



**Università degli Studi di Padova**

**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

*Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica*

**Analisi strutturale del telaio del progetto  
Motostudent**

*Laureando*

**Emanuele Cherubini**

*Relatore*

**Prof. V.Cossalter**

*Correlatore*

**Prof. M.Massarò**

---

ANNO ACCADEMICO 2015/2016



## **Sommario**

La tesi si è svolta all'interno del progetto " Motostudent". Esso consiste nella realizzazione di una motocicletta da gara da parte degli studenti. Oltre ad una vera gara sul circuito di Aragon ,comprensiva di prove libere e qualifiche, la competizione prevede una serie di prove atte a testare la bontà del progetto. In questo lavoro si è posta l'attenzione sul comportamento strutturale del telaio, cercando di caratterizzarlo in termini di rigidità, resistenza statica e resistenza a fatica. Nello specifico si sono delineate delle procedure da eseguire via software ai fini di un'accurata previsione dei tre aspetti sopracitati in sede di progetto.



# Indice

<b>1</b>	<b>Modelli per le analisi</b>	<b>1</b>
1.1	Modello a superfici senza saldature . . . . .	1
1.2	Modello a superfici con saldature . . . . .	1
1.3	Il caso di due tubi saldati . . . . .	4
1.3.1	Modello A . . . . .	4
1.3.2	Modello A.1 . . . . .	4
1.3.3	Modello B . . . . .	4
1.3.4	Modello C . . . . .	4
1.3.5	Modello C.1 . . . . .	5
1.3.6	Confronto dei modelli . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Discretizzazione dei modelli</b>	<b>11</b>
2.1	Elementi triangolari . . . . .	11
2.2	Rigidezze con elementi triangolari lineari . . . . .	13
2.3	Rigidezze con elementi triangolari parabolici . . . . .	14
2.4	Confronto dei tempi di risoluzione . . . . .	15
2.5	Scelta degli elementi di discretizzazione . . . . .	16
<b>3</b>	<b>Rigidezze caratteristiche del telaio</b>	<b>17</b>
3.1	L'importanza delle rigidezze . . . . .	17
3.2	Descrizione delle rigidezze del telaio . . . . .	19
3.2.1	Rigidezza torsionale . . . . .	19
3.2.2	Rigidezza laterale . . . . .	20
3.2.3	Rigidezza flessionale . . . . .	21
3.3	Simulazioni delle rigidezze . . . . .	22

3.3.1	Simulazione rigidezza torsionale . . . . .	22
3.3.2	Simulazione rigidezza laterale . . . . .	23
3.3.3	Simulazione rigidezza flessionale . . . . .	24
3.3.4	Risultati delle simulazioni . . . . .	25
3.4	Analisi modale del telaio . . . . .	28
3.4.1	Simulazione dei modi di vibrare del telaio . . . . .	28
3.4.2	Risultati della simulazione . . . . .	29
<b>4</b>	<b>Analisi della resistenza statica</b>	<b>33</b>
4.1	Verifica dei carichi di frenata . . . . .	34
4.1.1	Calcolo dei carichi di frenata . . . . .	35
4.1.2	Simulazione della verifica di frenata . . . . .	37
4.2	Modello della motocicletta . . . . .	39
4.2.1	Modello Working Model . . . . .	41
4.3	Verifica dei carichi di impennata . . . . .	45
4.3.1	Simulazione dei carichi di impennata . . . . .	45
4.3.2	Simulazione della verifica di impennata . . . . .	46
4.4	Verifica dei carichi di stoppie . . . . .	49
4.4.1	Simulazione dei carichi di stoppie . . . . .	49
4.4.2	Simulazione della verifica di stoppie . . . . .	50
4.5	Verifica dei carichi di urto con gradino . . . . .	53
4.5.1	Calcolo del carico statico per via teorica . . . . .	53
4.5.2	Stima del carico statico attraverso simulazione Working Model . . . . .	55
4.5.3	Determinazione del fattore di carico dinamico . . . . .	58
4.5.4	Simulazione della verifica dei carichi di urto con gradino	60
<b>5</b>	<b>Previsione della vita a fatica</b>	<b>63</b>
5.1	I punti principali della normativa BS7608 . . . . .	63
5.2	Verifica a fatica dei carichi in curva . . . . .	68
5.2.1	Calcolo dei carichi in curva . . . . .	68
5.2.2	Simulazione della verifica a fatica dei carichi in curva . . . . .	69
5.3	Verifica a fatica del ciclo frenata-accelerazione . . . . .	71

5.3.1	Simulazione della verifica a fatica dei carichi di frenata e di accelerazione . . . . .	73
5.4	Verifica a fatica delle oscillazioni della sospensione anteriore .	75
5.4.1	Calcolo dei carichi dovuti alle asperità . . . . .	75
5.4.2	Simulazione della verifica a fatica dei carichi dovuti alle asperità del terreno . . . . .	76
<b>6</b>	<b>Esperienza del forcellone Tengai</b>	<b>79</b>
6.1	Modello Cad del forcellone . . . . .	80
6.2	Rigidezza laterale del forcellone . . . . .	81
6.2.1	Misura della rigidezza laterale . . . . .	82
6.2.2	Simulazione della rigidezza laterale . . . . .	83
6.3	Le frequenze naturali del forcellone . . . . .	85
6.3.1	La misure delle frequenze naturali del forcellone . . . . .	85
6.3.2	Simulazione delle frequenze naturali . . . . .	87
6.3.3	Confronto tra le misure sperimentali e i risultati delle simulazioni . . . . .	89



# Capitolo 1

## Modelli per le analisi

Le analisi del comportamento strutturale del telaio sono state eseguite su due differenti modelli di esso. Si è optato per modelli superficiali in quanto quelli solidi in sede di analisi agli elementi finiti sono molto onerosi da un punto di vista computazionale.

### 1.1 Modello a superfici senza saldature

Un primo modello è costituito dalle superfici esterne dei tubi ed è privo di saldature. Nella figura 1.2 si osserva che in corrispondenza dei nodi tutti i tubi si tagliano reciprocamente, anche quelli che nella realtà non vengono tagliati. Tale fatto rappresenta un' approssimazione, ma risulta necessario per consentire la discretizzazione del modello attraverso elementi superficiali. Quest'ultimi infatti necessitano di un dominio " continuo", cioè in corrispondenza delle linee di intersezione delle superfici esterne dei tubi possono confluire al massimo due superfici differenti.

### 1.2 Modello a superfici con saldature

Questo modello è uno sviluppo di quello precedentemente descritto. Infatti il telaio è rappresentato attraverso le superfici esterne dei tubi con l'aggiunta dei cordoni di saldatura. Questa modifica, all'apparenza minimale, ha richiesto

un tempo di modellazione importante, ma è giustificata dal fatto che, in un telaio composto da tubi sottili, la presenza dei giunti saldati non può essere trascurata. Per i motivi esposti nel paragrafo precedente, tutti i tubi si tagliano reciprocamente, anche quelli che in sede di costruzione non vengono tagliati.

