapporti *corsa ruota-corsa ammortizzatore* di valore iniziale:

$$\tau = 5$$

Purtroppo, però, un rapporto del genere avrebbe dato luogo a delle forze molto elevate sui supporti dell'ammortizzatori e, oltre a ciò, sarebbe stato necessario un ammortizzatore con idraulica particolarmente sensibile, visto il ridotto spostamento a cui sarebbe stato sottoposto.

La scelta finale è stata quella di ottenere una rapporto *corsa ruota-corsa ammortizzatore*:

$$\tau = 3$$

Una scelta molto vicina a quella intrapresa da molti costruttori di moto da fuoristrada.

E' stato scelto un sistema cinematico di questo tipo:

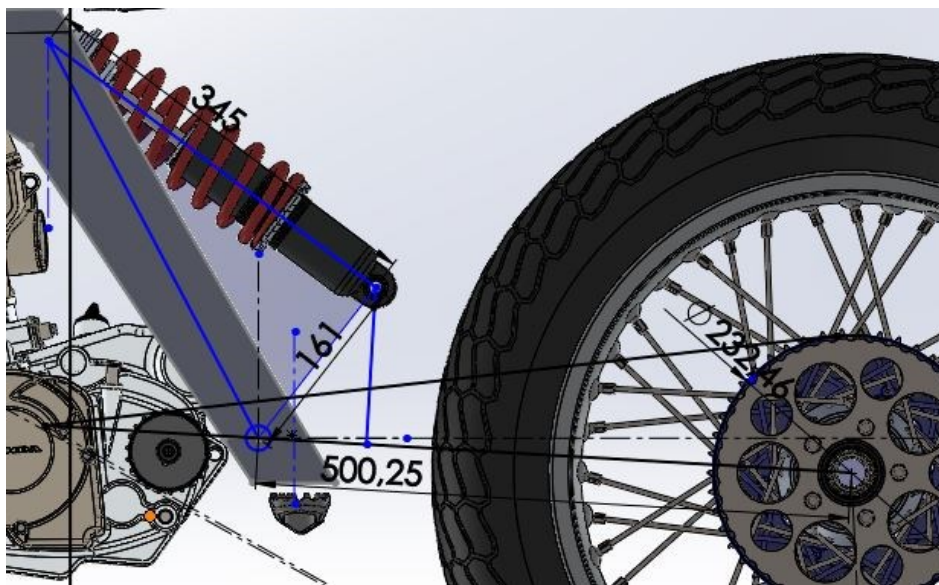


Figura 15: sistema di sospensione

Per l'analisi cinematica del sistema si è fatto utilizzo delle equazioni di chiusura. Il sistema è stato definito con un rapporto di leva pari al target e successivamente, grazie alla manipolazione tramite Excel, sono stati variati i parametri del sistema fino ad ottenere una caratteristica *forza ruota-corsa ruota* di tipo lineare.

Il sistema analizzato è descritto dalle seguenti equazioni di chiusura:

$$z_1 * \cos(\alpha) - z_2 * \cos(\beta) + z_3 * \cos(\gamma) = 0$$

$$z_1 * \text{sen}(\alpha) + z_2 * \text{sen}(\beta) - z_3 * \text{sen}(\gamma) = 0$$

Dove le costanti c_1 e c_2 :

$$c_1 = z_3 * \cos(\gamma)$$

$$c_2 = z_3 * \text{sen}(\gamma)$$

Le due equazioni di chiusura possono essere scritte come segue:

$$z_2 * \cos(\beta) = z_1 * \cos(\alpha) + c_1$$

$$z_2 * \text{sen}(\beta) = -z_1 * \text{sen}(\alpha) + c_2$$

Quadrando e sommando le due precedenti si ottiene:

$$z_2^2 = z_1^2 + 2 * z_1 * (c_1 * \cos(\alpha) - c_2 * \text{sen}(\alpha)) + (c_1^2 + c_2^2)$$

Si ricava direttamente z_2 :

$$z_2 = \sqrt{z_1^2 + 2 * z_1 * (c_1 * \cos(\alpha) - c_2 * \text{sen}(\alpha)) + (c_1^2 + c_2^2)}$$

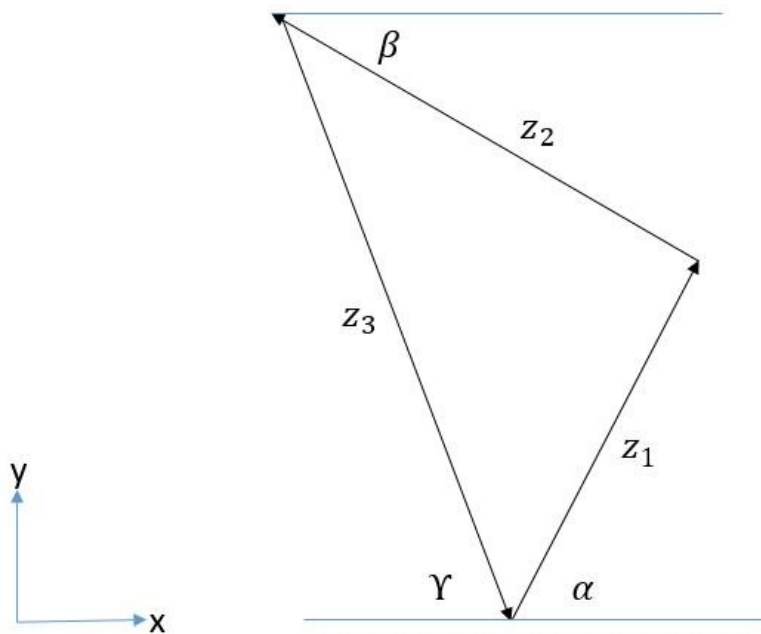


Figura 16: sistema di chiusura ammortizzatore

L'ultima relazione trovata permette di legare la rotazione del forcellone α all'escursione dell'ammortizzatore z_2 .

Si determina, quindi, la relazione tra l'escursione della ruota e la variazione dell'angolo α ; a tal proposito, si estende il precedente sistema, aggiungendo una seconda maglia che rappresenta il forcellone.

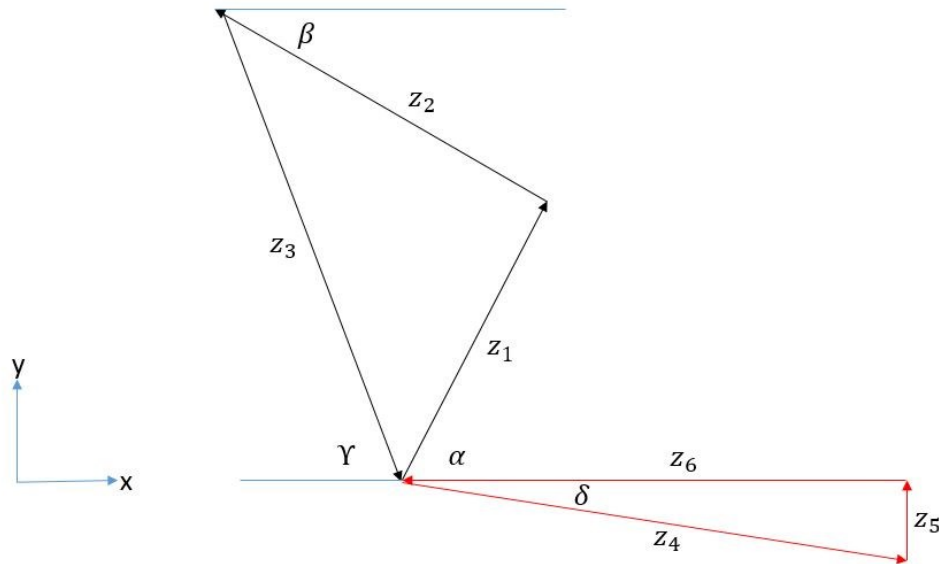


Figura 17: sistema di chiusura forcellone

Della seconda maglia è di interesse soltanto l'equazione:

$$z_5 = z_4 * \text{sen}(\delta)$$

E ai fini dell'analisi cinematica si scrive la relazione:

$$\Delta\delta = \Delta\alpha$$

Ovvero la variazione angolare della variabile α della prima maglia induce una variazione della variabile δ nella seconda maglia.

Per quanto riguarda la relazione tra la forza verticale applicata lungo il vettore z_5 (perno ruota) e quella che agisce lungo il mono ammortizzatore ovvero lungo z_2 , si ricorre al principio dei lavori virtuali:

$$F_M * \Delta z_2 = F_R * \Delta z_5$$

Dove:

- F_M è la forza di compressione della molla

- F_R è la forza applicata sul perno della ruota posteriore

La forza di compressione del mono ammortizzatore è data dalla relazione lineare:

$$F_M = K * \Delta z_{2tot}$$

I risultati ottenuti dall'analisi cinematica restituiscono una relazione lineare tra la forza resistente sulla ruota e l'escursione della stessa:



Figura 18: curva carico-spostamento ruota posteriore

La relazione tra forza di compressione della molla ed escursione della ruota è anch'essa lineare:

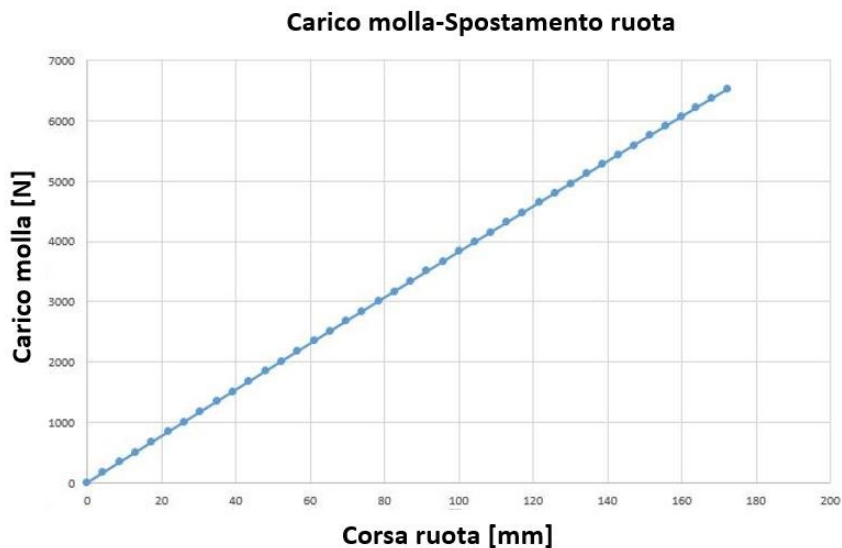


Figura 19: curva carico molla-spostamento ruota

Le relazioni trovate sono pressoché lineari e vengono considerate accettabili, con una costante elastica della molla di primo tentativo: $K = 178 \frac{N}{mm}$.

1.4 Rigidezze della struttura

La rigidezza del telaio di una moto è un aspetto molto importante che contraddistingue le caratteristiche di manovrabilità e stabilità.

Scelta una determinata tipologia di moto, non è possibile definire in modo univoco dei valori ottimi di rigidezza poiché essi dipendono da quale peculiarità della moto vorrà essere esaltata e soprattutto quali caratteristiche si aspetta il pilota.

Rispetto agli anni passati le moto sono complessivamente molto più rigide; questo aspetto sta riducendo via via la dipendenza della guidabilità dalle caratteristiche strutturali, che sono sempre più demandate a quelle delle sospensioni e degli pneumatici.

Nonostante sia impossibile definire in modo più o meno esatto i valori di rigidezza, è comunque possibile definire in modo qualitativo quali siano i pro e i contro di determinate scelte costruttive.

I telai caratterizzati da maggiore rigidezza vengono percepiti dal pilota come molto precisi nel seguire le traiettorie imposte e molto reattivi ai comandi, dando la sensazione di moto “leggera”; di contro la moto è molto più nervosa, soprattutto in situazioni di scarsa aderenza.

Le forze che si scambiano gli pneumatici e il terreno generano delle sollecitazioni sul telaio che si deforma in base alla propria caratteristica di rigidezza e in base al tipo di sollecitazione; in particolare, se la deformazione è di tipo flessionale laterale si ha un incremento dell'angolo di deriva e lo pneumatico tende a smorzare l'oscillazione grazie alle sue proprietà dissipative; se, invece, la forzante induce una torsione della struttura, la rotazione dello pneumatico non sarà in grado di dissipare energia, l'oscillazione avrà una durata maggiore e sarà percepita in modo negativo dal pilota.

Secondo quanto brevemente descritto, sarebbe necessario avere una rigidezza laterale modesta e una rigidezza torsionale elevata.

La rigidezza longitudinale ridotta, invece, induce un cambiamento del caster e di conseguenza una variazione dell'avancorsa, con tutto quello che ne consegue.

1.4.1 Rigidezza del telaio

L'unico valore di riferimento della rigidezza torsionale del telaio è stato ottenuto consultando uno studio effettuato su di una moto da enduro 250 cc priva di motore; tale valore verrà quindi preso come riferimento per la progettazione della moto.

$$K_t = 1050 \text{ Nm/}^\circ$$

Secondo l'opinione di tutti i progettisti e costruttori di moto da Flat Track, le rigidezze di una moto di questo tipo sono ridotte rispetto a quelle delle moto da enduro/cross; questo è giustificato dal fatto che le moto da Flat Track devono trasmettere in modo marcato al pilota le informazioni provenienti dallo pneumatico.

Ci si è posti come target una rigidezza torsionale con valore del 15% inferiore rispetto a quella ricavata dalla moto da enduro priva di motore.

$$K_{tA} = 892 \text{ Nm/}^\circ$$

Rimangono da determinare i valori obiettivo della rigidezza laterale e di quella longitudinale.

Purtroppo non è stato possibile identificare altri valori di riferimento per moto di questo segmento, per cui si è scelto di seguire un approccio basato sui rapporti tra rigidezze.

In letteratura sono stati trovati gli intervalli di rigidezza tipici delle moto sportive 1000 cc, che corrispondono a:

- Rigidezza laterale del telaio: $K_f = 1 - 3 \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$
- Rigidezza torsionale del telaio: $K_{tf} = 3 - 7 \frac{\text{KNm}}{^\circ}$
- Rigidezza longitudinale del telaio: $K_{zf} = 5 - 10 \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$

Questi dati non sono utilizzabili per il lavoro che si sta svolgendo, tuttavia può essere utile definire i rapporti tra tali grandezze per determinare le rigidezze di riferimento a partire da quella torsionale nota.

I rapporti delle rigidezze ricavate sono:

- Rapporto rigidezza longitudinale/torsionale $\tau = 1,42 - 1,66$
- Rapporto rigidezza laterale/torsionale $\tau = 0,33 - 0,42$

Secondo questo approccio gli intervalli di rigidezza ammissibili, per il caso analizzato, sono:

- Rigidezza longitudinale $K_{zf} = 1266 - 1480,7 \frac{KN}{mm}$
- Rigidezza laterale $K_f = 294,4 - 374,64 \frac{KN}{mm}$

Va sottolineato che, qualora la guidabilità della moto durante la fase di test in pista non fosse soddisfacente, si interverrà con delle modifiche strutturali senza necessità di costruire un telaio ex novo.

1.4.2 Rigidezza del forcellone

I valori di riferimento delle rigidzze del forcellone suggeriti da Cossalter per moto sportive 1000 cc sono i seguenti:

- Rigidzza laterale del forcellone: $K_s = 0,8 - 1,6 \frac{KN}{mm}$
- Rigidzza torsionale del forcellone: $K_{ts} = 1 - 2 \frac{KNm}{\circ}$

Così come per il telaio, le rigidzze di riferimento per moto simili non sono note e per questo si è deciso di scalare tali grandezze sopra elencate dal rapporto tra la rigidzza torsionale della moto progettata e di quelle delle suggerite da Cossalter per moto di grossa cilindrata.

$$\tau = \frac{K_{tA}}{K_{tf}} = 0,13 - 0,3$$

I valori di riferimento delle rigidzze della moto in progettazione sono quindi:

- Rigidzza laterale del forcellone: $K_{sA} = 0,10 - 0,48 \frac{KN}{mm}$
- Rigidzza torsionale del forcellone: $K_{tA} = 0,13 - 0,6 \frac{KNm}{\circ}$

Le rigidzze obiettivo scelte per il forcellone sono:

$$K_f = 215 N/mm$$

$$K_{tf} = 350 Nm/\circ$$

2. SOLLECITAZIONI DEL TELAIO

Il telaio della moto è soggetto a molte sollecitazioni, ognuna delle quali è originata da determinate manovre del pilota e/o da interazioni con il fondo stradale; per la valutazione delle effettive condizioni di carico è necessario considerare che molte di esse si verificano contemporaneamente.

All'interno di questo elaborato ci si concentrerà sulle sollecitazioni più critiche, demandando ulteriori verifiche e considerazioni a sviluppi futuri.

Le sollecitazioni che verranno analizzate sono:

- Superamento di un ostacolo da entrambe le ruote
- Frenata limite di ribaltamento
- Frenata limite di aderenza
- Carico in curva
- Recupero di aderenza da derapata
- Forze interne causate dalla trazione della catena

2.1 Superamento di un ostacolo

La seguente trattazione prevede di considerare i carichi che si originano dal superamento di un ostacolo da parte delle ruote.

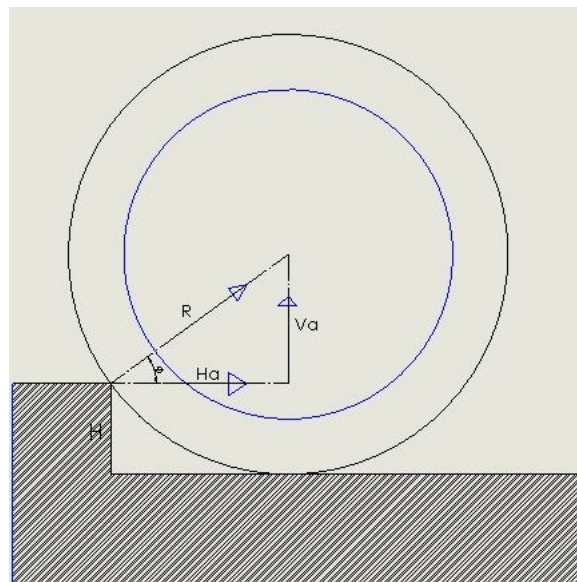


Figura 20: modello interazione ruota-scalino

Si consideri che le ruote debbano superare uno scalino di altezza H . Per ipotesi la risultante della forza di contatto passa per il centro della ruota; questo approccio semplificato non tiene conto dell'inerzia, che darebbe come risultato un vettore forza diverso, sia in modulo che in direzione. Questa semplificazione permette di scrivere relazioni più semplici; tuttavia, i fenomeni dinamici verranno considerati tramite l'introduzione di un opportuno coefficiente correttivo.

Nota la forza V_a data dal peso sostenuto dalla ruota precedentemente determinato, è possibile ricavare la forza H_a da semplici considerazioni geometriche.

$$H_a = \frac{V_a}{\tan(\phi)}$$

Dalla geometria si ricava inoltre l'andamento della forza H_a in funzione del rapporto $\frac{H}{R}$.

$$\phi = \arccos\left(1 - \frac{H}{R}\right)$$

Per tener conto degli effetti dinamici dati dalla velocità, si introduce il coefficiente correttivo di Garret:

$$\gamma = 4,5$$

Il carico statico H_a viene moltiplicato per tale coefficiente da cui si ottiene il carico statico equivalente:

$$H_a' = \gamma \frac{V_a}{\tan(\alpha)}$$

Il grafico mostra l'andamento della forza orizzontale H_a' , in funzione dell'altezza dello scalino H .