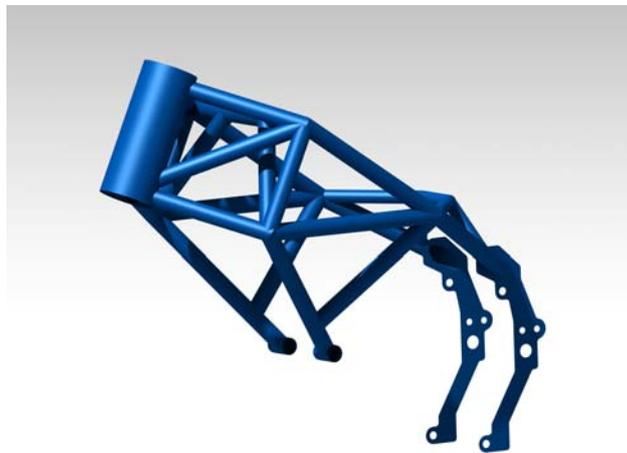


Figura 1.1: Modello a superfici senza saldature



Figura 1.2: Dettaglio taglio tubi

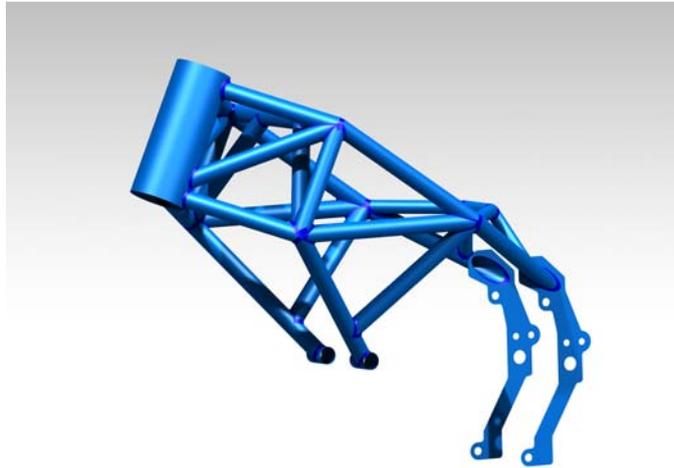


Figura 1.3: Modello a superfici con saldature



Figura 1.4: Dettagli saldature

### 1.3 Il caso di due tubi saldati

Ai fini di una chiara ed immediata comprensione delle differenze dei modelli di telaio poc'anzi esposti, si esegue lo studio di una struttura più semplice. In particolare si considera il caso di due tubi saldati. Si costruiscono diversi modelli e si analizza il comportamento strutturale di ciascuno di essi. Infine si confrontano i risultati ottenuti.

#### 1.3.1 Modello A

I tubi sono rappresentati dalle loro superfici intermedie. Queste si tagliano reciprocamente, sebbene nel caso specifico il tubo verticale sia integro. Le saldature non vengono rappresentate.

#### 1.3.2 Modello A.1

I tubi sono modellati attraverso le superfici medie, le quali si tagliano scambievolmente. Inoltre è presente il cordone di saldatura.

#### 1.3.3 Modello B

I tubi sono rappresentati dalle loro superfici intermedie. A differenza dei casi precedenti le due superfici tubolari non si intersecano, in quanto la giunzione saldata verrà inserita in fase di analisi fem. In particolare avendo due superfici distinte si hanno due domini differenti per la discretizzazione. La saldatura viene simulata attraverso una specifica funzione del software Catia, che unisce i nodi in corrispondenza del piede di saldatura per mezzo di una "ragnatela" di elementi beam rigidi.

#### 1.3.4 Modello C

Il modello consiste nella rappresentazione solida dei tubi, tuttavia il cordone di saldatura non è modellato. Nel caso di elementi solidi non si presenta il problema della continuità del dominio e pertanto il taglio dei tubi eseguito in fase di modellazione rispecchia quello "reale".

### 1.3.5 Modello C.1

Questo modello aggiunge al precedente il cordone di saldatura. Si può affermare che esso costituisce la rappresentazione più completa e fedele alla realtà.

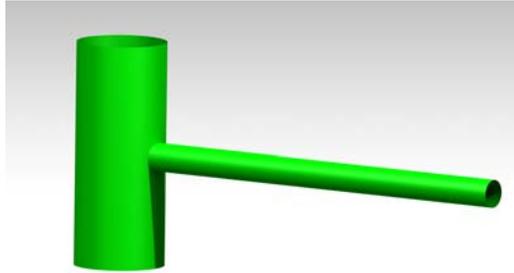


Figura 1.5: Modello A

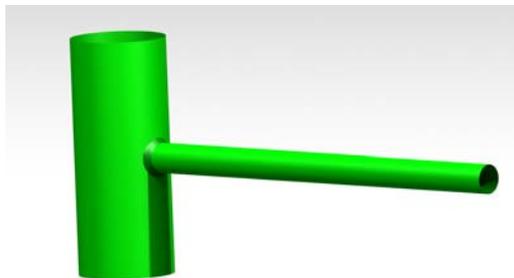


Figura 1.6: Modello A.1

### 1.3.6 Confronto dei modelli

Il confronto dei modelli verte sul comportamento strutturale. In particolare si analizza l'andamento delle tensioni e degli spostamenti del tubo orizzontale. Nelle simulazioni vengono fissate le estremità del tubo verticale e in

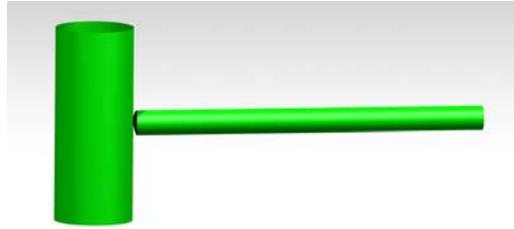


Figura 1.7: Modello B

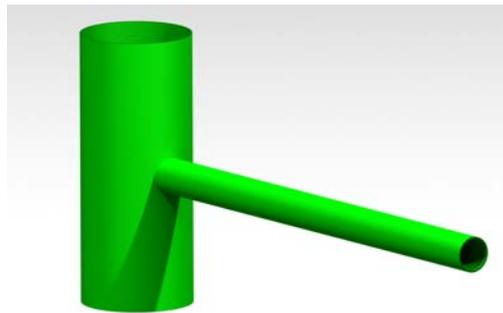


Figura 1.8: Modello C

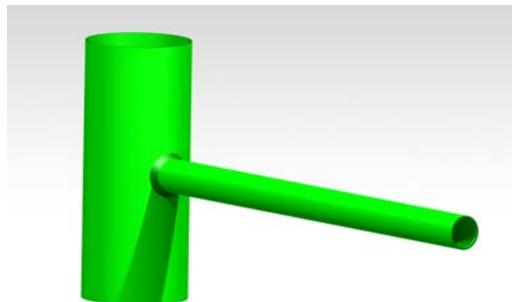


Figura 1.9: Modello C.1

corrispondenza dell'estremità libera del tubo orizzontale si pone una forza verticale. A titolo d'esempio la figura seguente riporta i vicoli e i carichi usati nell'analisi del modello A, nella figura è presente anche la retta di appartenenza dei punti analizzati.

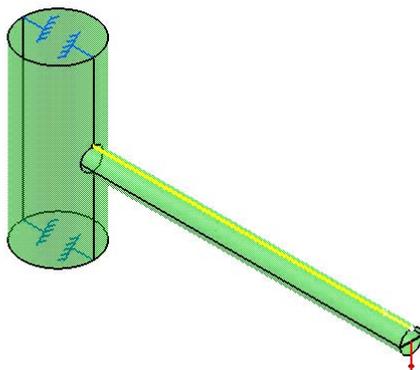


Figura 1.10: Analisi del modello A

Nei grafici sottostanti è riportato l'andamento della tensione di Von Mises e della prima tensione principale nei diversi modelli.

Si possono fare le seguenti osservazioni:

- Per i modelli superficiali( A,A.1,B) l'andamento delle tensioni è sostanzialmente identico per gran parte dello sviluppo longitudinale del tubo e si differenzia in corrispondenza del cordone di saldatura.
- in merito ad A, A.1, B la diversa modalità di taglio delle superfici tubolari ha un'influenza locale.
- Nei modelli solidi ( C,C.1) le tensioni coincidono per gran parte dello sviluppo longitudinale del tubo e differiscono in corrispondenza del cordone di saldatura.
- In generale nei modelli solidi la tensioni sono leggermente maggiori rispetto ai modelli superficiali.

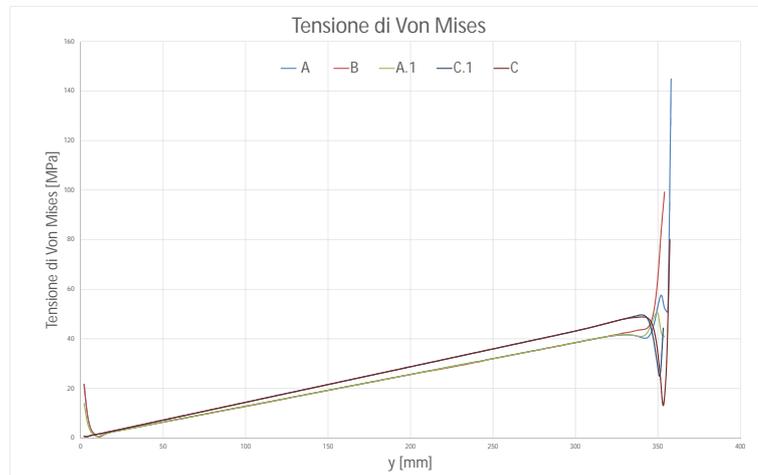


Figura 1.11: Tensione di Von Mises nei diversi modelli

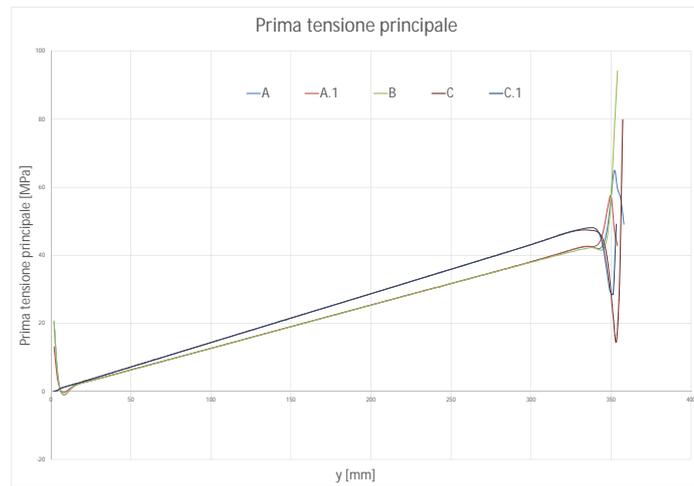


Figura 1.12: Prima tensione principale nei diversi modelli

- Per A , A.1 e C, C.1 la presenza del cordone di saldatura ha un effetto locale.

Nel grafico seguente è raffigurato l'andamento degli spostamenti verticali dei nodi analizzati.

Dall'osservazione del grafico si traggono le seguenti conclusioni:

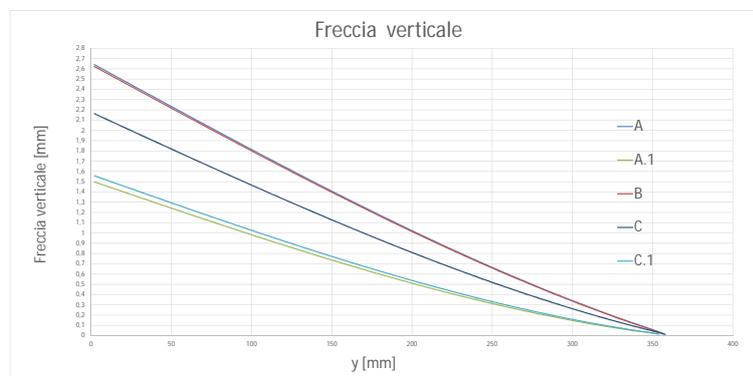


Figura 1.13: Freccia lungo asse z per i diversi modelli

- A e B hanno spostamenti lungo l' asse z identici per tutto lo sviluppo longitudinale del tubo, la modalità di taglio delle superfici non ha alcuna influenza.
- Limitando l'osservazione sui modelli privi di saldatura, il modello solido ha spostamenti inferiori rispetto ai modelli superficiali
- Nei modelli con saldatura (A.1 , C.1) gli spostamenti sono decisamente inferiori rispetto ai modelli privi di saldatura, pertanto il cordone ha un importante effetto globale.

Dallo studio del caso di 2 tubi saldati si possono fare le seguenti considerazioni in merito alle due tipologie di modellazione per il telaio:

- Per ottenere risultati più precisi si dovrebbe eseguire una modellazione solida dei tubi e dei cordoni di saldatura; questo modello è certamente il più vicino alla realtà. Tuttavia, da un punto di vista computazionale, questa strada è impraticabile.
- Per lo studio delle tensioni i modelli differiscono in prossimità delle saldature
- Le saldature hanno una influenza globale sulla deformazione della struttura e sugli spostamenti.

# Capitolo 2

## Discretizzazione dei modelli

In questo capitolo si affronta il problema della scelta della tipologia di elementi con cui discretizzare i modelli. In particolare la selezione è tra elementi triangolari lineari ed elementi triangolari parabolici. Questi sono stati analizzati tramite la simulazione delle rigidezze di un telaio disegnato dallo scrivente. Quest'ultimo, oltre ad essere stato disegnato "ad hoc" per queste analisi preliminari, è servito al sottoscritto per l'apprendimento delle tecniche di modellazione. Per una chiara e completa trattazione delle rigidezze caratteristiche del telaio si rimanda il lettore al capitolo successivo.

### 2.1 Elementi triangolari

Gli elementi triangolari appartengono alla famiglia degli elementi guscio. L'elemento guscio è capace di reagire sia alle azioni che tendono a fletterlo al di fuori del piano in cui giace (azioni flessionali), sia a quelle che lo sollecitano nel suo piano di giacitura (azioni membranali). Ogni nodo è caratterizzato da cinque gradi di libertà (tre traslazioni e due rotazioni). Tali elementi nascono per lo studio delle piastre piane, tuttavia ben si adattano a corpi non piani. Un elemento tubulare con spessore nettamente inferiore alle altre dimensioni può essere assimilato ad una lastra. Questa analogia acquisisce maggiore fondatezza all'aumentare del diametro del tubo.

Gli elementi triangolari lineari presentano tre nodi in corrispondenza dei

vertici, ad ogni nodo sono associati 6 gradi di libertà (tre traslazioni e tre rotazioni), il comportamento è puramente elastico.

Gli elementi triangolari parabolici possiedono sei nodi in corrispondenza dei vertici e dei punti medi dei lati ciascuno con sei gradi di libertà (tre rotazioni e tre traslazioni), il comportamento è elastico.

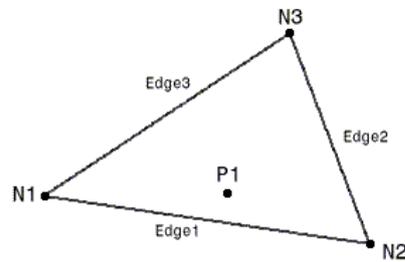


Figura 2.1: Elementi triangolari lineari

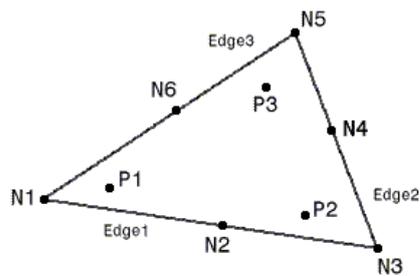


Figura 2.2: Elementi triangolari parabolici

## 2.2 Rigidezze con elementi triangolari lineari

In figura 2.3 è riportato l'andamento delle rigidezze tipiche del telaio al diminuire della global size degli elementi triangolari lineari. Le tre rigidezze hanno un comportamento molto simile, in particolare all'infiltrarsi della discretizzazione le curve presentano un andamento decrescente a gradini.

Le rigidezze non raggiungono un asintoto orizzontale e pertanto gli elementi triangolari lineari non permettono il raggiungimento della convergenza dei risultati nelle simulazioni delle rigidezze del telaio.