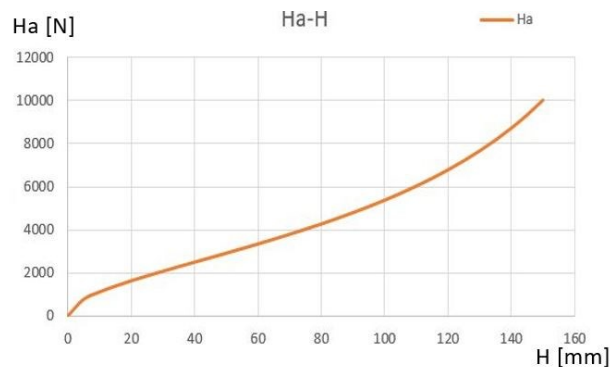


Figura 21: curva carico ruota-altezza scalino

Prendendo in esame uno scalino di altezza 80 mm, le relazioni precedenti restituiscono:

$$V_a = 809.3 \text{ N}$$

$$H_a = 964 \text{ N}$$

$$H'_a = 2410 \text{ N}$$

$$R = 2542 \text{ N}$$

$$\phi = 40^\circ$$

Al fine di determinare le forze che agiscono sul telaio e sul forcellone, è ora utile calcolare le reazioni vincolari sul telaio a seguito del passaggio sullo scalino.

2.1.1 Forze sul forcellone e sul telaio generate dal passaggio sullo scalino

Si studia ora lo schema semplificato del forcellone, dove le forzanti esterne sono state determinate nel paragrafo 2.1.

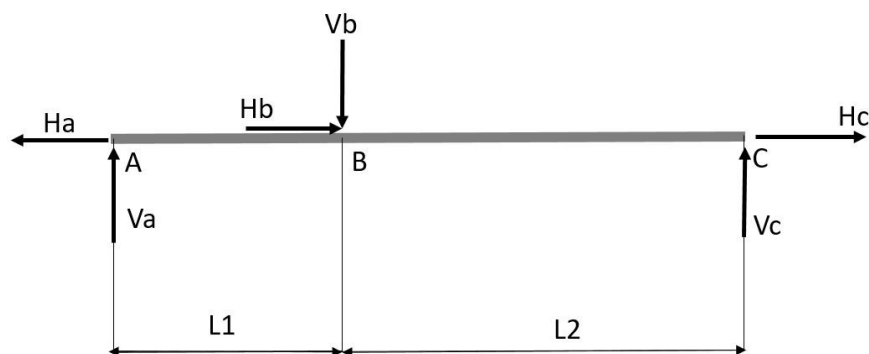


Figura 22: modello semplificato del forcellone

$$V_a - V_b + V_c = 0$$

$$-H_a + H_b + H'_c = 0$$

$$-V_b * L_1 + V_c * (L_1 + L_2) = 0$$

$$\frac{V_b}{H_b} = \tan(\beta)$$

Dalla risoluzione del sistema si ottiene:

$$V_b = 2098,7 \text{ N}$$

$$H_b = 1606,3 \text{ N}$$

$$V_a = 1289,7 \text{ N}$$

$$H_a = 4016,3 \text{ N}$$

I carichi trasmessi al telaio:

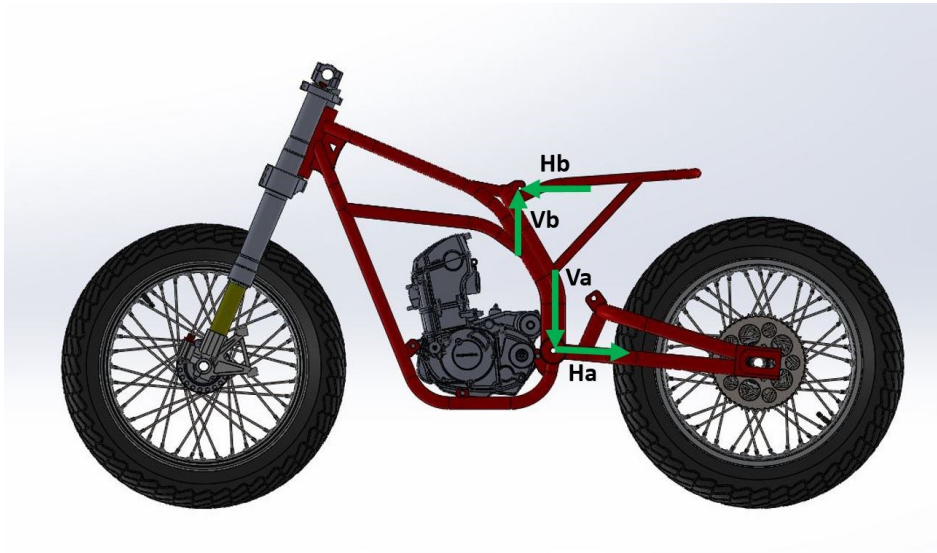


Figura 23: carichi che agiscono sul telaio

2.2 Forze generate dalla frenata limite di ribaltamento

La situazione analizzata è quella di frenata al limite del ribaltamento; condizione fisicamente difficile da raggiungere, poiché il coefficiente di attrito tipico nelle piste da Flat Track è ridotto.

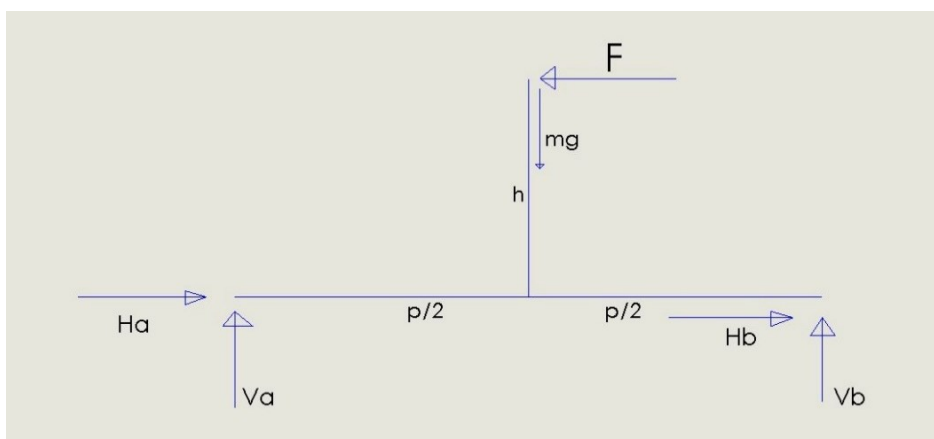


Figura 24: modello semplificato della moto

Per lo studio della condizione limite di ribaltamento è sufficiente il modello semplificato riportato, dove la massa della moto viene considerata puntiforme e posizionata nel centro di massa, di coordinate: $(x, y) = (\frac{p}{2}, h)$

Le 3 equazioni di equilibrio sono:

$$Y: V_a + V_b - mg = 0$$

$$X: H_a + H_b - F = 0$$

$$M: F_h - V_a * \frac{P}{2} + V_b * \frac{P}{2} = 0$$

I dati del problema sono:

$$h = 750 \text{ mm}$$

$$P = 1350 \text{ mm}$$

$$m_{tot} = 165 \text{ Kg}$$

Imponendo la condizione limite di ribaltamento, ovvero con carico verticale nullo sulla ruota posteriore, si ottiene:

$$V_b = H_b = 0$$

Il sistema di equilibrio si semplifica:

$$V_a = m * g$$

$$H_a = F$$

$$F * h = V_a * \frac{P}{2}$$

Da cui si ottiene la decelerazione massima che provoca il distacco da terra della ruota posteriore.

$$x''_{max} = \frac{g}{2} * \frac{P}{h} = 8.76 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 0.89 * g$$

Per far verificare questa condizione è necessario che il coefficiente di aderenza sia sufficientemente elevato, diversamente si verificherebbe prima lo slittamento.

Nella condizione limite di ribaltamento il coefficiente di aderenza deve assumere il valore:

$$\mu_r = \frac{H_a}{m * g} = \frac{m * x''_{max}}{m * g} = \frac{x''_{max}}{g} = 0.89$$

Solitamente il coefficiente di aderenza tra gomma e ghiaia ha un valore di:

$$\mu = 0,5$$

Per cui è possibile affermare che, in tale circostanza, la condizione limite è quella di aderenza e non di ribaltamento. Tuttavia, risulterebbe poco realistico dimensionare il telaio considerando soltanto i carichi derivanti dall'utilizzo della moto su terra battuta-ghiaia; per tale motivo si terrà conto che la moto potrà essere guidata in condizioni di aderenza diverse, come nel caso di asfalto asciutto, dove il coefficiente di aderenza statico può raggiungere e superare valori unitari.

I risultati del sistema analizzato restituiscono:

$$V_a = 1618,65 N$$

$$H_a = 1440,60 N$$

$$V_b = H_b = 0 N$$

2.3 Frenata limite di aderenza

I risultati si ottengono dal sistema di equilibrio precedente, a cui vanno aggiunte le tre condizioni di seguito riportate:

$$H_a = \mu * V_a$$

$$H_b = \mu * V_b$$

$$\mu = 0.5$$

Risolvendo il sistema introducendo le condizioni al contorno:

$$V_a = 1262N$$

$$V_b = 356N$$

$$H_a = 631N$$

$$H_b = 178N$$

Si evidenzia che il 78 % della forza frenante deriva dall'azione della ruota anteriore e il 22 % da quella posteriore.

La frenata induce uno stress molto elevato con carattere periodico, motivo per cui le case costruttrici di moto utilizzano molto spesso questo carico per testare in laboratorio la vita a fatica del telaio.

2.4 Moto in curva

Si consideri la moto che percorre una curva di raggio R a velocità costante.

Durante la curva, a causa della presenza della forza centrifuga, il carico che agisce sugli pneumatici è diverso da quello che si ha nella situazione di moto rettilineo uniforme.

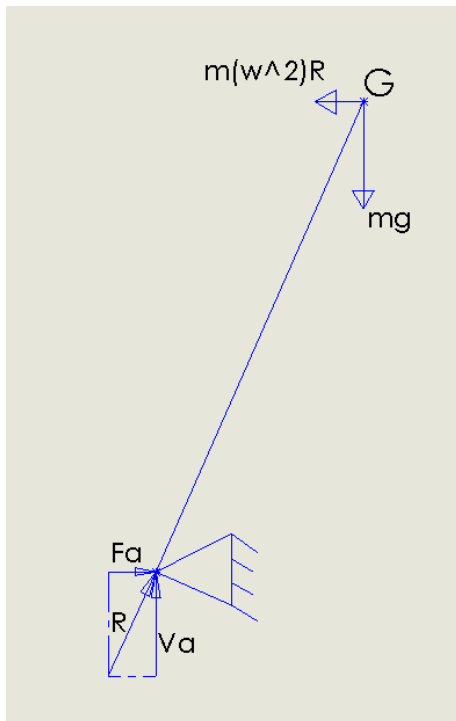


Figura 25: modello della moto in curva

Questo schema semplificato è ottenuto considerando la moto come un'asta incernierata a terra, al cui estremo (baricentro) agiscono la forza peso e la forza centrifuga. La reazione vincolare F_a rappresenta la forza di attrito delle ruote e la reazione vincolare V_a quella della forza peso.

Nella condizione iniziale con angolo di rollio nullo, l'unico carico che sollecita il telaio è la forza peso; per angoli di rollio crescenti, aumenta il valore della risultante R.

Considerando soltanto l'avantreno:

$$m_a = \frac{m_{tot}}{2} = 82.5 \text{ Kg}$$

La forza laterale massima si ottiene noto il coefficiente di attrito tra gomma e terreno.

$$F_{a_{max}} = \mu * m_a * g = 404 \text{ N}$$

$$R_{max} = ((F_{a_{max}})^2 + (m * g)^2)^{0.5} = 904 \text{ N}$$

$$R_{min} = m_a * g = 809 \text{ N}$$

$$\Delta R = R_{max} - R_{min} = 95 \text{ N}$$

A causa del basso coefficiente di attrito, ΔR è molto piccolo rispetto ai valori che si ottengono per le moto da pista, dove il coefficiente di aderenza può raggiungere valori superiori all'unità.

2.5 Carico generato dal recupero di aderenza al posteriore

Per capire come nascono le forze sullo pneumatico che permettono alla moto di curvare e accelerare, si introducono brevemente i concetti di scorrimento longitudinale, deformazione causata dall'angolo di rollio e scorrimento laterale ed ellisse di trazione

2.5.1 Scorrimento longitudinale

Durante la frenata le fibre dello pneumatico a contatto e in prossimità del terreno si trovano in uno stato di trazione; viceversa durante la fase di spinta, le fibre sono compresse.

Il fenomeno è espresso dallo scorrimento longitudinale, dato dal rapporto tra la velocità di strisciamento e quella di avanzamento:

$$k = -\frac{V_a - V_r}{V_a} = \frac{\omega_0 * R_0 - \omega_c * R_0}{\omega_0 * R_0} = 1 - \frac{\omega_c}{\omega_0}$$

Dove:

- ω_c velocità angolare del cerchio intorno al proprio asse;
- ω_0 velocità angolare di puro rotolamento;
- R_0 raggio di rotolamento (distanza tra asse di ist. rotazione e centro ruota)
- $V_r = \omega_c * R_0$ velocità di rotolamento;
- $V_a = \omega_0 * R_0$ velocità di avanzamento;

Lo scorrimento è positivo in fase di spinta e negativo in fase di frenata ed esiste una relazione del tipo:

$$F_x = f(k)$$

Concludendo, è possibile asserire che la forza longitudinale che agisce sullo pneumatico dipende dallo scorrimento k . In letteratura esistono diversi modelli sia lineari che non-lineari sulla relazione tra forza F_x e scorrimento k , tuttavia, una trattazione più approfondita dell'argomento esula dagli scopi di questa tesi.

Durante il moto di puro rotolamento della ruota, il raggio di rotolamento si trova sotto al piano stradale ed è compreso tra il punto di contatto a terra e il raggio esterno della ruota. Nella fase di frenata avviene lo scorrimento sopra definito, da cui deriva un aumento del raggio di rotolamento istantaneo. Nella situazione limite di bloccaggio, il raggio di istantaneo rotolamento tende a infinito e, allo stesso modo, se la velocità di avanzamento fosse nulla e quella di rotolamento diversa da zero, il centro di istantanea rotazione coinciderebbe con il centro della ruota.

2.5.2 Rollio e deriva

Andando ad analizzare le forze laterali che agiscono sullo pneumatico, è necessario introdurre i concetti di angolo di rollio e angolo di deriva. L'angolo di rollio è l'angolo compreso tra il piano stradale e il piano di simmetria del retrotreno.

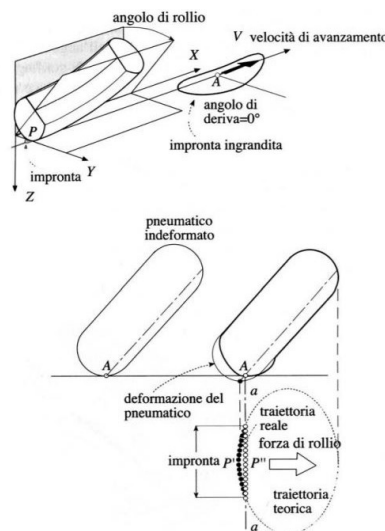


Figura 26: angolo di rollio

L'angolo di deriva è quello misurato sul piano stradale, tra la direzione di avanzamento e l'intersezione del piano medio della ruota con il piano stradale.

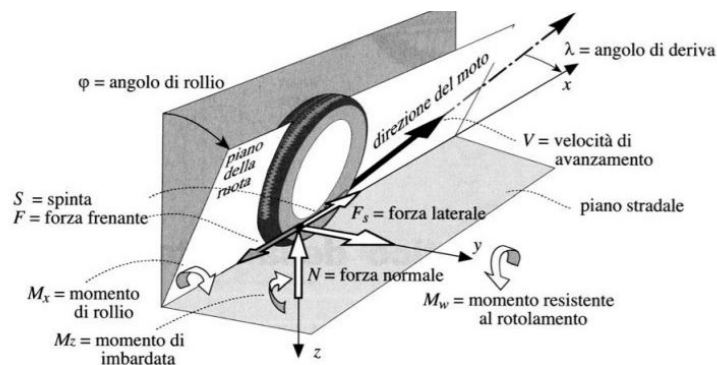


Figura 27: angolo di deriva

Possiamo assumere che la forza laterale F_y sia composta da una quota dovuta al rollio e un'altra dovuta alla deriva.

La forza laterale generata dall'angolo di rollio nasce a causa della deformazione del pneumatico che, entrando in contatto con il terreno, si deforma portando verso l'interno i punti di contatto contenuti nell'impronta come rappresentato in figura 26.

La seconda componente della forza F_y è quella generata dallo scorrimento laterale, preponderante per piccoli angoli di scorrimento. L'impronta è meno uniforme rispetto a quella generata dalla componente di rollio e, in particolare, è suddivisa in due zone: una prima area frontale di aderenza e una seconda area posteriore dove si verifica lo scorrimento, come mostrato in figura 28. La zona di scorrimento è tanto maggiore, quanto maggiore è l'angolo di deriva.

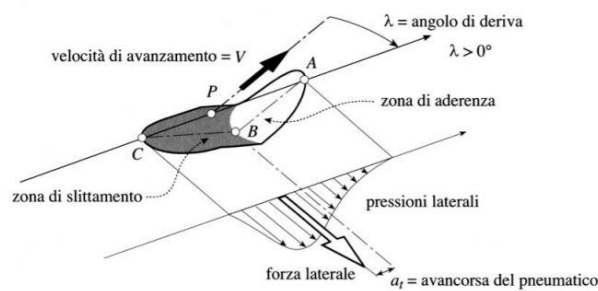


Figura 28: deformazione data dalla deriva

2.5.3 Ellisse di trazione

Una volta definiti i concetti di scorrimento longitudinale, rollio e deriva, è possibile studiare in che modo le forze F_x e F_y coesistono durante il moto dello pneumatico.

Al fine di ottenere dei risultati utili per le verifiche di resistenza che verranno effettuate nei capitoli successivi, si procede con un esempio sulla perdita completa di aderenza.

Per trattare questo problema non è più sufficiente considerare la forza laterale sullo pneumatico come fatto precedentemente, dove la forza laterale F_y era ottenuta da:

$$F_y = \mu * N$$

E' invece necessario introdurre il concetto di ellisse di trazione. Secondo questo modello lo pneumatico è in aderenza se la risultante data dalla forza laterale e longitudinale è contenuta all'interno di tale ellisse; al difuori di questa aerea si ha completa perdita di aderenza.

La guida al limite prevede, teoricamente, una condizione di lavoro in cui il vettore risultante R ruota nel piano F_x-F_y e tocca in ogni istante la frontiera del dominio di aderenza, ovvero il bordo dell'ellisse.

In particolare, nel Flat-Track, dove ogni curva viene affrontata in derapata, il pilota agisce con il gas in modo da trovare il giusto compromesso tra spinta longitudinale e spinta laterale.

Nel momento in cui avviene la riapertura del gas in uscita dalla curva la forza F_x aumenta e, di conseguenza, si riduce la forza F_y ammissibile per rimanere all'interno dell'ellisse di trazione; la moto subisce un'imbardata e il pilota si trova a dover chiudere il gas per ripristinare l'aderenza. In questo istante, per un determinato angolo di deriva della ruota posteriore, si ha un repentino incremento della forza laterale F_y che dà luogo a una risultante R non più passante per il baricentro (come nel caso equilibrato) del sistema moto + pilota; di conseguenza, viene a generarsi un momento che tende a ridurre l'angolo di rollio.