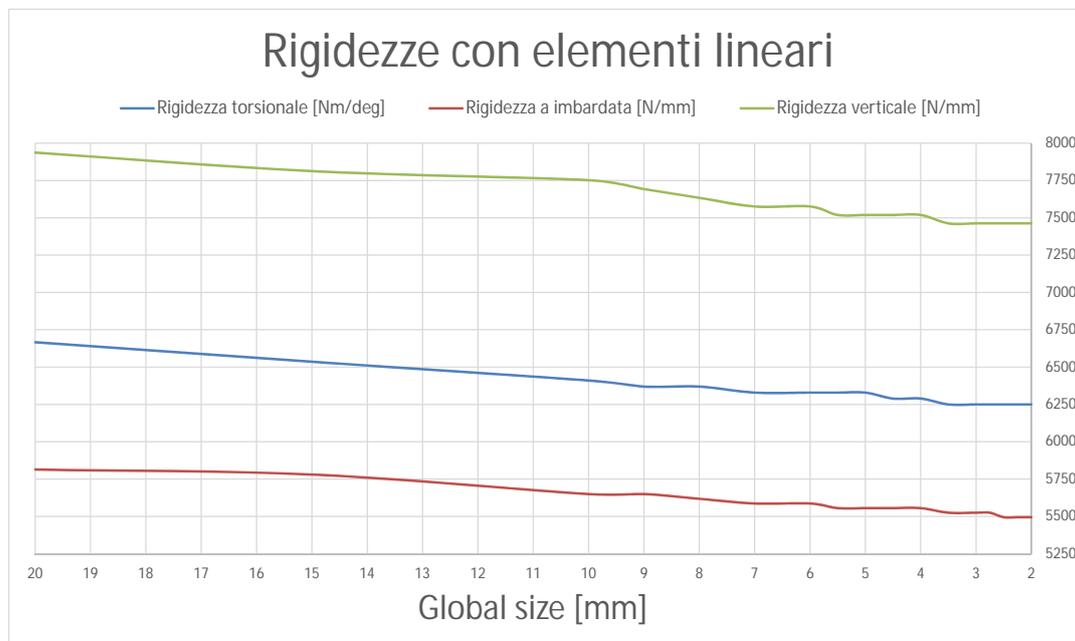


Figura 2.3: Rigidezze con elementi triangolari lineari

## 2.3 Rigidezze con elementi triangolari parabolici

Il grafico di figura 2.4 illustra il comportamento delle rigidezze del telaio in funzione della global size degli elementi triangolari parabolici. Le tre curve sono rette parallele all'asse delle ascisse, cioè le rigidezze raggiungono la convergenza anche con elementi di dimensioni più grossolane. Pertanto gli elementi parabolici permettono il raggiungimento della convergenza nelle simulazioni di rigidezza.

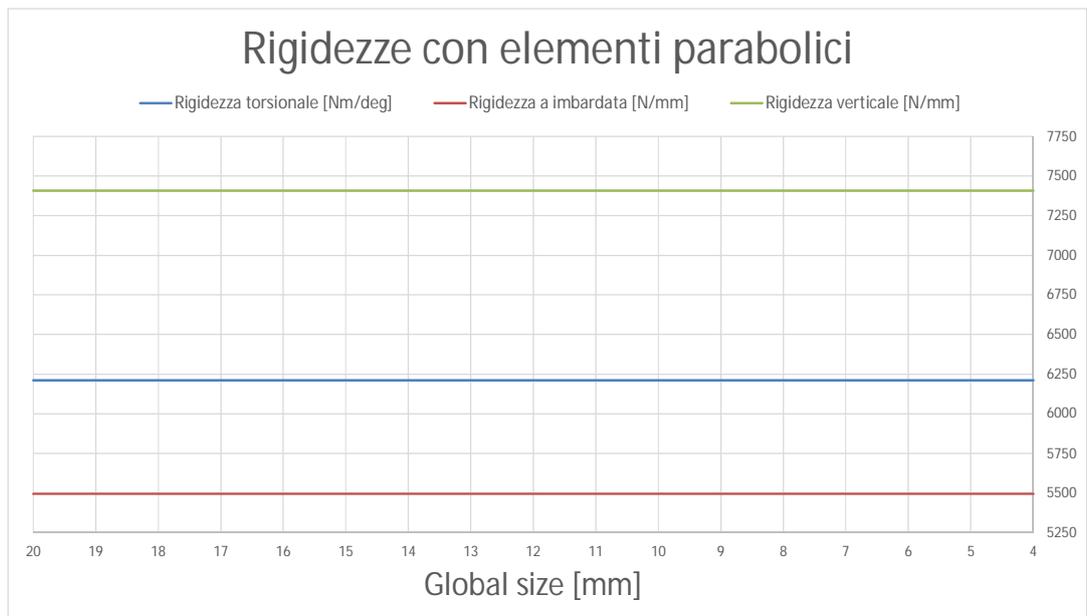


Figura 2.4: Rigidezze con elementi parabolici

## 2.4 Confronto dei tempi di risoluzione

La maggiore accuratezza garantita dagli elementi parabolici comporta tuttavia un maggiore sforzo computazionale. Per quantificare questo fatto si è analizzato il tempo di risoluzione in funzione del numero di elementi di discretizzazione. Nel grafico seguente sono rappresentati i tempi di calcolo della rigidezza torsionale nei due casi, per le altre rigidezze si ottengono grafici analoghi. Si osserva che, a parità di numero di elementi, quelli parabolici necessitano di un tempo di calcolo maggiore rispetto a quelli lineari. Tale differenza aumenta notevolmente all'infittirsi della discretizzazione, infatti per gli elementi lineari si ha un andamento rettilineo e per quelli parabolici il grafico è una parabola.

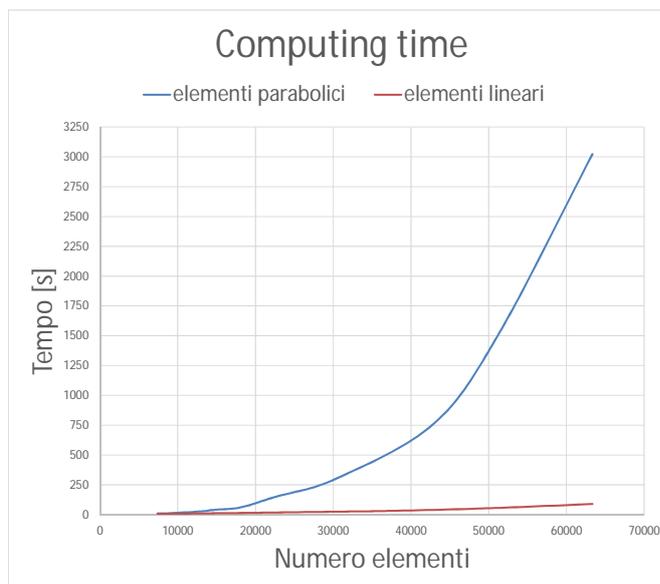


Figura 2.5: Confronto tempi di calcolo

## 2.5 Scelta degli elementi di discretizzazione

Da quanto precedentemente esposto si evidenzia un comportamento dicotomico: da un lato gli elementi parabolici garantiscono il raggiungimento della convergenza delle deformazioni e degli spostamenti, dall'altro richiedono dei tempi di calcolo importanti, in particolare nel caso di elementi di dimensioni piccole. Viceversa gli elementi lineari necessitano di uno sforzo computazionale decisamente minore, anche in caso di mesh fitte, tuttavia non garantiscono il raggiungimento della convergenza dei valori degli spostamenti. In questo lavoro si è deciso di utilizzare elementi triangolari parabolici, cercando caso per caso un compromesso tra accuratezza dei risultati e tempo di calcolo. Infine gli elementi scelti sono caratterizzati da uno spessore, in particolare nel caso specifico si hanno tre diversi spessori:

- lo spessore proprio del tubo pari a 1.5 mm;
- lo spessore delle piastre pari a 5 mm;
- lo spessore del cordone di saldatura pari alla somma tra lo spessore del tubo e la metà della profondità del cordone di saldatura. In questo caso è stato stimato pari a 3.5 mm.

## Capitolo 3

# Rigidezze caratteristiche del telaio

### 3.1 L'importanza delle rigidezze

La rigidezza strutturale della motocicletta nel suo complesso e dei singoli componenti ricoprono un ruolo di primaria importanza nelle prestazioni di manovrabilità e di maneggevolezza della motocicletta. Valori elevati nelle rigidezze garantiscono precisione nella traiettoria, risposta rapida ai comandi del pilota, ma presentano anche alcuni svantaggi. Ad esempio veicoli con elevata rigidezza del telaio sono percepiti dal pilota molto “nervosi” specialmente nel transito su dossi trasversali o su strade bagnate. Come noto, il motoveicolo possiede tre significativi modi di vibrare chiamati convenzionalmente con i termini: weave, wobble e capsize. Ciascuno è caratterizzato da una propria frequenza che dipende dalle caratteristiche del veicolo e si manifestano per intervalli di velocità diversi tra loro. Il moto indicato con il termine “weave” è il più complesso dei modi di vibrare, in quanto il veicolo oscilla attorno all'asse di rollio e contemporaneamente assume un movimento di imbardata. È un modo oscillatorio instabile alle basse velocità (fino ai 35 km/h) e con frequenza che cresce con essa da zero a 2-3 Hz circa. Alle medie velocità (60 km/h) si stabilizza rapidamente e con l'aumentare della velocità ritorna instabile. La rigidezza del telaio influisce nel comportamen-

to di questa forma di instabilità in termini di smorzamento del fenomeno. Un elevato valore di rigidità torsionale della parte posteriore del telaio, in cui è compreso il forcellone, aumenta lo smorzamento alle medie velocità (50 km/h), ma lo diminuisce a quelle più alte (70 km/h) . La parte anteriore del telaio influisce in modo minore sull' evolversi del weave. Il "wobble" è un modo che coinvolge principalmente le oscillazioni di sterzo e consiste nella rotazione attorno all'asse di sterzo, generando scuotimenti nella parte anteriore del veicolo. Si può osservare ad alte velocità, maggiori di 60-70 km/h, una frequenza naturale, la quale varia poco con la velocità, che può essere vicino ai 5 Hz per i grandi motoveicoli e all'incirca 9 Hz per quelli leggeri e per le biciclette. Lo smorzamento delle oscillazioni dipende fortemente dalle proprietà di rigidità della parte anteriore, in particolare se questa è molto flessibile lo smorzamento risulta ridotto. In modo specifico interessa la rigidità laterale delle forcelle e quella torsionale della zona cannotto, mentre poca influenza ha la rigidità della parte posteriore del veicolo . Il "capsize" è la tendenza del motociclo a cadere lateralmente durante la percorrenza di una curva, nel caso che non venga corretta la traiettoria dal pilota. Si presenta stabile alle basse velocità (sotto i 35 km/h), e diventa critico all'aumentare di questa divergendo rapidamente nel caso di bloccaggio di entrambe le ruote. Questo fenomeno non dipende quindi dai parametri di rigidità del telaio, ma dalle caratteristiche geometriche e di massa. Si è visto quindi che le rigidità caratteristiche del telaio hanno grande importanza nei principali modi di vibrare caratteristici del motociclo, unite a quelle di forcelle, forcellone, cerchi e gomme costituiscono un complesso sistema di rigidità. Nasce quindi la necessità di dover caratterizzare le rigidità tipiche dei motocicli, a seconda della categoria di appartenenza. Tali valori sono normalmente non pubblicati dai costruttori, in quanto frutto di importanti studi e dell'esperienza maturata all' interno dell'azienda. Si definiscono delle prove specifiche per caratterizzare il comportamento flessionale e torsionale del telaio. Le prove di rigidità vengono svolte con il motore fissato, si applica una forza /momento in un determinato punto e si misura lo traslazione/rotazione di quest'ultimo, la rigidità è data dal rapporto tra il carico applicato e la freccia generalizzata del punto di applicazione.

## 3.2 Descrizione delle rigidzze del telaio

### 3.2.1 Rigidezza torsionale

- Perno forcellone bloccato.
- Momento applicato ortogonalmente all'asse del canotto di sterzo e appartenente al piano longitudinale del veicolo.
- $K_{torsionale} = \frac{M}{\delta}$

con  $M$ =momento applicato  $\delta$ =rotazione del punto di applicazione.

- Unità di misura [Nm/deg].

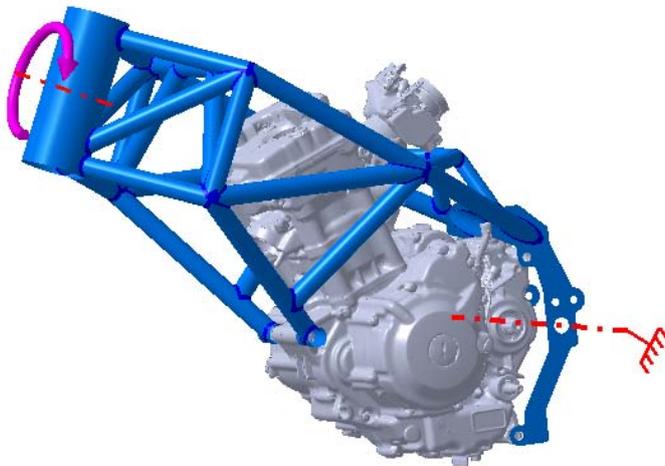


Figura 3.1: Rigidezza torsionale

### 3.2.2 Rigidezza laterale

- Perno forcellone bloccato.
- Forza parallela all'asse perno forcellone ,applicata sull'asse del canotto di sterzo e posizionata sul centro di taglio del telaio.

- $K_{torsionale} = \frac{F}{f}$

con  $F$ =Forza applicata  $f$ =spostamento del punto di applicazione.

- Unità di misura [N/mm].

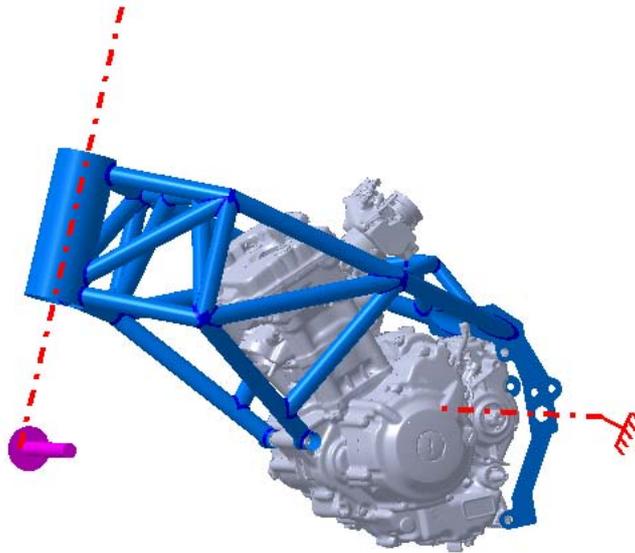


Figura 3.2: Rigidezza laterale

### 3.2.3 Rigidezza flessionale

- Canotto di sterzo bloccato.
- Forza applicata sull'asse del perno forcellone parallela all'asse del canotto di sterzo.

- $K_{torsionale} = \frac{F}{f}$

con  $F$ =momento applicato  $f$ =spostamento del punto di applicazione.

- Unità di misura [N/mm].

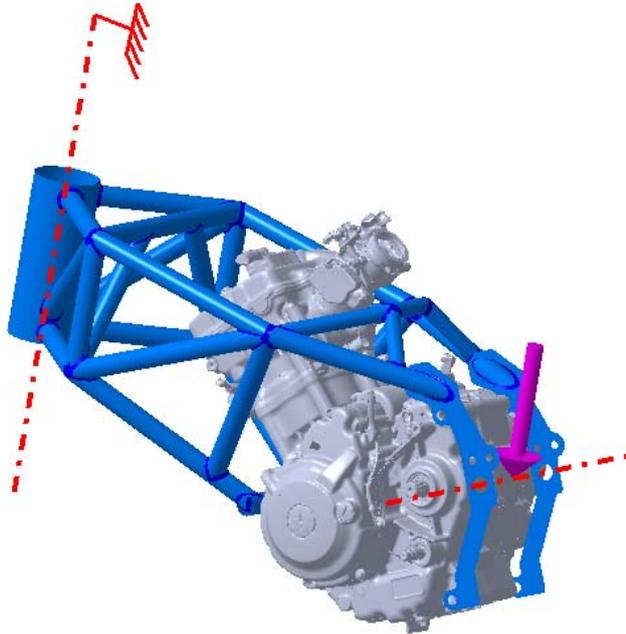


Figura 3.3: Rigidezza flessionale

### 3.3 Simulazioni delle rigidzze

#### 3.3.1 Simulazione rigidzza torsionale

- Connessione rigida degli attacchi del motore per simulare il motore, infatti questo può essere considerato infinitamente rigido.
- Connessione rigida delle estremità del canotto di sterzo.
- Momento perpendicolare all'asse di sterzo e appartenente al piano medio del telaio, applicato sulla connessione rigida precedente in corrispondenza del centro del canotto.
- Vincolo di incastro sui fori del perno forcellone.