Figura 29: carico generato dal recupero di aderenza

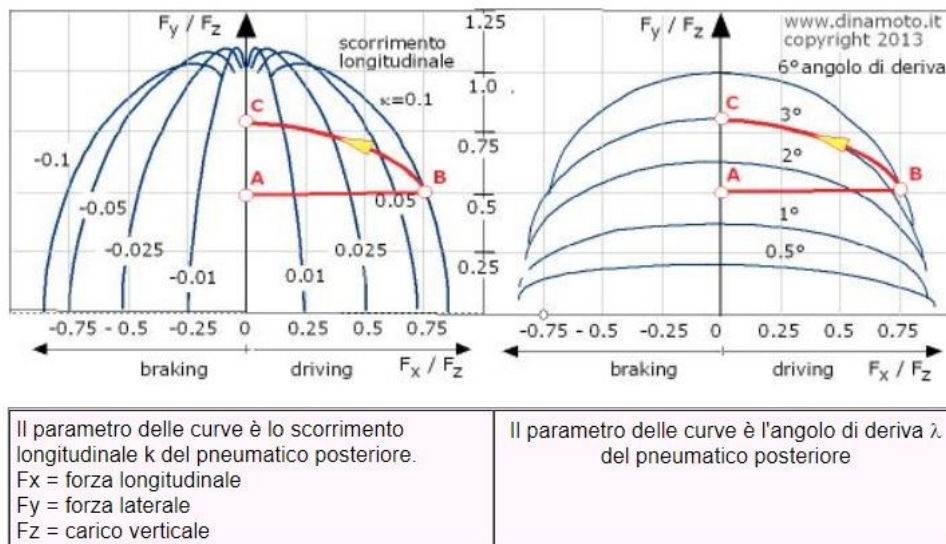


Figura 30: ellisse di trazione

Il grafico mostra quanto descritto precedentemente.

Sulle ascisse è riportata la forza longitudinale ridotta e sulle ordinate la forza laterale ridotta, ovvero:

$$F_{xr} = \frac{F_x}{N}$$

$$F_{yr} = \frac{F_y}{N}$$

Il grafico a sinistra riporta le curve iso-scorrimento, mentre quello a destra le curve iso-deriva.

Nel grafico è rappresentata la combinazione di forza longitudinale di frenata e forza laterale agenti sul pneumatico.

Vediamo ora il caso limite di perdita di aderenza per angoli di rollio $\varphi = 0$.

Nel momento iniziale (punto A) è presente soltanto la forza laterale F_y , ciò per il fatto che la moto curva senza “accelerare”. Nel momento in cui il pilota apre il gas, si passa dal punto A al punto B che rappresenta una situazione di perdita di aderenza, in cui si raggiunge uno scorrimento longitudinale positivo e un angolo di deriva superiore rispetto a quello raggiunto nel punto A. Questa perdita di aderenza costringe il pilota a smettere di accelerare per ripristinare l’aderenza per cui la spinta longitudinale torna a 0 (punto C). Nel punto C lo scorrimento longitudinale è ovviamente nullo ma, l’angolo di deriva è quello raggiunto nel punto B; ciò fa nascere una forza laterale $F_{y_{max}}$, lo pneumatico

riduce la propria deriva e si riporta nel punto A, dove F_y è quella necessaria per l'equilibrio.

La figura 31 rappresenta come si comporta la moto quando si verifica tale fenomeno.

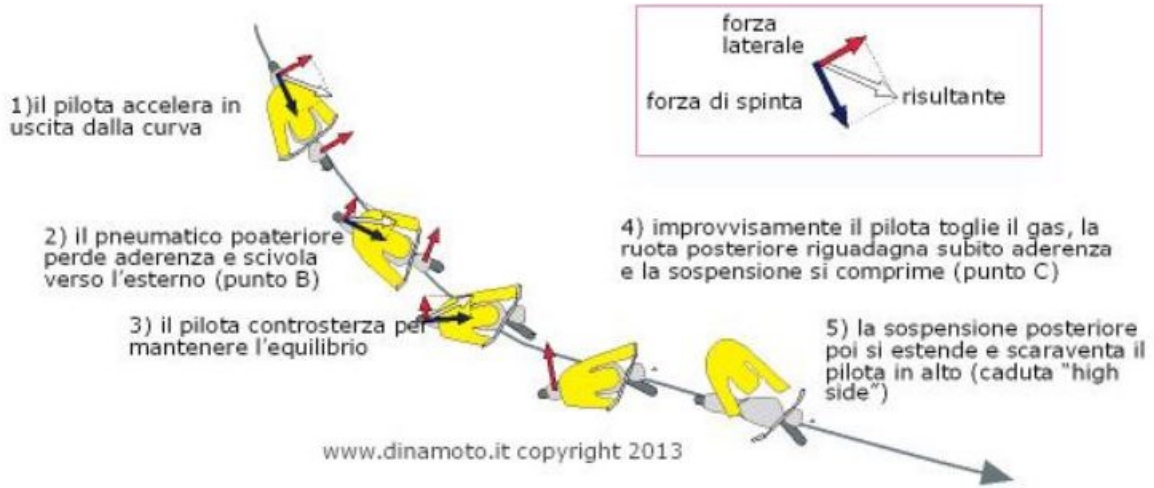


Figura 31: meccanismo dell'high side

Si quantificano ora le forze in gioco.

La massima spinta longitudinale F_{x0} e laterale F_{y0} , nel caso fosse presente una sola componente alla volta, sono:

$$F_{x0} = \mu_x * N$$

$$F_{y0} = \mu_y * N$$

Dove N è il carico verticale che agisce sullo pneumatico e μ_x e μ_y sono i coefficienti di attrito rispettivamente longitudinale e laterale.

Quello che si verifica più spesso è che sullo pneumatico agiscano entrambe le componenti contemporaneamente, per cui il valore ammissibile della forza longitudinale F_x deve tenere conto della presenza della forza F_y e viceversa; per cui, nota una delle due, l'altra va moltiplicata per il relativo fattore correttivo, in modo che la risultante R sia contenuta all'interno dell'ellisse di trazione. I fattori correttivi sono:

$$n_y = \sqrt{1 - \left(\frac{F_x}{F_{x0}}\right)^2}$$

$$n_x = \sqrt{1 - \left(\frac{F_y}{F_{y0}}\right)^2}$$

In generale, i coefficienti di aderenza laterale e longitudinale sono diversi. Per questo motivo si parla di ellisse di trazione e non di circonferenza di trazione.

A causa della limitata disponibilità di dati non c'è modo di conoscere i due coefficienti di aderenza che dipendono, oltre che dai materiali a contatto (gomma e ghiaia), anche dalla temperatura, pressione di gonfiaggio ecc.

Si suppone quindi che entrambi valgano:

$$\mu_x = \mu_y = 0,5$$

Sulla base dell'ipotesi fatta, i semiassi dell'ellisse sono identici e il dominio di trazione è una circonferenza.

Per ottenere dei risultati utilizzando l'ellisse di aderenza, si considerano soltanto i valori di forza assunti sulla frontiera; tale semplificazione è determinata dall'insufficienza di dati che coincide, oltretutto, con la situazione peggiore per la sollecitazione del telaio. Il fenomeno si verifica quando la forza di trazione è massima e quella laterale è minima, stato che porta alla perdita di aderenza e costringe alla chiusura repentina del gas.

In questo caso si passa da forza laterale $F_{ymin} = 0 \text{ N}$ a $F_{ymax} = 404 \text{ N}$, dove:

$$\Delta F = 404 \text{ N}$$

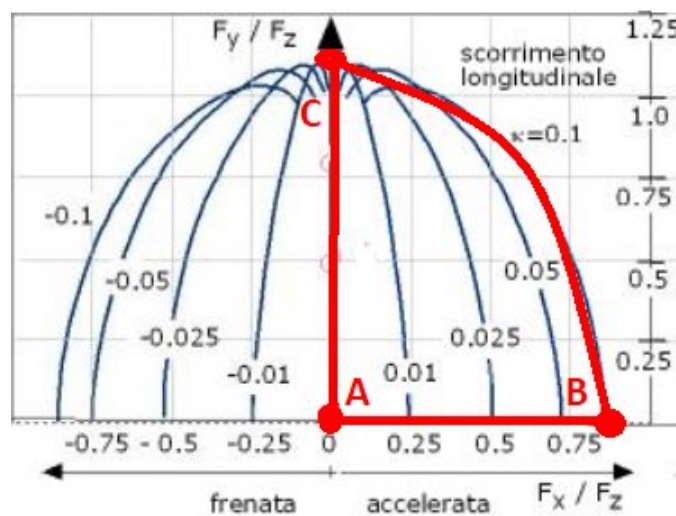


Figura 32: ripartizione dei carichi in derapata

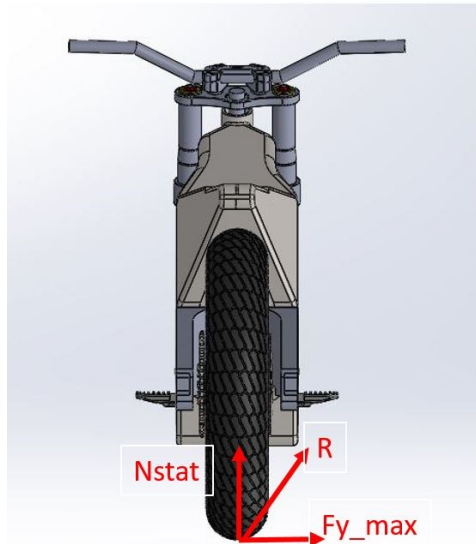


Figura 33: carichi applicati in recupero di aderenza

Così come fatto nel paragrafo precedente, si ottengono le reazioni vincolari del forcellone durante il recupero di aderenza laterale.

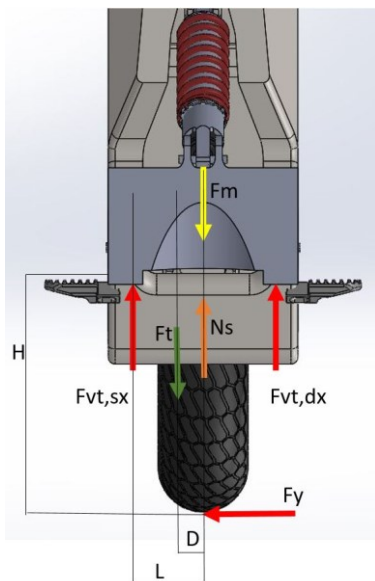


Figura 34: componenti verticali delle forze applicate al forcellone

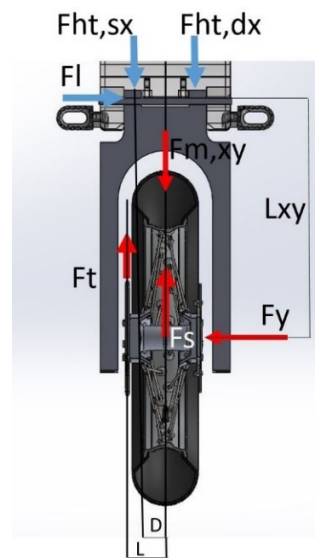


Figura 35: componenti orizzontali delle forze applicate al forcellone

Il problema proiettato sul piano xy è il seguente:

$$X: F_l - F_y = 0$$

$$Y: -F_{ht_{sx}} - F_{ht_{dx}} - F_{m_{xy}} = 0$$

$$M: -F_{m_{xy}} * L - F_{ht_{dx}} * 2L - F_y * L_{xy} = 0$$

Da cui si ottiene:

$$F_l = 404 \text{ N.}$$

$$F_{ht_{dx}} = -2471.8 \text{ N.}$$

$$F_{ht_{sx}} = 469.1 \text{ N}$$

Il secondo sistema analizza le forze sul piano yz.

$$Z: N_{stat} - F_m + F_{vt_{sx}} + F_{vt_{dx}} = 0$$

$$M: -F_y * H + N_{stat} * L - F_{m_{yz}} * L + F_{vt_{dx}} * 2L = 0$$

Da cui:

$$F_{vt_{dx}} = 1469.8 \text{ N}$$

$$F_{vt_{sx}} = -768.1 \text{ N}$$

2.6 Variazione del punto di applicazione delle forze sullo pneumatico in piega

Se si considera lo pneumatico indeformabile e di forma toroidale, appare evidente che il punto di contatto tra pneumatico e terreno si sposta in funzione dell'angolo di rollio. Ai fini dello studio che si svolgerà nei prossimi capitoli sulle sollecitazioni del telaio, si valuta se sia utile definire l'angolo di piega massimo e la posizione del punto di contatto in tale situazione.

Si parte con il calcolo dell'angolo di massimo rollio con l'ipotesi di pneumatico lenticolare.

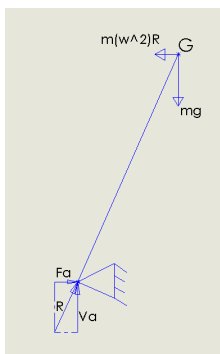


Figura 36: modello semplificato della moto in piega

Dallo schema 36 si ottiene la relazione:

$$\tan(\varphi_{max}) = \frac{F_{amax}}{V_a} = \frac{\mu * V_a}{V_a}$$

$$\varphi_{max} = \text{atan}\left(\frac{\mu * V_a}{V_a}\right) = \text{atan}\left(\frac{1}{2}\right) = 26.56^\circ$$

Nota l'angolo di rollio massimo teorico, è possibile calcolare il nuovo punto di contatto a terra e di conseguenza l'angolo di rollio effettivo.

2.6.1 Angolo di rollio effettivo

E' importante considerare che l'angolo di rollio effettivo di una moto dipende dalla forma dello pneumatico e dall'altezza del baricentro.

Considerando la ruota di forma toroidale e infinitamente rigida, l'area di contatto si riduce a un punto che, durante la fase di piega, lascia la mezzeria della gomma e si sposta verso l'interno della curva a causa della curvatura della gomma stessa.

Questo nuovo punto è quello rispetto al quale agisce il momento della forza peso e della forza centrifuga; appare chiaro come sia necessario considerare la nuova posizione del punto di contatto per scrivere l'equazione di equilibrio alla rotazione. In particolare, il braccio della forza peso vede una riduzione pari allo spostamento verso l'interno della curva del punto di contatto. Di conseguenza, l'angolo di rollio teorico calcolato con ipotesi di pneumatico lenticolare non descrive più una situazione di equilibrio; è quindi necessario tener conto di questa nuova configurazione per calcolare l'angolo di rollio effettivo.

Sulla base di quanto descritto, è possibile affermare che maggiore è la larghezza dello pneumatico, maggiore è l'angolo di rollio necessario per curvare; inoltre, minore è l'altezza del baricentro, maggiore sarà l'angolo di rollio effettivo per ottenere l'equilibrio.

Quanto detto è sintetizzato dalla seguente relazioni:

$$\varphi_e = \varphi_i + \Delta\varphi$$

Dove:

- φ_e angolo di rollio effettivo
- φ_i angolo di rollio teorico
- $\Delta\varphi$ variazione dell'angolo di rollio

I dati del problema sono:

- Altezza del baricentro $h = 742,7 \text{ mm}$
- Larghezza dello pneumatico $t = 130 \text{ mm}$

La relazione tra angolo di rollio effettivo e i dati del problema:

$$\varphi_e = \varphi_i + \Delta\varphi = \arctan\left(\frac{V^2}{g * R_c}\right) + \arcsin\left[\frac{t * \sin\left(\arctg\left(\frac{V^2}{g * R_c}\right)\right)}{h - t}\right]$$

$$\Delta\varphi = \arcsin\left[\frac{t * \sin\left(\arctg\left(\frac{V^2}{g * R_c}\right)\right)}{h - t}\right] = \arcsin\left(\frac{t * \sin(\arctg(\mu))}{h - t}\right) = 2.59^\circ$$

Tenuto conto dell'altezza del baricentro h e della larghezza degli pneumatici t , l'angolo di rollio effettivo φ_e assume il valore:

$$\varphi_e = \varphi_i + \Delta\varphi = 29,15^\circ$$

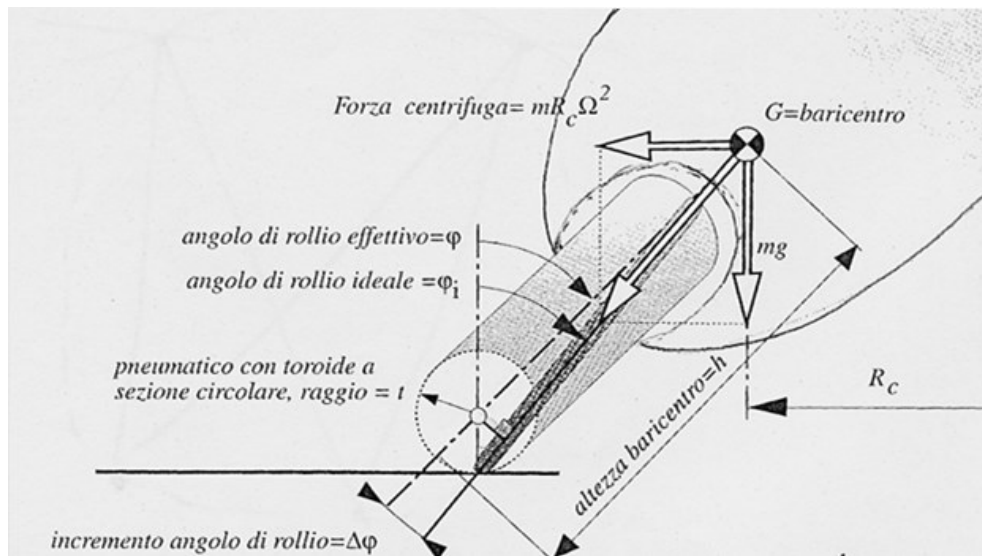


Figura 37: angolo di rollio effettivo e ideale

2.7 Forze in piena accelerazione

In questo paragrafo si determinano le forze di trazione della catena, utili successivamente per la verifica delle sollecitazioni.

Introduciamo i dati noti del motore:

- Modello: Zongshen NC 250
- Tipo: Monocilindrico 4T
- Distribuzione: Doppio albero a camme in testa a 4 valvole
- Peso: 31 Kg
- Potenza MAX: 19 KW (26 Cv) a 9000 giri/min
- Coppia MAX: 22 Nm a 7000 giri/min
- Cambio: Manuale a 6 rapporti

Il setup di partenza prevede l'utilizzo di un pignone da 21 denti con diametro primitivo: $D_p = 64 \text{ mm}$, quindi, noto il valore della coppia massima misurata sul pignone, si può ricavare la forza di tiro della catena.

$$M_p = T * R_p$$

$$T = \frac{M_p}{R_p} = 687.5 \text{ N}$$

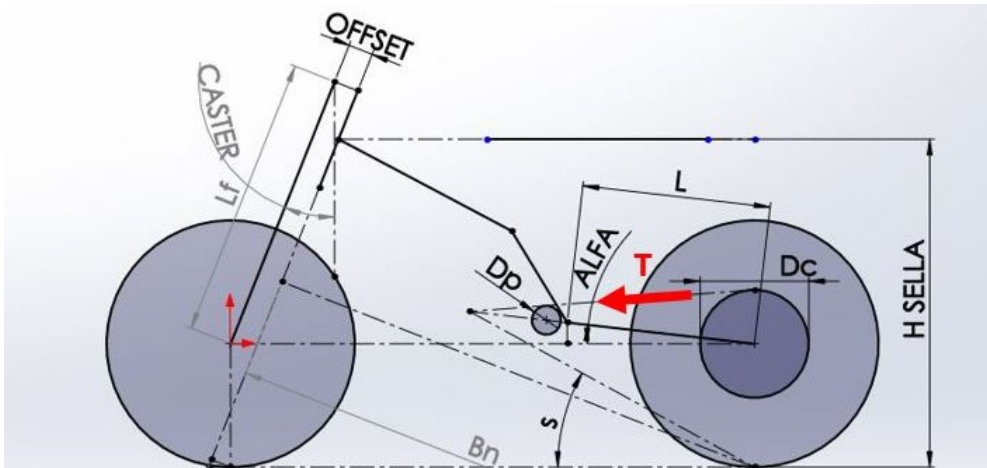


Figura 38: forza di trazione della catena

2.7.1 Massima spinta in accelerazione

Per ricavare la forza di spinta nell'istante in cui si raggiunge la coppia massima, bisogna tener conto della massa della moto + pilota, oltre che del momento d'inerzia delle ruote.