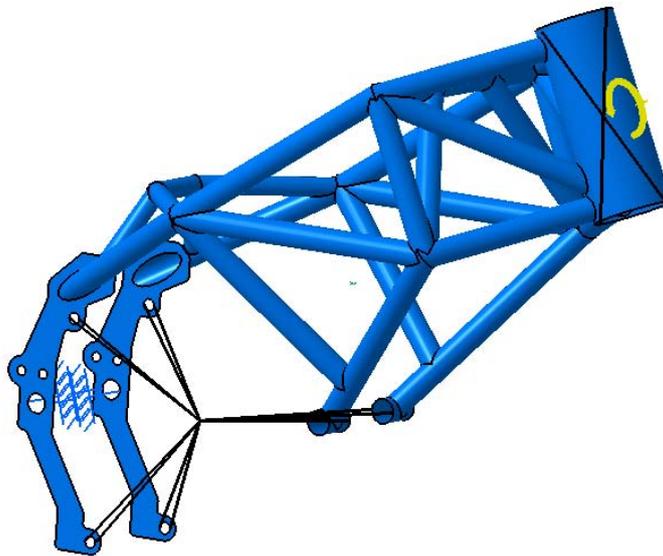


Figura 3.4: Simulazione rigidzza torsionale

### 3.3.2 Simulazione rigidezza laterale

- Connessione rigida degli attacchi del motore per simulare il motore, infatti questo può essere considerato infinitamente rigido.
- Connessione tra il canotto di sterzo e il centro di taglio.
- Forza perpendicolare al piano di simmetria del telaio applicata sul centro di taglio.
- Vincolo di incastro sui fori del perno forcellone.



Figura 3.5: Simulazione rigidezza laterale

### 3.3.3 Simulazione rigidezza flessionale

- Trattandosi di una struttura simmetrica caricata simmetricamente si studia metà del telaio.
- Vincolo di incastro sul canotto di sterzo.
- In corrispondenza degli attacchi del motore ,dell'attacco forcellone e delle sezioni dei tubi tagliati si pongono dei vincoli che impediscono le traslazioni nel piano di simmetria e le rotazioni attorno alle direttrici del piano di simmetria.
- forza parallela all'asse di sterzo applicata sul foro del perno ruota,per la simmetria nel calcolo della rigidezza si considera un'intensità doppia rispetto a quella assegnata.

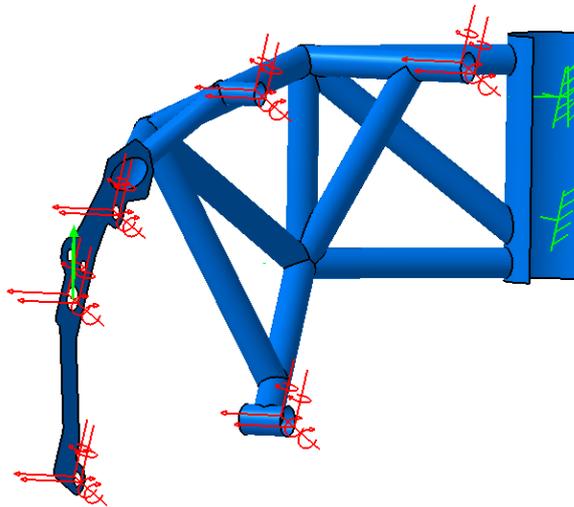


Figura 3.6: Simulazione rigidezza flessionale

### 3.3.4 Risultati delle simulazioni

Nella tabella seguente sono riportati i risultati delle simulazioni delle rigidezze del telaio per entrambi i modelli.

size mm	Senza saldature			Con saldature		
	Kt Nm/deg	Kl N/mm	Kf N/mm	Kt Nm/deg	Kl N/mm	Kf N/mm
10	2288	694	775	3279	794	962
9	2288	694	775	3268	800	971
8	2283	694	769	3247	794	952
7	2278	694	769	3268	800	962
6	2273	690	769	3247	794	952
5	2273	690	769	3289	794	962
4			769			962
3			769			962
2			769			962

Tabella 3.1: Tabella riassuntiva delle rigidezze del telaio

Le simulazioni hanno prodotto i seguenti risultati:

- nel caso di modello senza saldature si ha

- $K_{torsionale} \cong 2300N * m/deg$

- $K_{laterale} \cong 700N/mm$

- $K_{flessionale} \cong 800N/mm$

- nel caso di modello con saldature si ha

- $K_{torsionale} \cong 3300N * m/deg$

- $K_{laterale} \cong 800N/mm$

- $K_{flessionale} \cong 1000N/mm$

Risulta evidente che le saldature hanno un importante effetto irrigidente a livello dell'intera struttura. In particolare la modellazione delle saldature ha determinato i seguenti aumenti percentuali di rigidezza rispetto al modello più semplice :

- $\Delta K_{torsionale} \cong 43\%$
- $\Delta K_{laterale} \cong 14\%$
- $\Delta K_{flessionale} \cong 25\%$

Pertanto le saldature hanno introdotto degli aumenti di rigidezza considerevoli in particolare nel caso di rigidezza torsionale. Ciò è in linea con quanto visto nel primo capitolo con il semplice caso di due tubi saldati. Si può dunque affermare che nelle simulazioni delle rigidezze non si può fare a meno di tenere conto delle saldature.

Nelle figure seguenti sono riportati i grafici di convergenza delle rigidezze, si può notare che in generale il modello con saldature presenta un andamento leggermente meno stabile rispetto al modello privo di saldature.