Le proprietà di massa sono state ottenute dal CAD tenendo conto della reale distribuzione di massa e del peso specifico dei vari materiali.

Figura 39: ruota anteriore



Momenti di inerzia: (chilogrammi * metri quadrati)
Presi nel centro di massa e allineati con il sistema di coordinate risultato.

Lxx = 0.22	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00
Lyx = 0.00	Lyy = 0.43	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 0.22

Figura 40: ruota posteriore



Momenti di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Presi nel centro di massa e allineati con il sistema di coordinate risultato.

Lxx = 280540854.99	Lxy = -2152.60	Lxz = -62668.06
Lyx = -2152.60	Lyy = 502910351.10	Lyz = 2588.80
Lzx = -62668.06	Lzy = 2588.80	Lzz = 280520906.65

I momenti d'inerzia I_{zz} delle ruote sono:

- $I_{ant} = 0,22 \text{ Kg} * m^2$
- $I_{post} = 0,28 \text{ Kg} * m^2$

Bilancio delle potenze:

$$M * \omega - F_i * \omega * R_{ruota} - \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_{ant} * \omega^2 \right) - \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_{post} * \omega^2 \right) = 0$$

Considerando che la Forza d'inerzia F_i può essere scritta come:

$$F_i = m_{tot} * a_g = m_{tot} * \alpha * R_{ruota}$$

Da cui si ottiene:

$$M * \omega - m_{moto} * \alpha * \omega * R_r^2 - I_{ant} * \omega * \alpha - I_{post} * \omega * \alpha = 0$$

Eliminando ω :

$$M - m_{tot} * \alpha * (R_r)^2 - I_{ant} * \alpha - I_{post} * \alpha = 0$$

E' stato ipotizzato che la moto acceleri senza perdere aderenza. Tale ipotesi permette di legare direttamente l'accelerazione angolare α delle ruote all'accelerazione a_g della moto; le altre grandezze rappresentano:

- $M = F_t * R_c$ momento generato dalla trazione della catena
- M_r momento resistente della ruota posteriore
- M_p coppia motrice misurata al pignone
- m_{tot} massa totale moto + pilota
- R_r raggio delle ruote (ipotizzate identiche)
- R_c raggio della corona
- R_p raggio del pignone
- ω velocità angolare delle ruote
- F_t forza trazione catena
- F_s forza di trazione a terra
- F_m carico del mono ammortizzatore

Si ricava quindi l'accelerazione angolare dalla precedente equazione:

$$\alpha = \frac{M}{m_{tot} * (R_r)^2 + I_{ant} + I_{post}} = 1.36 \frac{rad}{s^2}$$

Ora è possibile ricavare la coppia scaricata a terra, ottenuta come coppia applicata alla corona decurtata del momento resistente della ruota.

Il momento resistente della ruota posteriore è:

$$M_r = I_{post} * \alpha$$

L'equazione di equilibrio è scritta come segue:

$$M - I_{post} * \alpha = F_s * R_r$$

Il momento generato dalla forza di trazione della catena è:

$$M = F_t * R_c$$

Sostituendo questa espressione nell'equazione di equilibrio alla rotazione, si ottiene:

$$F_t * R_p - I_{post} * \alpha = F_s * R_r$$

Sostituendo l'espressione dell'accelerazione angolare nell'equazione precedente:

$$F_s = \frac{1}{R_r^2} \left[F_t * R_p * \left[1 - \left(\frac{I_{post}}{m_{tot} * R_r^2 + I_{ant} + I_{post}} \right) \right] \right] = 226N$$

In sintesi: è stata ottenuta l'accelerazione angolare dal bilancio delle potenze e focalizzandosi solo sulla ruota posteriore è stata ottenuta la forza di spinta a terra.

Ora è necessario definire i carichi applicati sul perno della ruota posteriore e riportarli sul perno del forcellone.

Dal momento che è stata definita la geometria con un rapporto di tiro catena unitario, dovremmo ottenere che la forza che agisce sul mono ammortizzatore è un invariante della spinta a terra; ciò significa che il surplus di carico rispetto alla situazione stazionaria sarà scaricato sul perno del forcellone.

Per studiare il problema si riportano le componenti delle forze sui rispettivi piani, ovvero piano xy e piano yz.

Sul piano xy il problema è quello rappresentato in figura 41.

Le componenti delle forze proiettate sul piano xy hanno valore:

$$F_s = 226 N$$

$$F_{t_{xy}} = F_t * \cos(6.5^\circ) = 683.1 \text{ N}$$

$$F_{m_{xy}} = F_m * \cos(37.04^\circ) = 2002.7 \text{ N}$$

Il sistema proiettato su piano xy è il seguente:

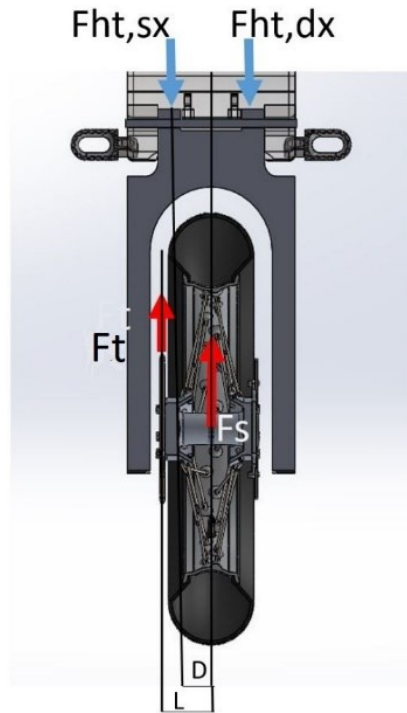


Figura 40: sistema proiettato sul piano xy

$$X: F_s + F_t - F_m - F_{ht_{sx}} - F_{ht_{dx}} = 0$$

$$M: F_{ht_{sx}} * L - F_{ht_{dx}} * L - F_t * D = 0$$

Da cui si ottengono le due reazioni vincolari del forcellone:

$$F_{ht_{sx}} = -298.47 \text{ N}$$

$$F_{ht_{dx}} = -795.13 \text{ N}$$

Come è stato fatto per il sistema precedente, si definiscono le proiezioni delle forze sul piano yz:

$$F_{t_{yz}} = F_t * \sin(6.5^\circ) = 77.8 \text{ N}$$

$$F_{m_{yz}} = F_m * \sin(37.04) = 1511 \text{ N}$$

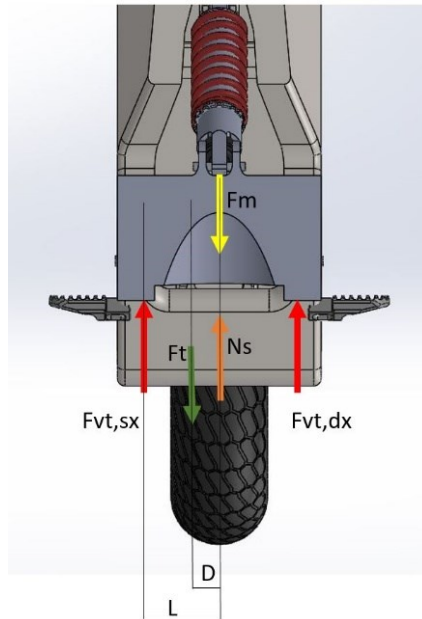


Figura 41: sistema proiettato sul piano yz

Una volta ottenute le componenti delle forze di reazione del mono ammortizzatore $F_{m,yz}$ e quella del tiro della catena $F_{t,yz}$, si impone l'equilibrio alla traslazione e alla rotazione.

$$X: F_{vt_{sx}} + F_{vt_{dx}} - F_t + N_s - F_m = 0$$

$$M: F_{vt_{dx}} * 2L + N_s * L - F_t * (L - D) - F_m * L = 0$$

Da cui:

$$F_{vt_{dx}} = 281.22 \text{ N}$$

$$F_{vt_{sx}} = 371.78 \text{ N}$$

Tutte le reazioni vincolari trovate verranno utilizzate nei capitoli successivi come condizione di carico del telaio, utili a svolgere le analisi FEM

3. PROGETTAZIONE DEL TELAIO E DEL FORCELLONE

Questo capitolo tratta la fase operativa della progettazione. Si inizierà con la scelta dei materiali che costituiscono il telaio e il forcellone; in seguito, verranno creati i modelli per l'ottimizzazione topologica. Ancora, a seguire, verrà eseguita l'ottimizzazione topologica tramite il software Ntopology; nell'ultima parte del capitolo si proporrà il layout avanzato del telaio e del forcellone, definito tramite il software Solidworks.

3.1 Scelta dei materiali

Per la realizzazione del telaio è stato scelto di utilizzare l'acciaio 25CrMo4, un acciaio che si presta particolarmente alla costruzione di telai, grazie all'ottima saldabilità, la spiccata tenacità e la buona resistenza strutturale.

Per quanto riguarda il forcellone, la scelta iniziale è ricaduta su una lega di Alluminio 7020 T4, caratterizzata da una spiccata resistenza a trazione e a fatica, buona saldabilità ma bassa deformabilità plastica a freddo che, considerata la forma del forcellone costituita da tubolari piegati, è risultato essere un fattore critico per la selezione di questo materiale. La scelta è quindi ricaduta sulla lega di Alluminio 6060 T6, caratterizzata da una migliore deformabilità plastica a freddo, buona saldabilità, a discapito della resistenza a trazione che risulta essere inferiore alla lega 7020. Nei prossimi capitoli si svolgeranno le analisi strutturali e si verificherà la compatibilità di questo materiale.

Di seguito si riportano le schede tecniche dei due materiali scelti, rispettivamente l'acciaio 25CrMo4 per il telaio e la lega di Alluminio 6060 T6 per il forcellone:

Qualità materiale		25CrMo4					
Norma di riferimento		EN 10083-3: 2006					
Numero		1.7218					
Composizione chimica							
C%	Si% max	Mn%	P% max	S% max	Cr%	Mo%	Scostamenti ammessi per analisi di prodotto .
0,22-0,29	0,40	0,60-0,90	0,025	0,035	0,90-1,20	0,15-0,30	
± 0,02	+ 0,03	± 0,04	+ 0,005	+ 0,005	± 0,05	± 0,03	
Per il tipo 25CrMoS4 n° 1.7213 S% 0.020-0.040 scostamento di prodotto ± 0.005							
Proprietà meccaniche							
Laminati a caldo caratteristiche meccaniche allo stato bonificato EN 10083-3: 2006							
diametro/spessore mm		Prova di trazione e resilienza in longitudinale a 20 °C					
oltre	fino a	R	Rp 0.2	A%	C%	Kv	HB
		N/mm ²	N/mm ² min.	min.	min.	J min.	per informazione
16/8	16/8	900-1100	700	12	50		271-331
16/8	40/20	800-950	600	14	55	50	240-286
40/20	100/60	700-850	450	15	60	50	213-253
100/60	160/100	650-800	400	16	60	45	200-240



Tabella 1: proprietà dell'acciaio 25CrMo4

LEGA EN AW – 6060

CARATTERISTICHE CHIMICHE	Designazione numerica	EN AW – 6060
	Designazione chimica	EN AW – AlMgSi
	Aluminium Association	AA 6060

COMPOSIZIONE CHIMICA IN % in peso rif. UNI EN 573-3	Silicio Si	0,30 – 0,60
	Ferro Fe	0,10 – 0,30
	Rame Cu	0,10 max
	Manganese Mn	0,10 max
	Magnesio Mg	0,35 – 0,60
	Cromo Cr	0,05 max
	Zinco Zn	0,15 max
	Titanio Ti	0,10 max
	Altri	Ognuno 0,05
		Totali 0,15
Alluminio	RESTO	

CARATTERISTICHE MECCANICHE rif. UNI EN 755-2*	Tempra	T4	T5	T6	T64	T66
	Spessore (mm)	≤ 25	≤ 5	≤ 3	≤ 15	≤ 3
	Rm (MPa) min.	120	160	190	180	215
	Rp0,2 (MPa) min.	60	120	150	120	160
	A % min.	16	8	8	12	8
	A50 mm % min.	14	6	6	10	6
	HBW (Brinell) - tipica	50	60	70	60	75

*Valori riportati a profilo estruso

CARATTERISTICHE FISICHE	Densità (kg/dm ³)	2,7
	Punto di fusione (°C)	600/655
	Coefficiente di Poisson	0,33
	Modulo di elasticità (MPa)	69.000
	Modulo di elasticità tangenziale(MPa)	26.000
	Coeff. Dilat. Termica lineare da 20-100°C (10 ⁻⁴ K ⁻¹)	23
	Conducibilità termica a 20°C (W/cm x K)	2,09
	Calore specifico da 0 a 100°C [J/kg x K]	890

CARATTERISTICHE TECNOLOGICHE	Tempra	T4	T5	T6	T64	T66
	Attitudine all'anodizzazione	O	O	O	O	O
	Resistenza alla corrosione	B	B	B	B	B
	Lavorabilità plastica a freddo	B	S	S	B	I
	Lavorabilità all'utensile	I	S	B	S	B
	Saldabilità	B	B	B	B	B
	Formabilità	O	O	O	O	O

I=insufficiente, S=sufficiente, B=buona, O=ottima

Legna da estrusione diretta maggiormente diffusa (copre l'85% della produzione). È tipicamente utilizzata nell'edilizia, nell'arredamento, nell'automotive e per particolari elettrico-meccanici come i dissipatori di calore o le carcasce di motore. Le sezioni realizzate con questa lega possono essere anche molto complesse e con spessori sottili e mediamente hanno caratteristiche meccaniche non elevate.

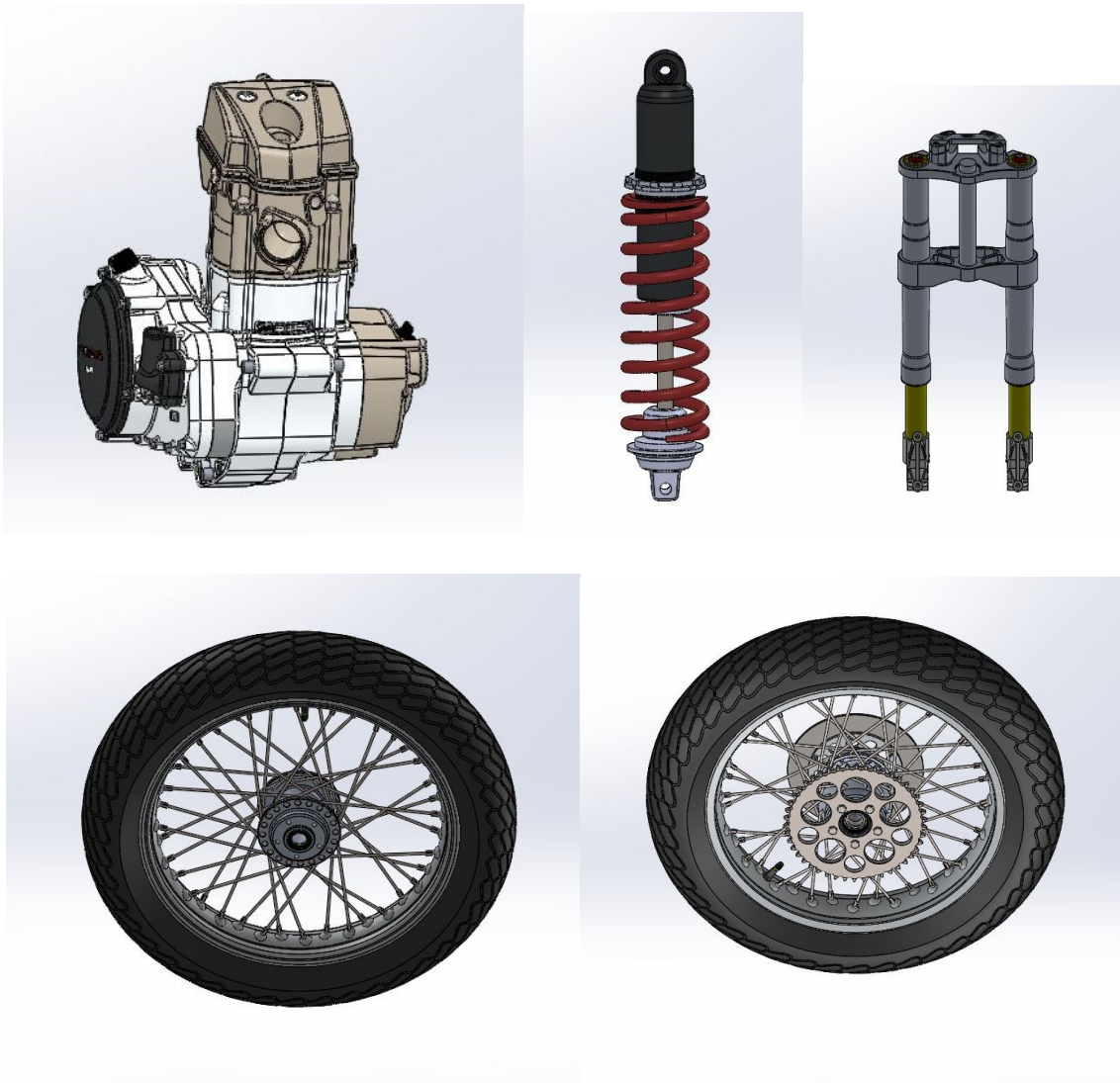
I prodotti con questa lega si prestano inoltre alle diverse finiture superficiali tra cui la verniciatura e l'ossidazione anodica, quest'ultima con risultati di altissima qualità.

Tabella 2: proprietà della lega di Alluminio 6060

3.2 Creazione del modello per l'ottimizzazione topologica

Il primo passo è stato quello di inserire nell'Assieme CAD tutti i componenti con geometria nota: ruote, il motore, il mono ammortizzatore, le pedane ecc.

Le parti scaricate, eccetto il motore e le ruote, sono state opportunamente modificate per conformità con le geometrie scelte.