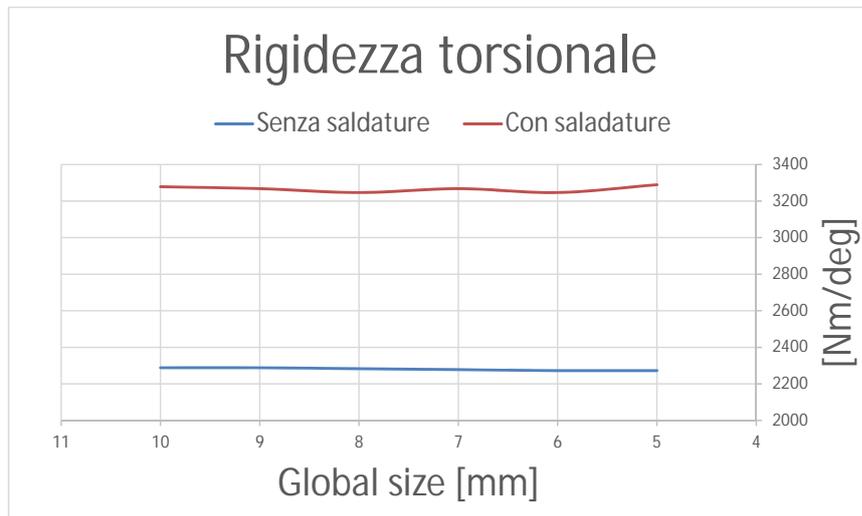


Figura 3.7: Grafico rigidezza torsionale

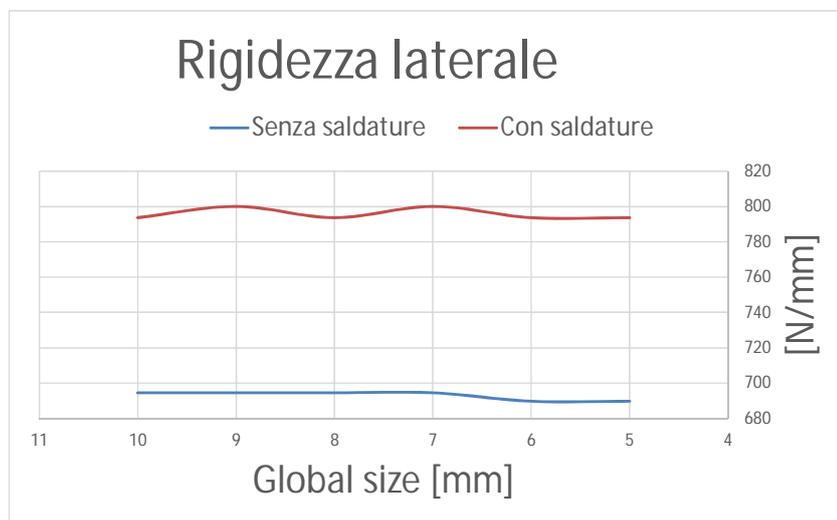


Figura 3.8: Grafico rigidezza laterale

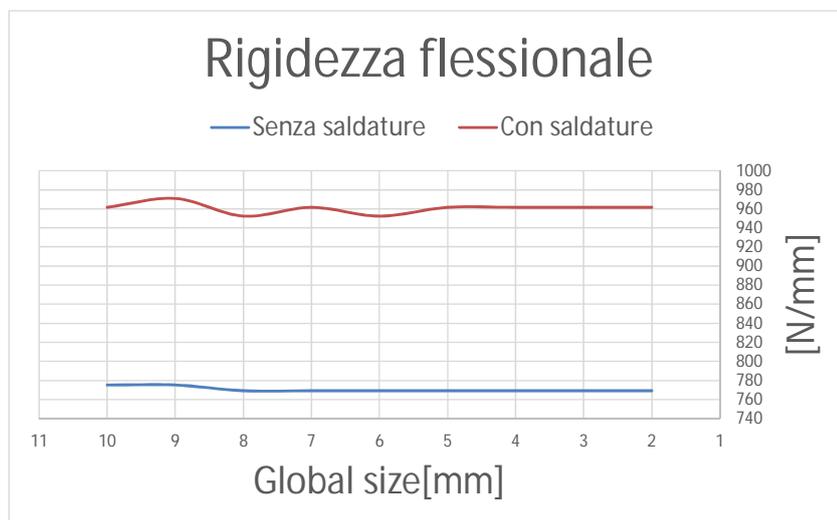


Figura 3.9: Grafico rigidezza flessionale

### **3.4    Analisi modale del telaio**

A completamento dello studio del comportamento del telaio in termini di rigidità, in questo paragrafo si determinano i primi tre modi di vibrare del telaio e le relative frequenze libere. In particolare si desidera che i valori delle frequenze siano sufficientemente elevati, in modo tale che i corrispondenti modi di vibrare non siano eccitabili dalla semplice percorrenza della strada o dalle vibrazioni del motore. Come termini di confronto si utilizzano le frequenze dei modi di vibrare caratteristici della moto: *wooble*, *weave*, *capsize*. Tra questi quello ad avere una frequenza più alta è il *wooble*, che può arrivare a 10 Hz.

#### **3.4.1    Simulazione dei modi di vibrare del telaio**

- Per rappresentare la forcella anteriore si utilizza un beam rigido connesso all'estremità del canotto in modo tale che la rotazione attorno l'asse di sterzo sia possibile. Ad esso è associato una massa e un sistema di inerzie che simulano la massa e l'inerzia della forcella. I valori utilizzati provengono da misurazioni fatte su una moto simile
- Il forcellone è realizzato con un beam rigido collegato al telaio per mezzo di una coppia rotoidale, in corrispondenza del suo baricentro è stata collocata una massa e un sistema di inerzie. I valori utilizzati sono frutto di misurazioni eseguite su veicoli simili.
- Alle estremità dei beam in corrispondenza dei perni ruota sono posti una massa virtuale e un sistema di inerzie a simulare la rispettiva ruota, i valori della massa e delle inerzie sono presi da misurazioni eseguite sulle ruote di una moto di categoria analoga a quella in esame
- Il motore è rappresentato da una connessione rigida con massa e inerzie associate. La massa è stata misurata in laboratorio, per le inerzie si sono usati dei valori ragionevoli.

### 3.4.2 Risultati della simulazione

Nella tabella seguente sono riportati i risultati dell'analisi, che per motivi computazionali è stata condotta sul modello privo di saldature. I valori delle frequenze del telaio sono nettamente maggiori a quelli delle frequenze dei modi di vibrare tipici della moto. Certamente se si fosse tenuto in considerazione anche la presenza della carena e del serbatoio, le frequenze sarebbero più basse, ma i valori ottenuti sono sufficientemente alti da non destare particolari preoccupazioni.

Tabella 3.2: Add caption

global size	f1	f2	f3
mm	Hz	HZ	HZ
10	51	58	80
9	50	58	80
8	50	58	80
7	50	57	80
6	50	57	80
5	50	57	80
4	50	57	80

I primi tre modi di vibrare del telaio sono:

- vibrazione flessionale nel piano di simmetria della moto ;
- vibrazione flessionale laterale;
- vibrazione torsionale.

Si osserva che i modo di vibrare sono analoghi alle rigidzze, in particolare i modi di vibrare flessionali hanno frequenze simili e quello torsionale ha una frequenza associata nettamente più alta, in modo del tutto analogo le rigidzze flessionali hanno valori abbastanza vicini e la rigidzza torsionale è

nettamente maggiore. L'analisi modale conferma quanto visto con le rigidezze: il telaio è maggiormente sensibile alle flessioni laterali e lungo il piano di simmetria. In figura 3.10 seguente sono riportati i modi di vibrare.