Di seguito i componenti scaricati e le modifiche eseguite:

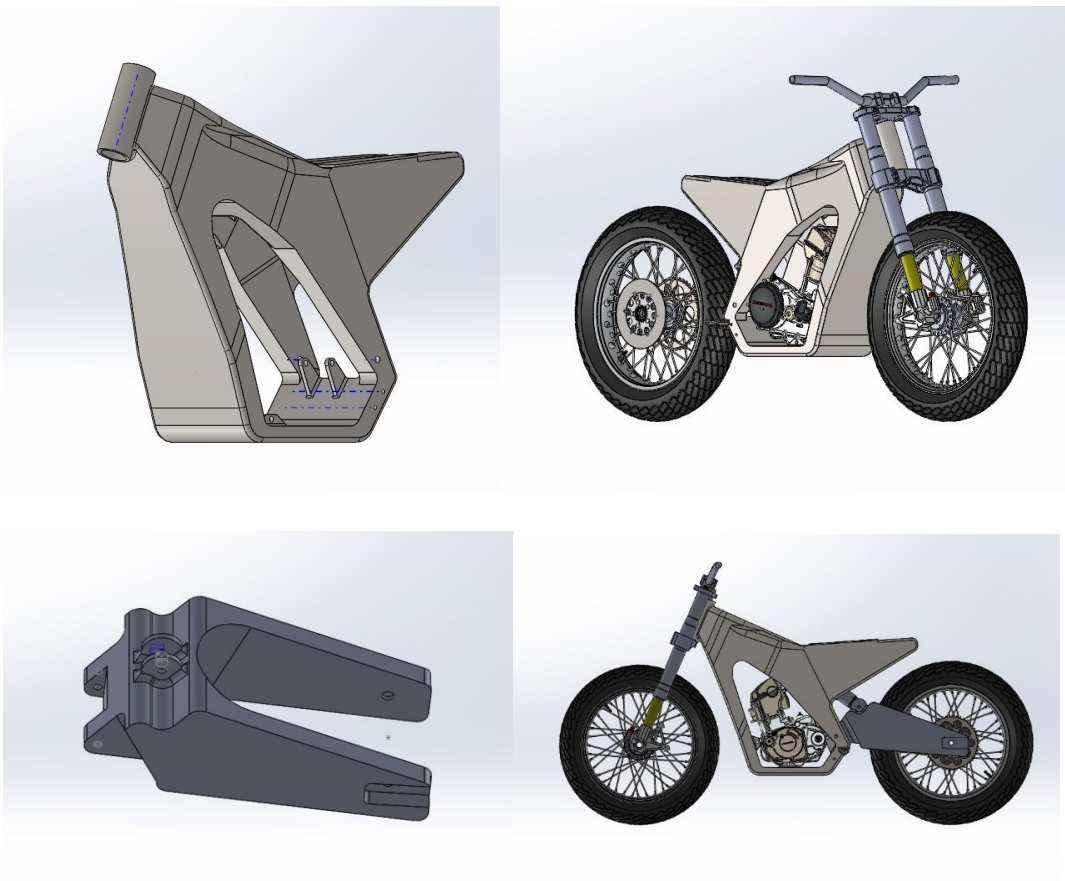
- Motore: il motore appartiene alla Honda CRF 250; non corrisponde al modello che verrà montato sulla moto, ad ogni modo, gli ingombri sono molto simili. Ad oggi, il motore Zongshen NC 250 è stato acquistato. Tuttavia, non è stato ancora eseguito il rilievo per generare il CAD
- Mono ammortizzatore con interasse 345 mm

- Forcelle con offset modificato al fine di ottenere l'avancorsa anteriore stabilita da progetto
- Ruota anteriore Flat Track
- Ruota posteriore Flat Track

Per la creazione del modello da importare in Ntopology sono state fatte le seguenti considerazioni:

1. E' stato tenuto conto del massimo ingombro esterno ritenuto ammissibile
2. Si è considerata la posizione di ogni elemento quale: il canotto, la sede del perno forcellone, il telaio posteriore, ecc.
3. Si è scelto di disegnare un modello pieno in ogni zona possibile per permettere al software di determinare la miglior soluzione.

Le immagini che seguono riportano i modelli ottenuti del telaio e del forcellone



3.3 Ottimizzazione topologica

L'obiettivo di questa attività è quello di ottenere un risultato qualitativo della forma del telaio da utilizzare come base di partenza per il disegno del telaio reale; per tale motivo, il risultato dell'ottimizzazione non verrà utilizzato direttamente come elemento della moto.

L'ottimizzazione topologica è stata effettuata tramite i seguenti passaggi:

1. Esportazione del modello del telaio da Solidworks in formato .xb e successiva importazione in Ntopology
2. Definizione delle superfici utili su cui applicare i carichi e i vincoli

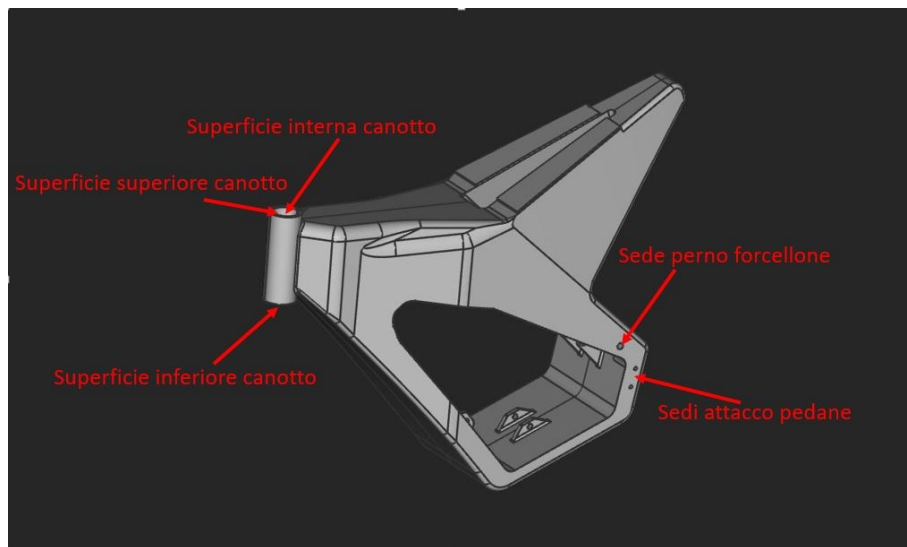


Figura 42: superfici per applicazione dei carichi

3. Definizione delle forze da applicare per eseguire l'ottimizzazione

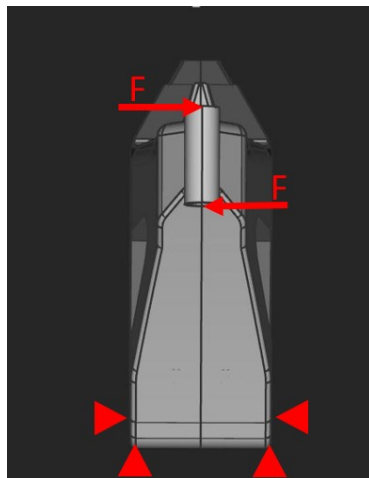


Figura 43: sollecitazione torsionale

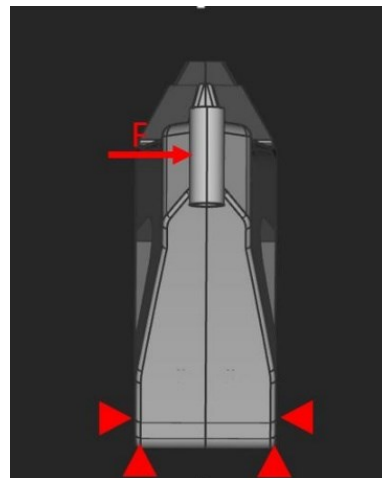


Figura 45: sollecitazione laterale

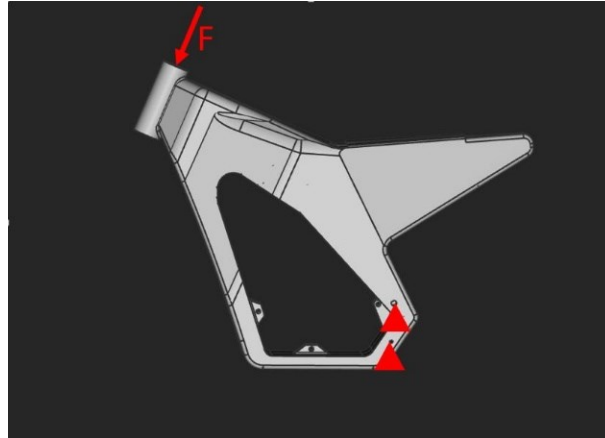


Figura 46: sollecitazione longitudinale

La figura 44 rappresenta i carichi e i vincoli utilizzati per la sollecitazione torsionale del telaio. L'approccio è stato quello di applicare una coppia al canotto di sterzo $M = 1000 \text{ Nm}$.

Nella figura 45 abbiamo la forzante e i vincoli relativi alla sollecitazione laterale, anche in questo caso la forza ha valore $F = 1000 \text{ N}$.

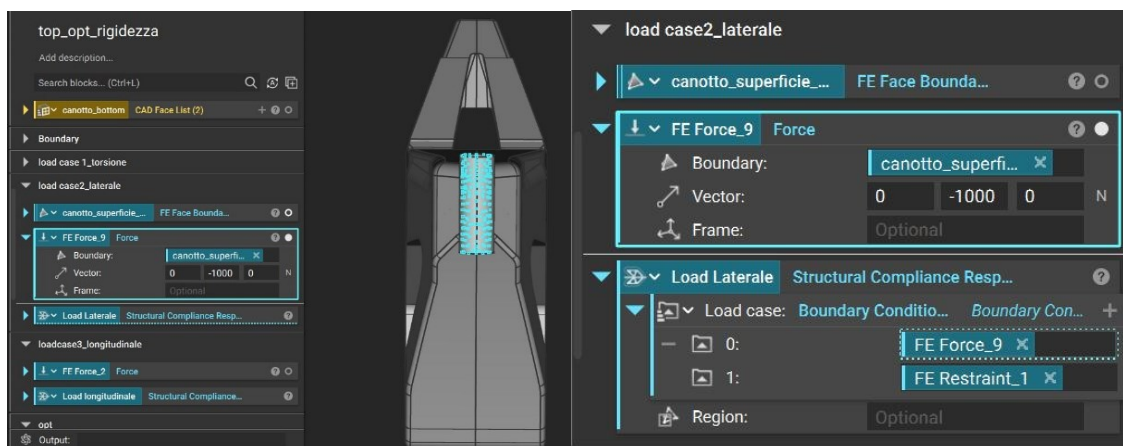
Nella figura 46, invece, sono rappresentati i vincoli e la forza necessaria per generare la sollecitazione longitudinale del telaio. È stata scelta la forza $F = 1000 \text{ N}$.

4. Definizione dei Load case relativi alle sollecitazioni sopra definite:

Per poter assegnare i vincoli di spostamento ad ognuna delle sollecitazioni, sono stati definiti tre Load case distinti:

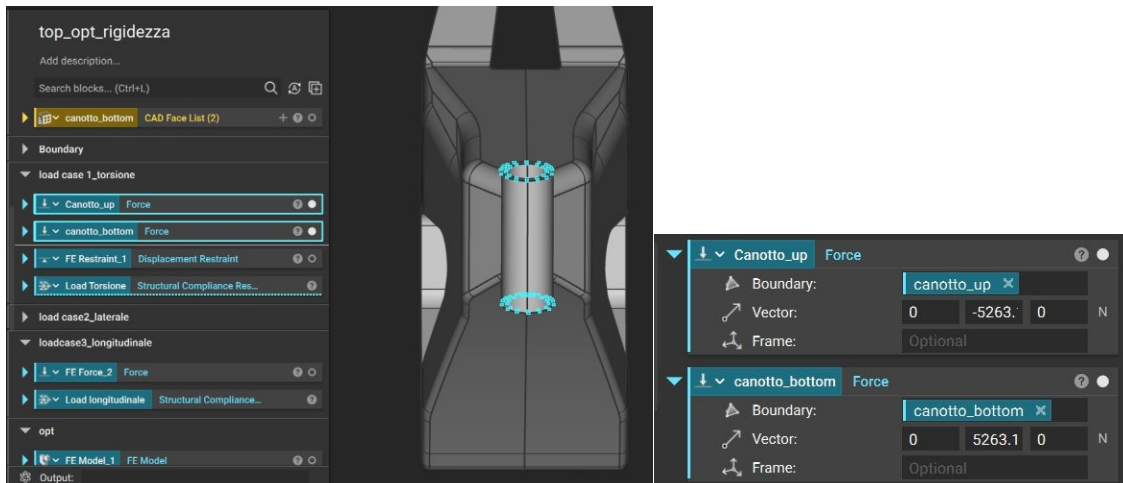
- **Sollecitazione laterale**

È stata applicata una forza laterale di intensità $F = 1000 \text{ N}$ sulla superficie del canotto in riferimento alla figura 45.



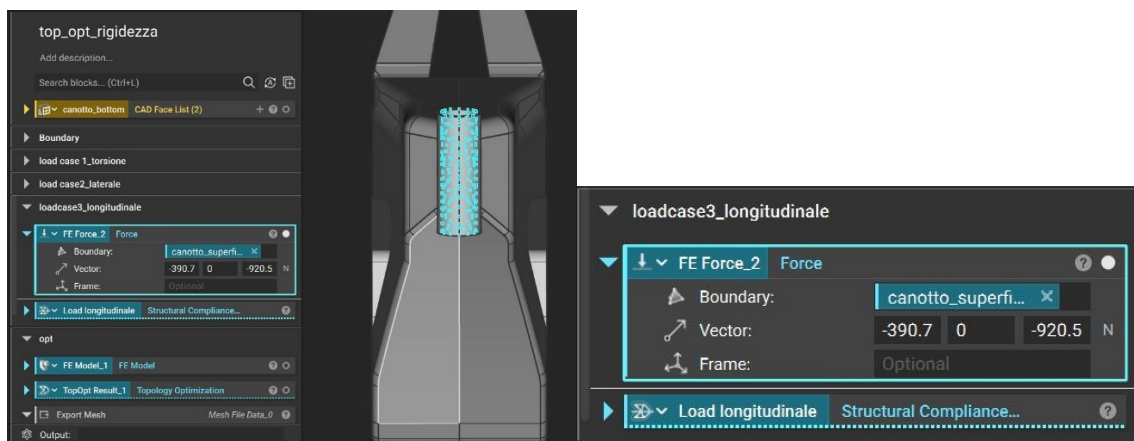
- **Sollecitazione torsionale**

Vengono applicate due forze di orientamento opposto sulle superfici inferiori e superiori del canotto in direzione y; l'entità di ogni forza è di $F = 5263,15 N$ che generano un momento $M = 1000 Nm$, come rappresentato in figura 44.



- **Sollecitazione longitudinale**

In questo caso viene applicato un carico $F = 1000 N$, con vettore collineare con l'asse del canotto, come rappresentato in figura 46.



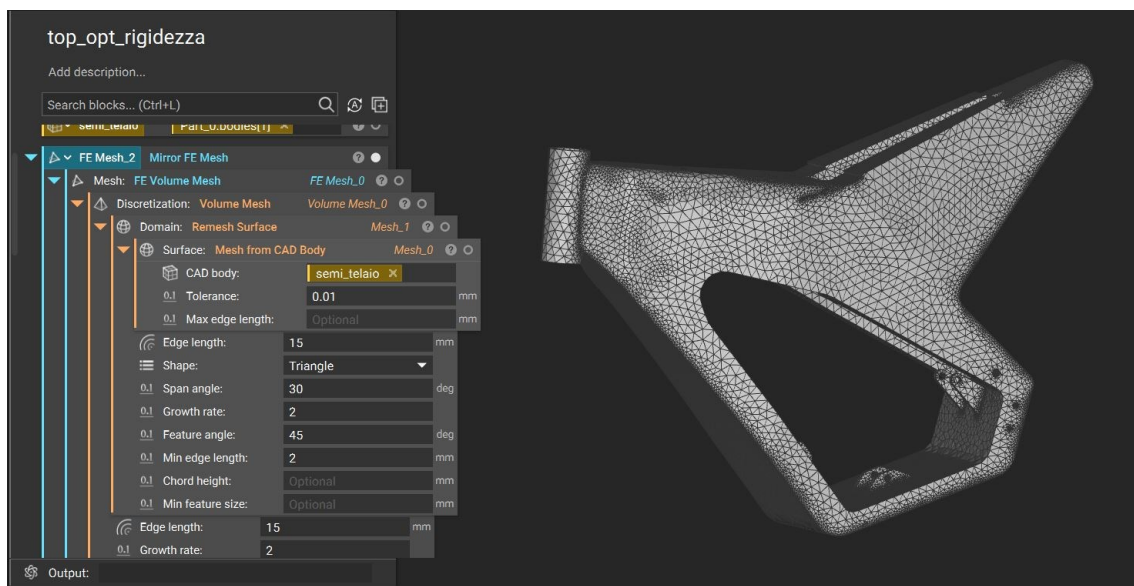
5. Creazione della Mesh e del modello

Prima di costruire la mesh del modello, il corpo è stato suddiviso in due parti simmetriche e sono stati eseguiti i seguenti passaggi:

- Mesh from CAD body: esecuzione della mesh di superficie a partire dal modello CAD

- Remesh Surface: la mesh precedentemente eseguita è stata rielaborata ed ottimizzata
- Volume Mesh: a partire dalla mesh di superficie, è stata ottenuta la mesh di Volume
- FE Volume Mesh: la mesh di volume è stata trasformata in un elemento FE necessaria a definire il modello.
- Mirror FE Mesh: La mesh FE è stata specchiata rispetto al piano medio per dimezzare il numero di elementi.
- Creazione del modello FE: l'unico attributo definito è stato quello del materiale, ovvero l'acciaio.

Gli elementi della mesh sono di tipo tetraedrico; questa scelta è imposta dal software, il quale può eseguire analisi strutturali con elementi qualsiasi, ma può eseguire l'ottimizzazione soltanto con elementi di tipo tetraedrico.

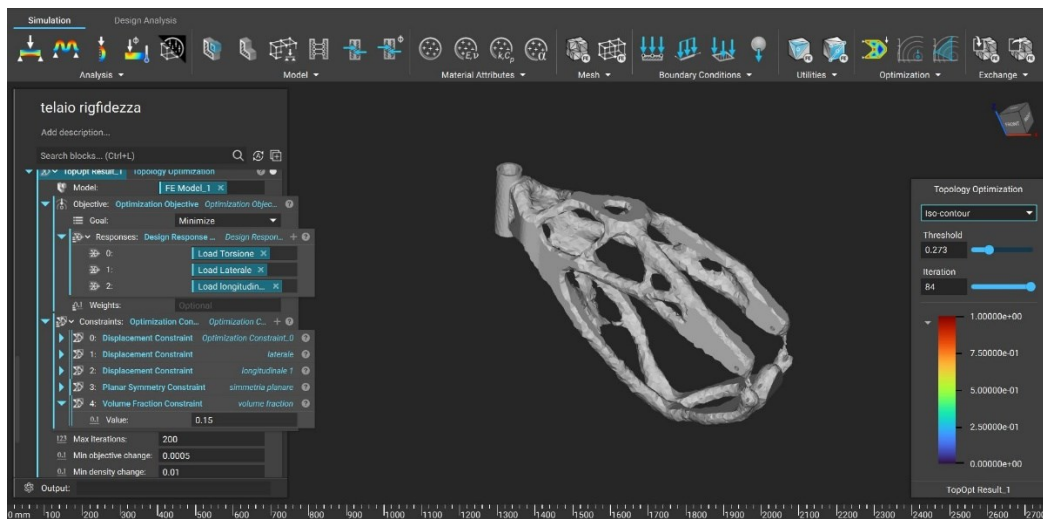


6. Esecuzione dell'ottimizzazione topologica

Sono state eseguite le seguenti operazioni:

- Definizione dell'obiettivo: riduzione della conformità strutturale
- Assegnazione dei vincoli di spostamento per ogni load case, che equivale a imporre dei vincoli di rigidità
- Assegnazione di un vincolo di simmetria del modello
- Riduzione del volume al 25% rispetto a quello di partenza (tale valore potrà essere modificato anche ad analisi eseguita)

- Esecuzione dell'ottimizzazione



Dal risultato ottenuto è possibile trarre alcune considerazioni:

- La zona in prossimità del canotto ha molto materiale; questo è giustificato dal fatto che il modello di partenza ha una sezione ridotta in tale zona (per potersi collegare al canotto), quindi le deformazioni sarebbero risultate troppo elevate se ci fosse stato minor materiale.
- Anche la zona in prossimità del supporto del forcellone ha molto materiale; ciò deriva dalla condizione di vincolo di incastro posto in tale area, che pone la struttura in condizioni di massimo momento flettente durante l'applicazione dei carichi laterali.
- Il materiale lasciato dall'ottimizzazione si colloca all'estero del volume di partenza, questo è motivato dall'incremento di momento d'inerzia polare della struttura in virtù di una riduzione della deformazione a parità di momento torcente applicato.

- Un'altra osservazione riguarda l'eliminazione del telaietto posteriore, infatti, a causa del ridotto contributo alla rigidezza complessiva da parte di questa zona di volume, il software ha completamente eliminato la parte posteriore del telaio.
- Post-processing del solido e esportazione

Tramite la funzione "Smoothen body" la geometria grezza ottenuta dal calcolo è stata lisciata e successivamente esportata in formato .stl.

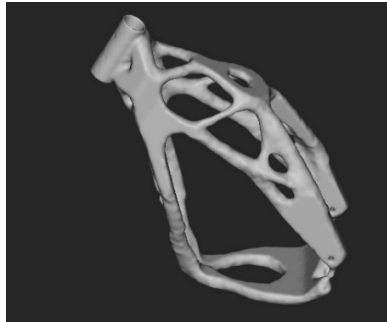


Figura 44: risultato dell'ottimizzazione topologica

Ottimizzazione topologica del forcellone

I carichi assegnati per l'ottimizzazione topologica sono quelli che producono sollecitazione flessionale laterale e quelli che producono una deformazione torsionale.

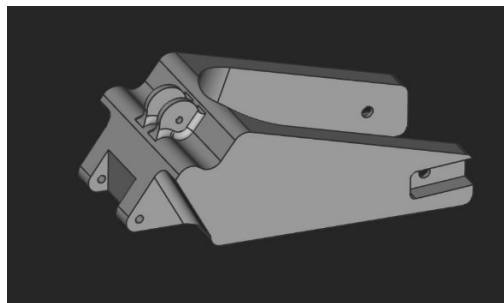


Figura 45: modello da ottimizzare

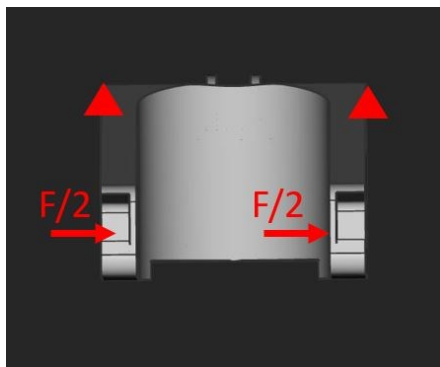


Figura 46: sollecitazione laterale

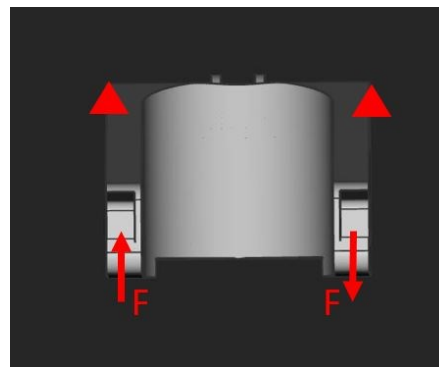


Figura 49: sollecitazione torsionale

Il processo di ottimizzazione del forcellone ha seguito gli stessi passaggi utilizzati per ottimizzare il telaio:

- Load Case 1: Carico per lo spostamento laterale di intensità $F = 1000\text{ N}$
- Load Case 2: Coppia per generare la torsione del forcellone: $M = 1000\text{ Nm}$
- Vincoli di incastro sul perno forcellone
- Obiettivo: minimizzazione della conformità strutturale
- Vincoli dell'analisi:
 - Simmetria rispetto al piano medio
 - Vincoli di spostamento massimo (vincolo sulla rigidezza)
 - Riduzione del volume al 25% rispetto a quello iniziale (parametro modificabile a calcolo eseguito)
- Il modello è stato rifinito nei dettagli della superficie ed esportato in formato .stl.

Il risultato dell'ottimizzazione ha fornito:

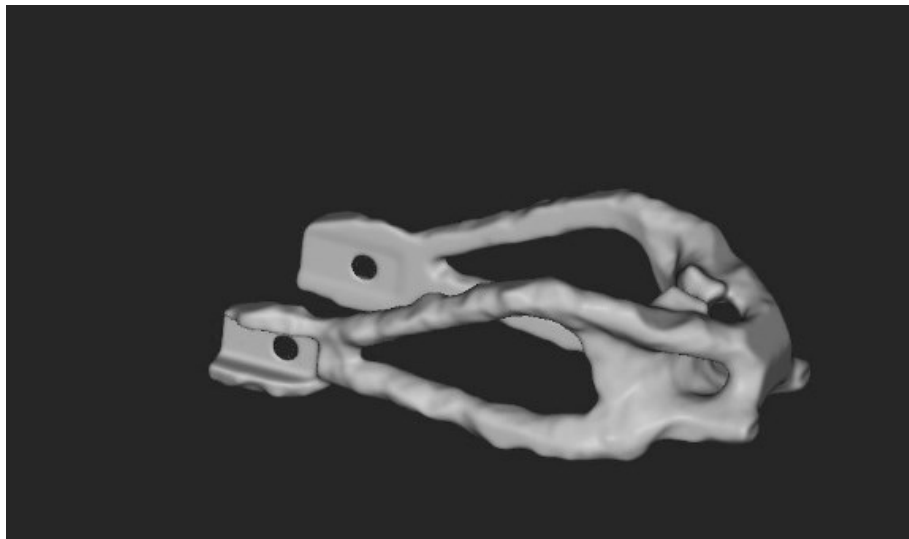


Figura 47: risultato dell'ottimizzazione topologica

3.4 Disegno della moto

É stato scelto di utilizzare dei tubolari per definire il telaio e il forcellone; le parti utilizzate sono state scelte dal catalogo DM Telai (anche per le curvature dei tubolari si è fatto riferimento al catalogo).



Figura 48: assieme moto con telaio ottimizzato

Il primo risultato è stato ottenuto utilizzando tubolari $\phi 25\text{ mm}$ e $\phi 30\text{ mm}$, entrambi sp. 1,5 mm.

La sede del perno forcellone è stata disegnata di forma cilindrica, sia per ridurre i costi di realizzazione sia per permettere di inserire degli inserti con foro eccentrico per spostare la posizione verticale del perno forcellone e variare l'angolo di tiro catena entro certi limiti.

Nel disegnare il telaio è stata tenuta in considerazione la distribuzione spaziale del materiale ottenuta dall'ottimizzazione, ma in alcune aree non è stato possibile seguire esattamente la forma a causa della necessità di lasciare libere le zone di accesso al carburatore, alle viti di montaggio ecc.

Si è scelto di seguire un processo semi-iterativo di disegno e verifica delle rigidità inizialmente tramite il software Ntopology e successivamente mediante Ansys.

L'approccio è stato quello di incrementare progressivamente la rigidità del telaio, a partire da una soluzione cedevole, andando a modificare la dimensione dei tubi e aggiungendo parti di rinforzo.

TELAIO REV 0:

Il telaio di primo tentativo è quello riportato:

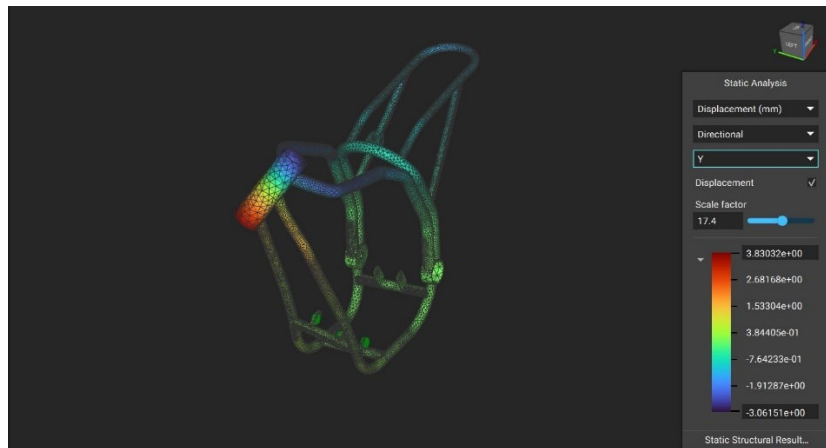


Figura 49: REV 0

Per le versioni non definitive si è deciso di misurare soltanto la rigidezza torsionale e di eseguire le modifiche sulla base del dato ricavato.

- Rigidezza torsionale: $K_t = 250 \frac{Nm}{\circ}$

TELAIO REV 1:

Per incrementare la rigidezza del telaio, sono state eseguite le seguenti modifiche:

- Aggiunti 4 fazzoletti di rinforzo sul canotto
- Aggiunti due tubi di rinforzo laterali

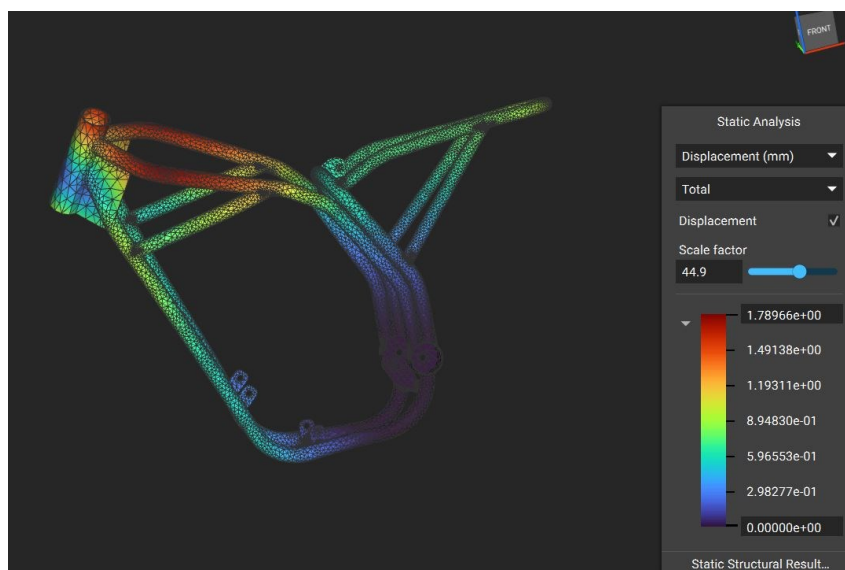


Figura 50: REV 1

A seguito delle modifiche apportate, il telaio ha visto un incremento della rigidità e, in particolare, si nota una forte riduzione della deformazione nella zona centrale.

La rigidità torsionale della REV 1 è:

- Rigidità torsionale: $K_t = 614 \frac{Nm}{\circ}$

Nell'eseguire le analisi FEM e osservando il CAD, è stata notata una zona critica all'estremo superiore del cordone di saldatura dei tubolari gemellati; si suppone che a seguito delle sollecitazioni causate dal peso del pilota e dei carichi trasmessi dal mono ammortizzatore, l'estremità superiore del cordone di saldatura possa dar luogo a un'intensificazione delle tensioni con possibile collasso per propagazione delle cricche.

TELAIO REV 2:

Per eliminare questa eventualità e per incrementare globalmente la rigidità del telaio, sono stati aggiunti due tubi di rinforzo tra le piastre di supporto del mono ammortizzatore e i tubi superiori; oltre a questa modifica, sono state riviste i fazzoletti di rinforzo del canotto, arrotondando il lato non saldato al fine di ridurre localmente le tensioni. È stato poi aggiunto un tubolare di collegamento tra i due tubi della culla, nella zona in prossimità del canotto.

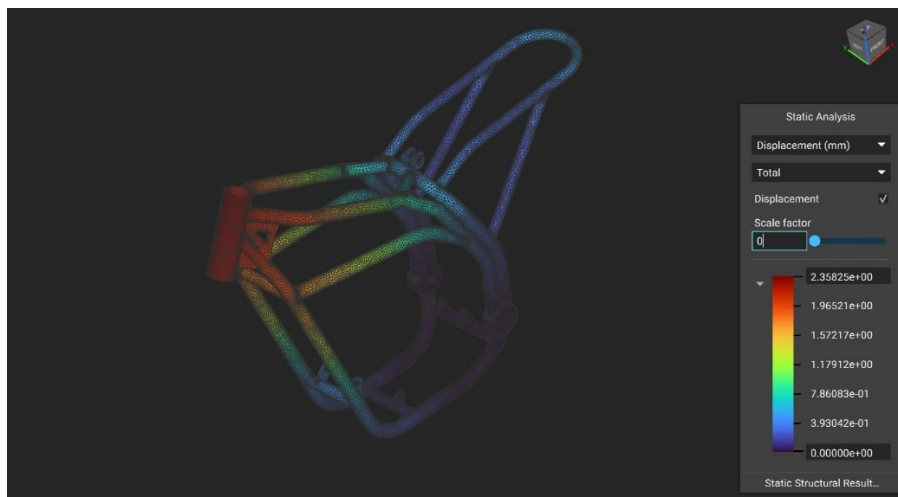


Figura 51: REV 2

Le rigidità ricavate dal modello CAD sono soddisfacenti e risultano essere molto vicine a quelle poste come obiettivo.

Per verificare la correttezza dei risultati sono state ripetute le analisi FEM con il software Ansys, più specifico per questo tipo di attività. I risultati dei due software sono stati successivamente confrontati.

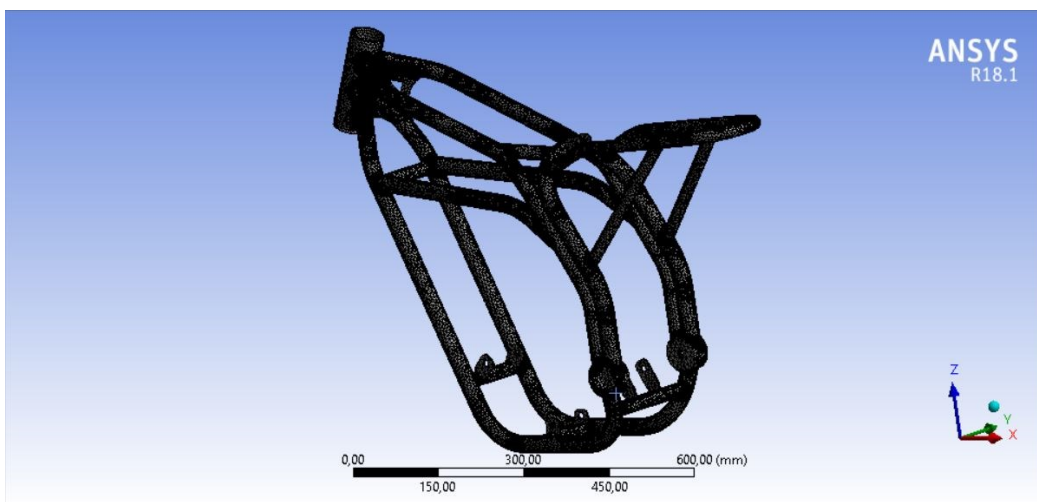
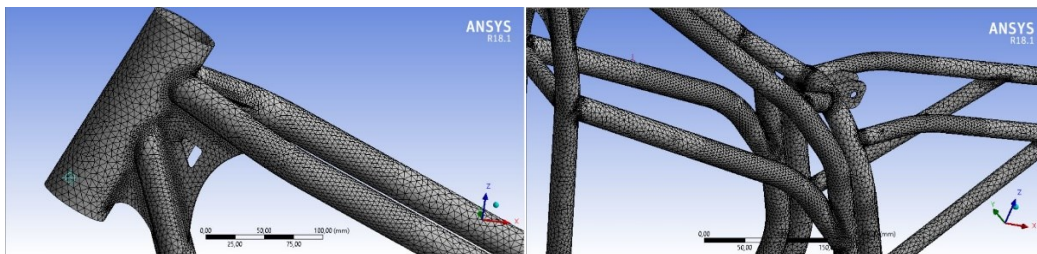
Analisi FEM per la misurazione della rigidità tramite il software Ansys

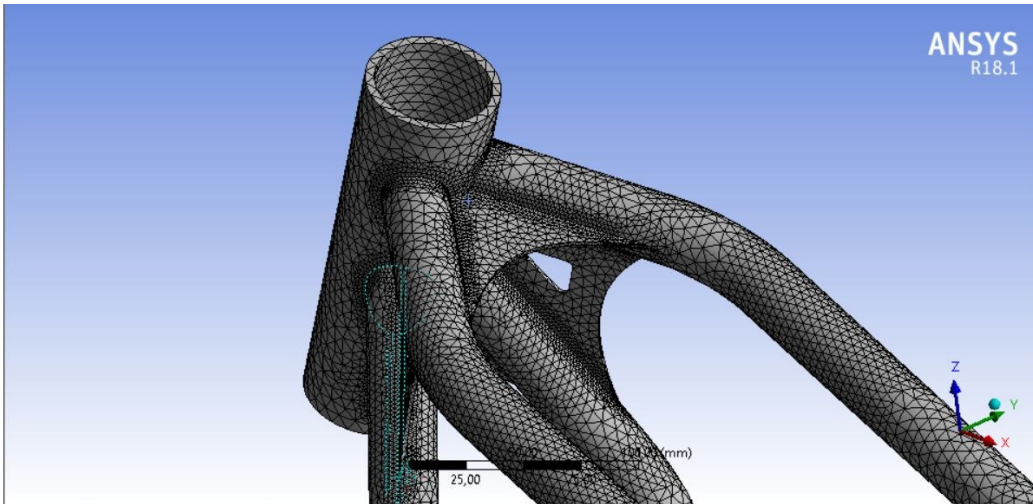
Prima di procedere con la costruzione della mesh e l'identificazione delle superfici su cui applicare i carichi e i vincoli, è stato necessario ottimizzare il CAD per ridurre il numero di zone che potessero essere sede di errore, come ad esempio le porzioni a spessore sottile, gli spigoli acuti e le eventuali intersezioni di materiale.

Questa operazione è stata svolta in parte in maniera manuale all'interno di Solidworks ed in parte attraverso gli strumenti automatici "Repair" e "Prepare" all'interno di Ansys Space-claim.

Meshing e preparazione del modello

Considerata la complessità del modello, è stato scelto di utilizzare elementi della mesh di tipo tetraedrico, a costo di ottenere dei valori di rigidità superiori rispetto a quelli ottenibili con elementi di tipo brick.





Di seguito si elencano le specifiche della mesh:

- Tipo di mesh: tetraedrica
- Ordine degli elementi: Program controlled
- Target element size: 8 mm
- Zone a densità maggiore: refinement delle superfici a maggiore sollecitazione e di tutte le zone di collegamento degli elementi tubolari

Esecuzione delle verifiche di rigidezza

1. Calcolo della rigidezza torsionale

La rigidezza ottenuta ha valore:

$$K_{tf} = 921 \text{ Nm/}^\circ$$

Il valore ottenuto è di poco superiore rispetto a quello scelto come obiettivo, ma è considerato accettabile tenendo conto della scelta intrapresa sul tipo di elementi della mesh.

2. Calcolo della rigidezza laterale

La rigidezza è risultata essere:

$$K_f = 462 \text{ N/mm}$$

Anche in questo caso la rigidezza si discosta, seppur di poco, da quella scelta come target.

3. Calcolo della rigidezza longitudinale:

Il valore ottenuto:

$$K_{zf} = 1010 \text{ N/mm}$$

Il risultato risulta essere inferiore rispetto a quello ipotizzato, ma ritenuto accettabile, visto il suo contenuto scostamento rispetto al valore target.

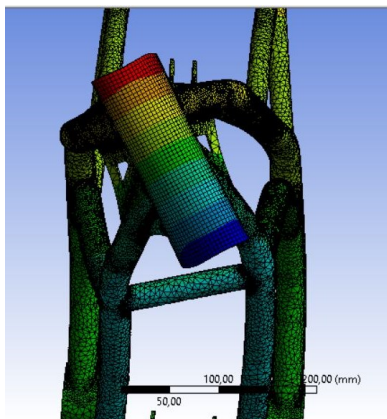


Figura 52: deformata torsionale

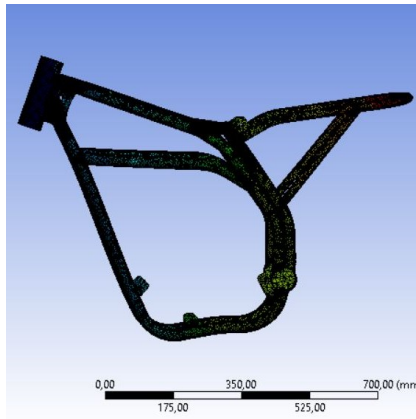


Figura 55: deformata longitudinale



Figura 56: deformata laterale

Considerazioni sui risultati

Le prove svolte hanno permesso di determinare le rigidità caratteristiche del telaio considerato come un elemento a sé stante; tuttavia, l'effettiva rigidità dello stesso dipenderà dalla presenza del motore e dalla distribuzione dei supporti sul telaio. Di seguito un'immagine dell'insieme telaio-definitivo:

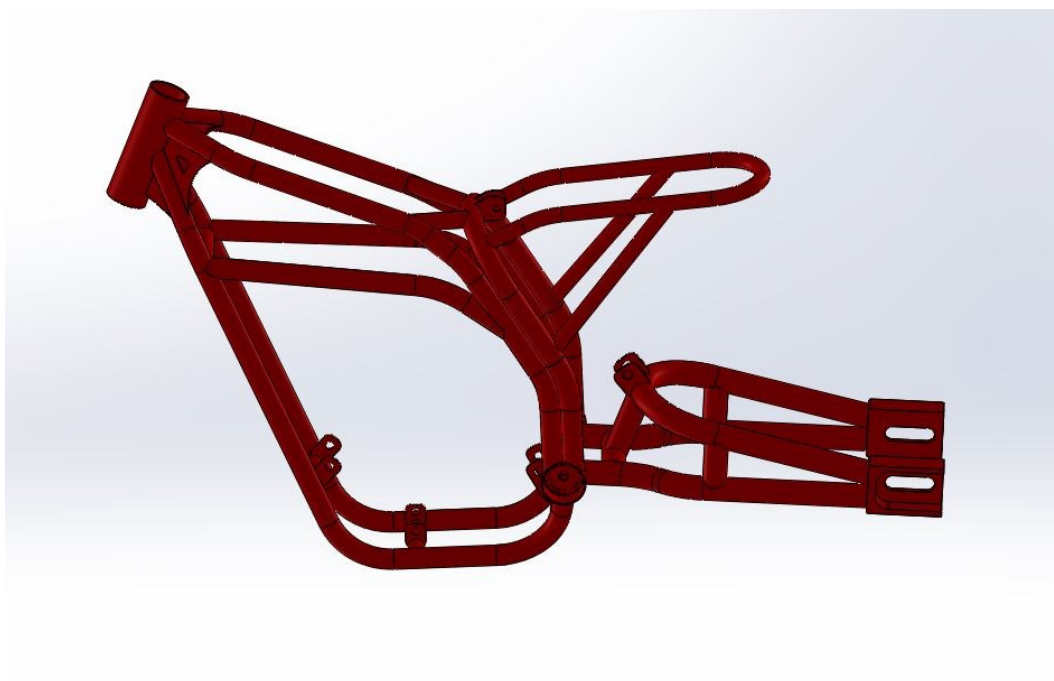


Figura 53: assieme telaio-forcellone

4. VERIFICHE DI RESISTENZA DEL TELAIO

In questa parte dell'elaborato si implementano i carichi più critici all'interno del modello FEM, al fine di determinare lo stato tensionale che ne deriva.

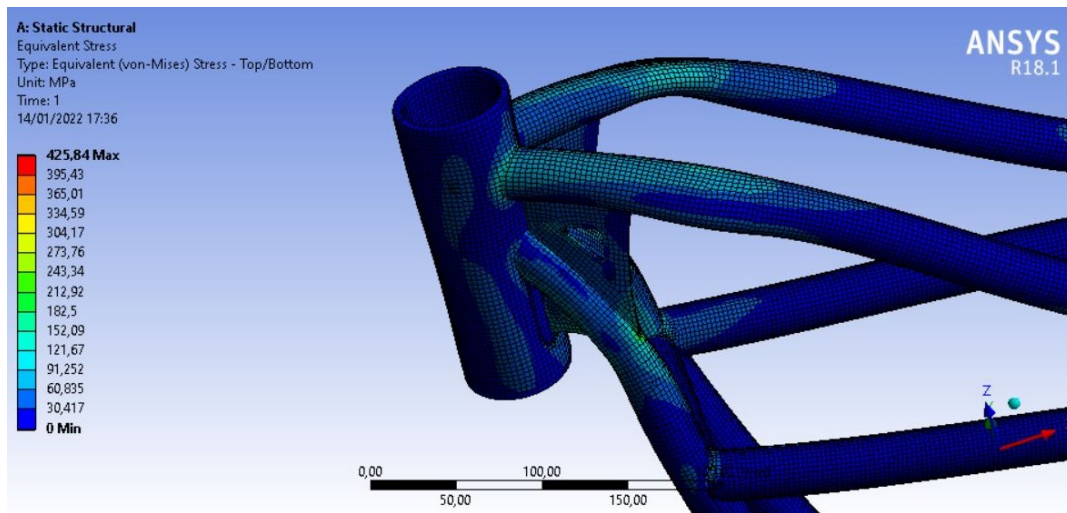
4.1 Stato tensionale in frenata limite di ribaltamento

Le forze in gioco che agiscono sulla ruota anteriore sono state determinate nel paragrafo 2.2, da cui è stato ricavato che:

$$V_a = 1618,65 \text{ N}$$

$$H_a = 1440,60 \text{ N}$$

Inserendo i carichi suddetti e imponendo i vincoli di incastro sul telaietto posteriore e nella zona di attacco delle pedane, si ottiene il seguente risultato:



Le tensioni massime vengono raggiunte sulle giunzioni saldate; tuttavia, grazie alla presenza del cordone di saldatura, sarà sufficiente considerare soltanto il valore delle tensioni a 4 mm di distanza dalle giunzioni, così come suggerito dalla norma Britannica BS7608 di riferimento per il campionato MotoStudent.

Il valore massimo raggiunto è di:

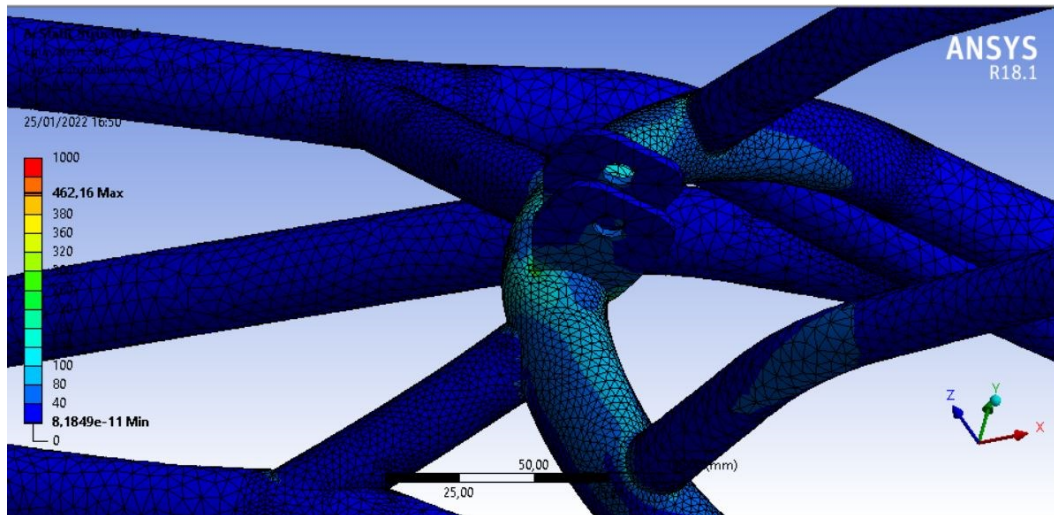
$$\sigma = 175 \text{ MPa}$$

$$X_s = 3,42$$

La tensione massima è ritenuta accettabile e soltanto dopo aver eseguito l'analisi di vita a fatica si deciderà se effettuare delle ulteriori modifiche.

4.2 Stato tensionale nella fase di recupero di aderenza

In questo paragrafo si valuta lo stato tensionale sul telaio a seguito del recupero istantaneo di aderenza, come analizzato nel paragrafo 2.5.3.



La zona maggiormente sollecitata è collocata in prossimità del supporto del mono ammortizzatore. Questo risultato deriva principalmente dal vincolo inserito sul telaio posteriore, che risulta essere la zona più vicina al centro di massa moto + pilota. È bene considerare che il vincolo inserito è fittizio, infatti, nella realtà la moto è in “equilibrio” sotto l’azione delle forze d’inerzia e non esiste alcuna parte della struttura che possa essere considerata puramente vincolata.

I valori ricavati dall’analisi statica:

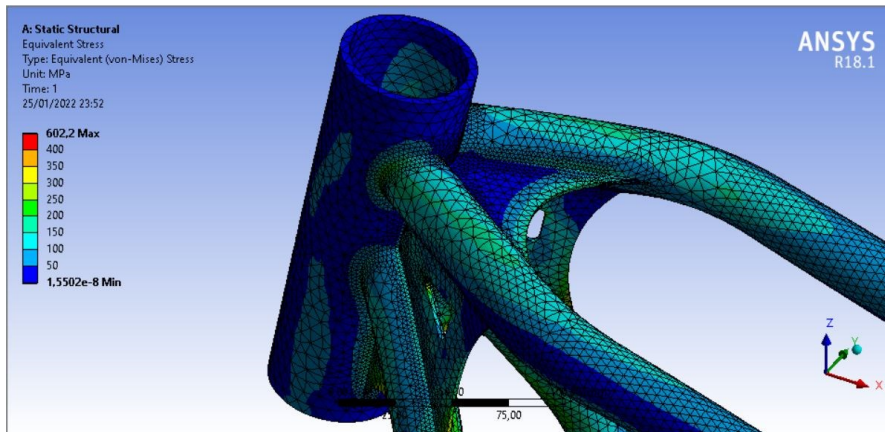
$$\sigma = 120 \text{ Mpa}$$

$$X_s = 5$$

4.3 Stato tensionale da passaggio su scalino con ruota anteriore

Nel paragrafo 2.1 erano state calcolate le forze che agiscono sulla ruota anteriore durante il passaggio su un ostacolo di altezza 80 mm. Per imporre questa condizione al contorno all'interno del modello è stata aggiunta una forza nel punto di contatto dello pneumatico a terra e applicata alla superficie interna del canotto.

L'immagine che segue rappresenta lo stato tensionale.



La tensione raggiunta:

$$\sigma = 350 \text{ MPa}$$

$$X_s = 1,71$$

La tensione massima raggiunta è elevata, ma comunque inferiore alla tensione ammissibile. Bisogna considerare che il superamento di un ostacolo di 80mm è una situazione critica che non potrà verificarsi un numero molto elevato di volte durante la vita della moto.

4.4 Passaggio su scalino con ruota posteriore

I carichi che agiscono sulla sede del perno forcellone e sul supporto del monoammortizzatore sono stati determinati nel capitolo 2.1 e vanno applicati nelle rispettive aree:

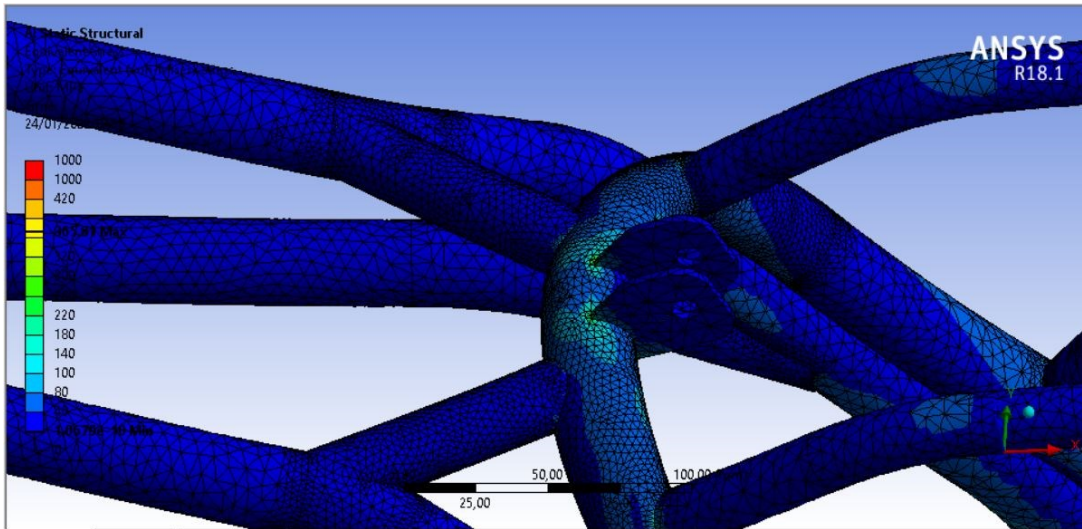
$$V_b = 2098,7 \text{ N}$$

$$H_b = 1606,3 \text{ N}$$

$$V_a = 1289,7 \text{ N}$$

$$H_a = 4016,3 \text{ N}$$

Inserendo le forze sul telaio e vincolando il telaio posteriore:



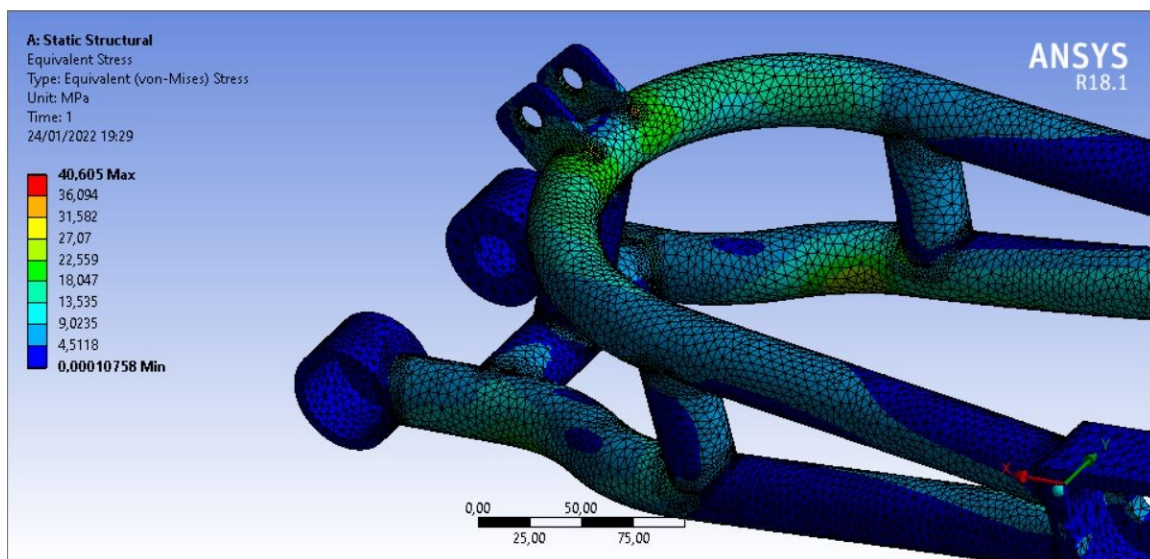
$$\sigma = 200 \text{ MPa}$$

$$X_S = 3$$

Come da aspettative, le tensioni massime vengono raggiunte sulle piastre di supporto del mono ammortizzatore.

4.5 Stato tensionale del forcellone a seguito del passaggio su ostacolo con ruota posteriore

Le forze esterne sono note; è quindi sufficiente imporre dei vincoli di incastro sulla sede del perno forcellone e sulla sede della vite del mono ammortizzatore.



La tensione massima raggiunta equivale a:

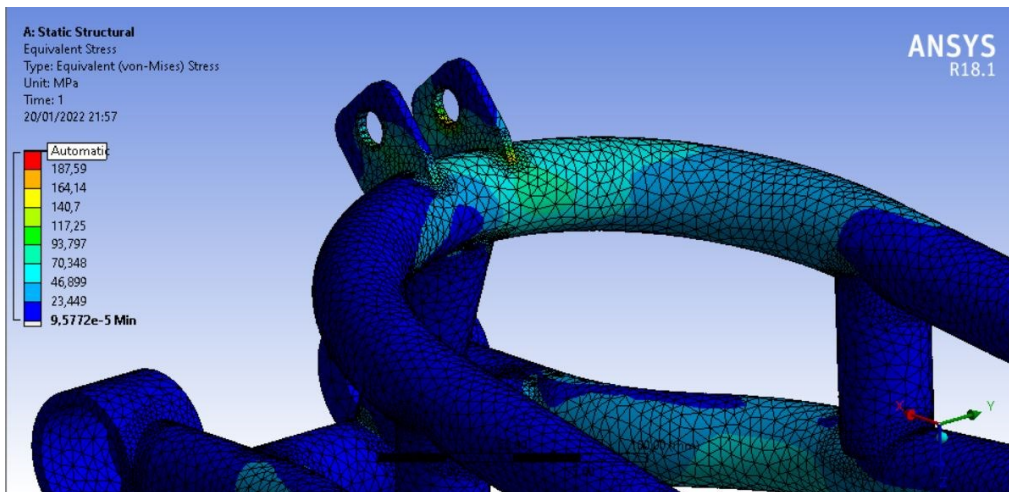
$$\sigma = 30 \text{ Mpa}$$

$$X_s = 8,16$$

Il passaggio sull'ostacolo da parte della ruota posteriore risulta essere poco critica per il forcellone.

4.6 Carico da recupero di aderenza della ruota posteriore

Lo stato tensionale in questa situazione



La tensione massima raggiunta è:

$$\sigma = 80 \text{ Mpa}$$

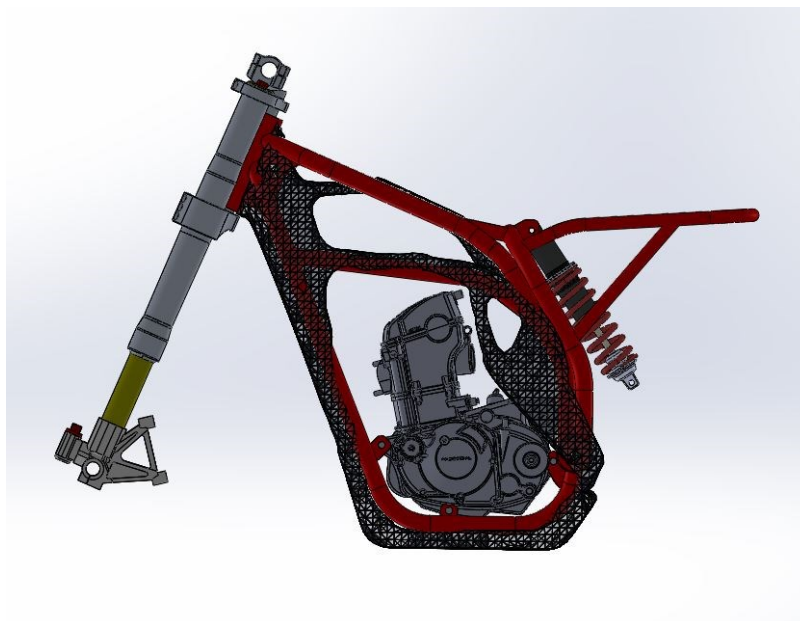
$$X_s = 3,06$$

Mentre il caso 4.5 dà un'indicazione sulla resistenza a possibili urti causati da situazioni isolate, il carico corrente si verifica in ogni curva. In particolare la situazione più critica è quella con recupero di aderenza da sbandata con angolo di rollio praticamente nullo (come nel caso analizzato). Ogni qualvolta la perdita di aderenza avviene a moto in piega, il carico viene scaricato sul mono ammortizzatore e si ricade nella condizione analizzata nel paragrafo 4.5.

CONCLUSIONI

L'intero progetto è stato elaborato in considerazione del fatto che la moto dovesse essere realizzata in modo sufficientemente semplice, riducendo al minimo il numero di lavorazioni delle parti che la costituiscono e semplificando le fasi di assemblaggio. Gli obiettivi che mi sono posto hanno cercato di fare fede allo spirito originario del Flat Track, ovvero massima semplicità costruttiva e costi ridotti; oltre a ciò, una ridotta complessità permetterà di realizzare il progetto con il minor numero di problematiche, comunque presenti nelle fasi di costruzione. Nel prossimo periodo, oltre che estendere il numero di verifiche strutturali, svolgere analisi di vita a fatica, analisi modale e di risposta in frequenza, inizierò la progettazione della dima per la saldatura del telaio e del forcellone. Ad oggi penso all'idea di progettare una dima costituita da componenti standard e altri stampati in 3D in materiale termoplastico; soltanto ulteriori considerazioni potranno far emergere se questa sarà una via perseguibile o meno.

Uno strumento molto utile che ho utilizzato per la prima volta in questo progetto, è il software per l'ottimizzazione topologica "Ntopology". Tramite esso ho potuto determinare il layout di massima del telaio, del forcellone e, sulla base dei risultati ottenuti, ho definito il layout vero e proprio. Sottolineo che non ho potuto seguire con esattezza il risultato ottenuto con Ntopology a causa del fatto che questo software nasce come strumento dedicato per la stampa 3D, dove i vincoli tecnologici sono senz'altro inferiori. Di seguito riporto la sovrapposizione del modello CAD del telaio e del risultato dell'ottimizzazione topologica.



La scelta di un rapporto delle avancorse $R = 6$ e un rapporto di tiro catena $R' = 1$ sono un buon punto di partenza per perseguire l'obiettivo del progetto legato alla buona guidabilità della moto. In futuri sviluppi procederò con la progettazione di un opportuno inserto di supporto al perno forcellone che permetterà di variare la posizione longitudinale e verticale del forcellone rispetto al telaio. Questo componente permetterà, quindi, di intervenire sia sul passo che sul rapporto di tiro catena. Si accenna una bozza del semplice sistema:



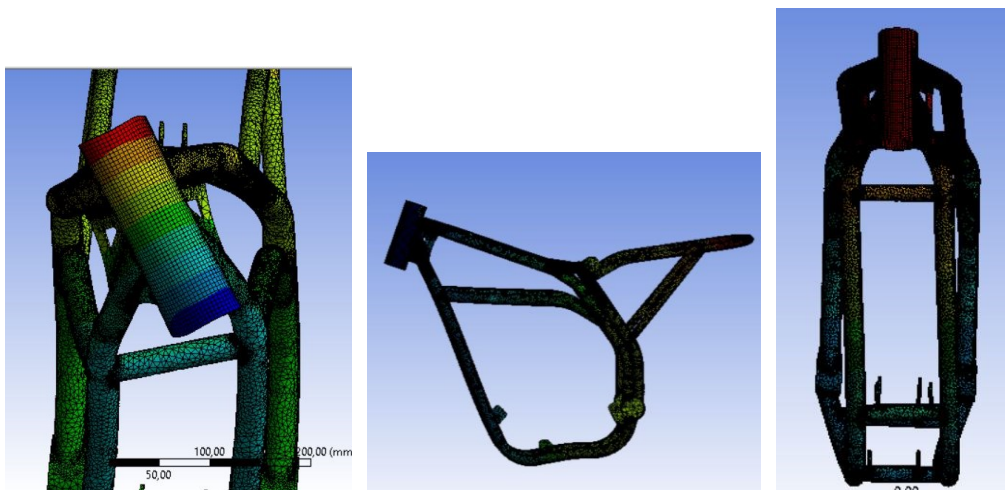
L'inserto sarà vincolato in modo da rimanere fisso durante l'applicazione dei carichi.

Oltre alle scelte geometriche, anche quelle strutturali legate alla rigidità sono state indirizzate all'ottenimento di una moto caratterizzata da buona maneggevolezza e marcato feeling di guida, grazie alla scelta di rigidità adeguate alla destinazione d'uso della moto; le tre rigidità caratteristiche vengono di seguito riportate:

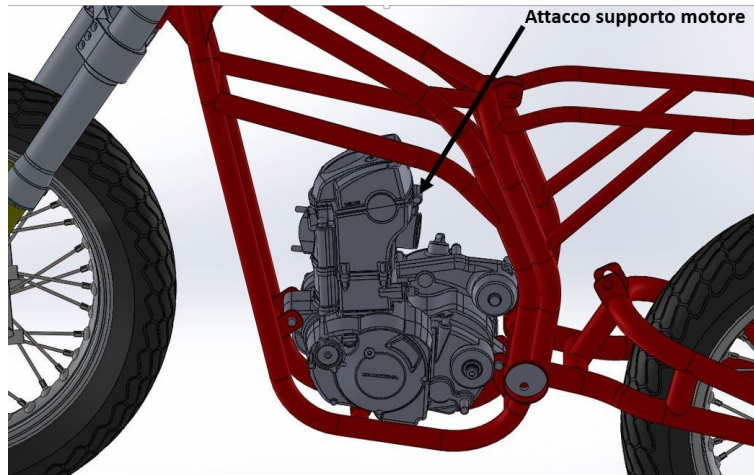
$$K_{tf} = 921 \text{ Nm/}^\circ \text{ Rigidità torsionale}$$

$$K_f = 462 \text{ N/mm Rigidità laterale}$$

$$K_{zf} = 1010 \text{ N/mm Rigidità longitudinale}$$



Va rimarcato che la rigidità del telaio è stata calcolata in assenza del motore al fine di caratterizzare la struttura come componente indipendente. Eventuali sviluppi futuri potranno essere eseguiti estendendo il calcolo delle rigidità in presenza del motore, considerandolo in prima approssimazione infinitamente rigido. L'eventuale necessità di avere un telaio più rigido dopo aver eseguito i test in pista potrebbe essere soddisfatta dall'introduzione di un supporto che collega il motore al telaio nella parte superiore del cilindro, come rappresentato nell'immagine che segue:

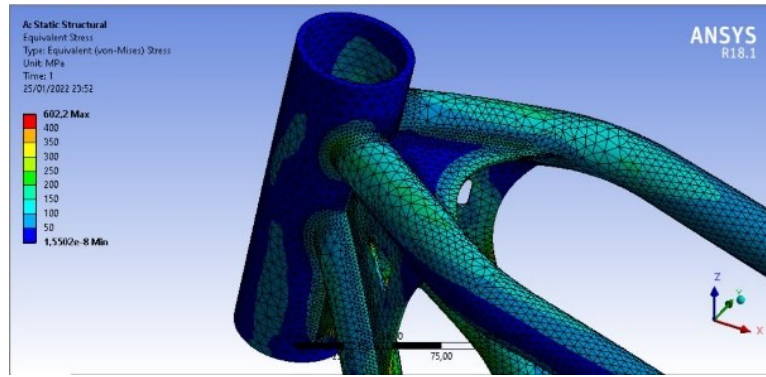


Per quanto riguarda le verifiche strutturali, ho individuato le varie sollecitazioni agenti sulla struttura durante le varie manovre, tuttavia non ho verificato il telaio nella fase di atterraggio da salto a causa della mancanza di dati sulle accelerazioni effettive. Ho eseguito delle misurazioni mediante l'accelerometro dello smartphone posizionato in vari punti del telaio di una moto da enduro 250 cc al fine di ottenere dei valori di riferimento, ma i dati ricavati sono risultati inconsistenti a causa dell'inadeguatezza dello strumento di misura; sarà quindi necessario ripetere le prove con strumenti di misura adeguati oppure procedere con l'analisi di un modello multibody.

Le verifiche strutturali che ho eseguito hanno confermato un corretto dimensionamento del telaio, infatti, il coefficiente di sicurezza rispetto allo snervamento ha raggiunto valori minimi di:

$$X_s = 1,71$$

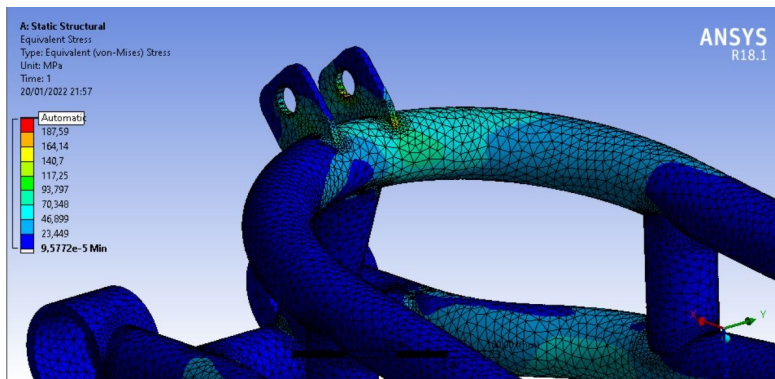
durante il passaggio sopra ad uno scalino di altezza $H = 80 \text{ mm}$.



Tra tutte le verifiche effettuate sul telaio, la zona del canotto è risultata essere quella più sollecitata; a tal proposito, sarà necessario fare particolare attenzione alla resistenza a fatica di questa zona.

Per quanto riguarda il forcellone, il minimo coefficiente di sicurezza rispetto allo snervamento è stato raggiunto applicando il carico generato dal repentino recupero di aderenza, con:

$$X_s = 3,06$$

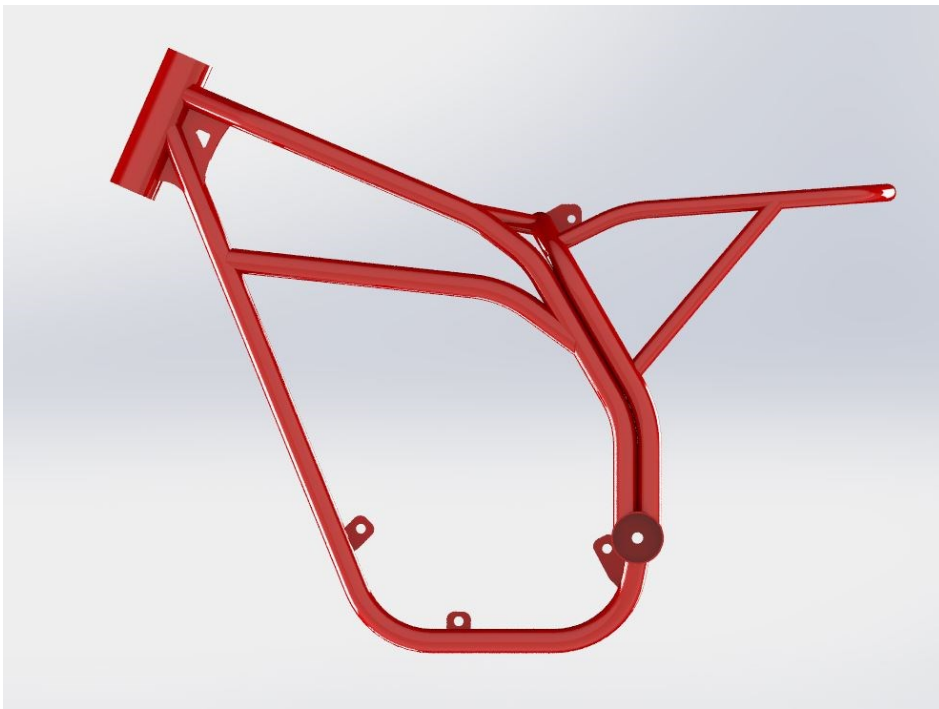
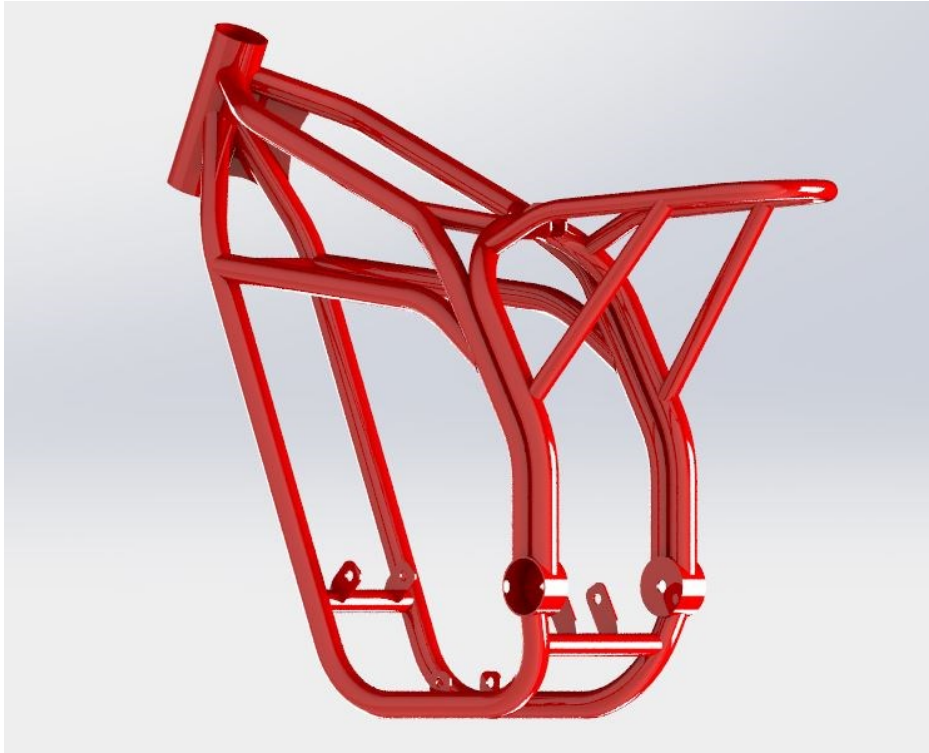


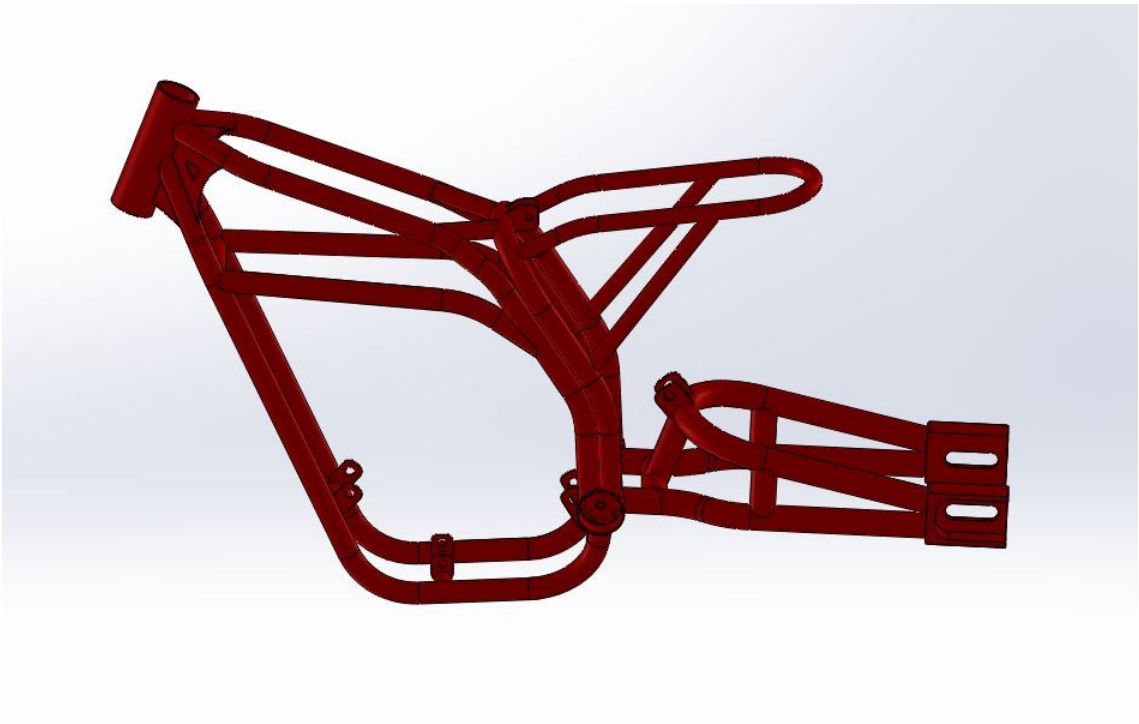
Nelle prossime fasi si verificherà se la struttura è in grado di resistere a sufficienza nel tempo ai carichi a cui è continuamente sottoposta.

Ho scelto di svolgere questa tesi con la volontà di affrontare, seppur in modo non sempre approfondito, le problematiche tipiche della progettazione del motociclo; con la speranza che queste potranno far parte del mio lavoro. Non da meno, l'idea di poter guidare una moto progettata personalmente, mi ha dato la spinta per poter intraprendere questo percorso con massimo impegno.

Di seguito, infine, riporto una carrellata di immagini della moto, del telaio e del forcellone.







BIBLIOGRAFIA

Cossalter, Vittore. Motorcycle Dynamics-versione italiana-. Regno Unito, Lulu.com, 2014.

Foale, Tony. Motorcycle Handling and Chassis Design: The Art and Science. Spagna, Tony Foale Designs, 2006.

Cocco, Gaetano. Effetto moto. Dinamica e tecnica della motocicletta. Ediz. illustrata. Italia, Nada, 2017.

Fazi, Fabio. La progettazione della motocicletta. Italia, Nada, 2013.

Monasteri, David. L'avancorsa e il setup della moto. Italia, Sandit Libri, 2012.

Guiggiani, Massimo. Dinamica del veicolo. Italia, CittàStudi, 2007.

Callegari, Massimo et al. Meccanica applicata alle macchine. Italia, UTET Università, 2017.

Amodio, Dario, et al. Progetto e costruzione di macchine. Italia, McGraw-Hill Education, 2013.