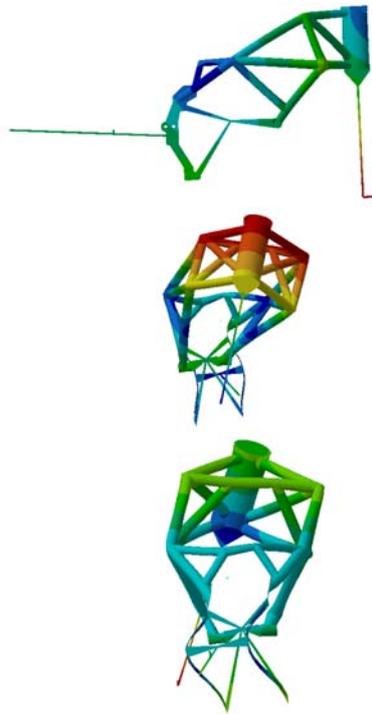


Figura 3.10: I primi 3 modi di vibrare del telaio

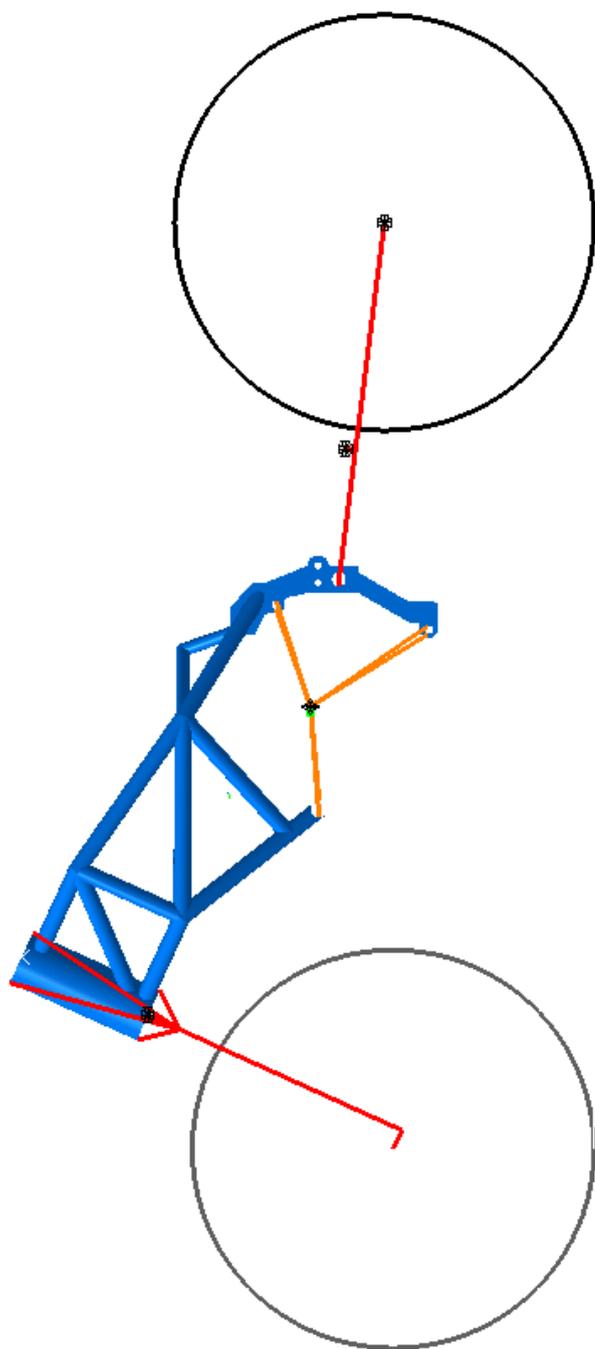


Figura 3.11: Analisi modale moto



## Capitolo 4

# Analisi della resistenza statica

Le forze agenti sul telaio della motocicletta sono di origine statica e dinamica. Il compito di un telaio è quello di sopportare questi campi di forze senza subire deformazioni permanenti o rotture. I carichi a cui è sottoposto il telaio possono essere divisi in carichi esterni e in carichi interni. I carichi esterni sono trasmessi dalla strada attraverso le masse sospese e giungono al telaio attraverso le articolazioni delle sospensioni, con la sola eccezione della forza aerodinamica che si applica in maniera quasi totale alla sagoma frontale del veicolo. I carichi interni sono invece dovuti al peso e all'inerzia, sia dei componenti del motociclo che del carico (pilota, passeggero ed eventuali bagagli). In questo capitolo si testerà la resistenza strutturale del telaio attraverso alcune prove; in particolare si considerano i carichi che si generano durante una frenata violenta, nell'impatto a terra dello pneumatico in seguito ad una manovra di impennata o stoppie e nell'urto della ruota anteriore con un gradino.

## 4.1 Verifica dei carichi di frenata

Durante la frenata si determina un trasferimento di carico dall'asse posteriore a quello anteriore, con conseguente aumento del carico totale sull'asse anteriore e diminuzione di uguale valore su quello posteriore.

Se "  $a$  " è la decelerazione imposta dal pilota, con i simboli raffigurati in



Figura 4.1: Carichi in frenata

figura, abbiamo che il carico sull'asse anteriore è:

$$N_{At} = N_{tot}[(B/L) + aH_g/(gL)]$$

Contemporaneamente il carico verticale sull'asse posteriore diviene:

$$N_{Pt} = N_{tot}[(A/L) - aH_g/(gL)]$$

La frenata violenta, chiamata "panic-stop" è quella che mette a dura prova la struttura della forcella e del telaio e avviene agendo sul solo freno anteriore.

Supponendo che tutta la potenza frenante sia concentrata sul freno anteriore, otteniamo una decelerazione massima con il solo impianto anteriore:

$$a_{max} = g\mu(B/L)/[1 - \mu(H_g/L)]$$

La forza orizzontale massima a terra si registra immediatamente prima del bloccaggio della ruota anteriore (superata tale soglia si ha lo slittamento totale dello pneumatico), oppure prima del sollevamento della ruota posteriore, qualora le caratteristiche dello pneumatico e della geometria della moto lo consentano. La forza frenante orizzontale massima sulla ruota anteriore è data dal prodotto del coefficiente di aderenza "  $\mu$  " per il carico sulla ruota :

$$Cta = \mu N_{tot}[(B/L) + aH_g/(gL)]$$

#### 4.1.1 Calcolo dei carichi di frenata

Da quanto precedentemente esposto, per determinare i carichi che si sviluppano in fase di frenata è necessario conoscere il passo e la posizione del baricentro. Quest'ultima non è nota, essendo la moto in fase di progettazione. Tuttavia avendo a disposizione la misura del baricentro del motore posso considerare il baricentro della moto coincidente con quello del motore. L'approssimazione introdotta è accettabile in quanto in una moto da gara dalle dimensioni ridotte il motore è il componente di gran lunga più pesante. I dati a disposizione sono:

- $L = 1322mm$
- $A = 639mm$
- $B = 683mm$
- $H_g = 419mm$

Si pone inoltre:

- $\mu = 1.3$
- $m_{moto} = 100kg$
- $m_{pilota} = 80kg$

Si ottiene:

- $N_{tot} = m_{moto} + m_{pilota} = 100 + 80 = 180Kg$
- $a_{max} = g\mu(B/L)/[1 - \mu(H_g/L)] =$   
 $= 9.81 * 1.3 * (683/1322)/[1 - 1.3 * (419/1322)] = 11.22m/s^2$
- $N_{At} = N_{tot}[(B/L) + aH_g/(gL)] =$   
 $180[(683/1322) + 11.22 * 419/(9.81 * 1322)] = 158kg \cong 1550N$
- $Cta = \mu N_{tot}[(B/L) + aH_g/(gL)] =$   
 $= 1.3 * 180 * [(683/1322) + 11.22 * 419/(9.81 * 1322)] = 206kg \cong 2020N$

### 4.1.2 Simulazione della verifica di frenata

- Incastri sugli attacchi del motore, quest'ultimo infatti risente meno della decelerazione di frenata, essendo il componente con maggiore massa.
- Connessione rigida tra le estremità del canotto di sterzo e il punto di contatto tra il terreno e il pneumatico anteriore. Si considera solo le estremità del canotto di sterzo, in quanto l'accoppiamento tra forcella anteriore e sterzo avviene attraverso due cuscinetti alloggiati nelle parti terminali del canotto.
- Forza verticale pari al carico anteriore sulla connessione rigida in corrispondenza del punto di contatto tra ruota e suolo
- Forza longitudinale pari alla forza frenante anteriore sulla connessione rigida in corrispondenza del punto di contatto tra ruota e suolo

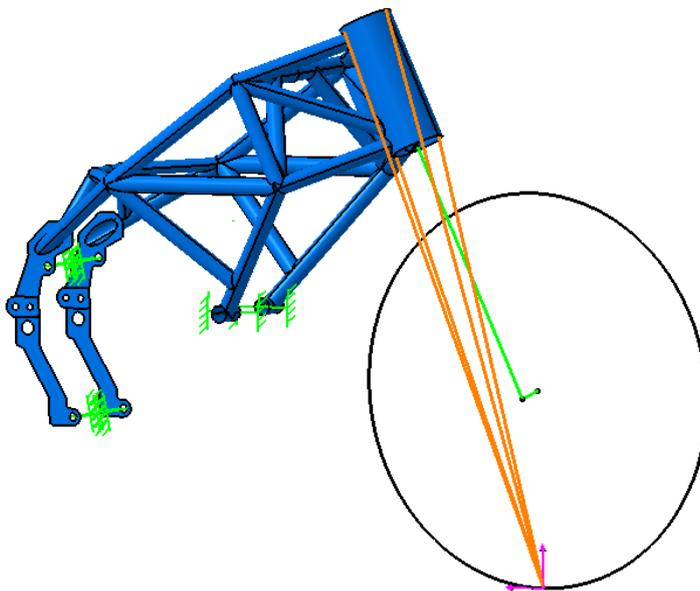


Figura 4.2: Simulazione della frenata

Nelle figure seguenti è riportata la tensione di Von Mises per entrambi i modelli. Il materiale con cui verrà realizzato il telaio è acciaio 25CrMo4, che possiede una tensione di snervamento di circa 700 MPa. In entrambi i modelli le tensioni raggiunte sono ben al di sotto di tale soglia, infatti nelle zone più critiche si raggiungono valori poco superiori ai 100 MPa. Si osserva inoltre che le due simulazioni hanno un andamento della tensione di Von Mises molto simile che differisce solo in corrispondenza dei nodi del telaio. Ciò è in linea con quanto visto per le tensioni nel caso dei due tubi saldati nel primo capitolo.

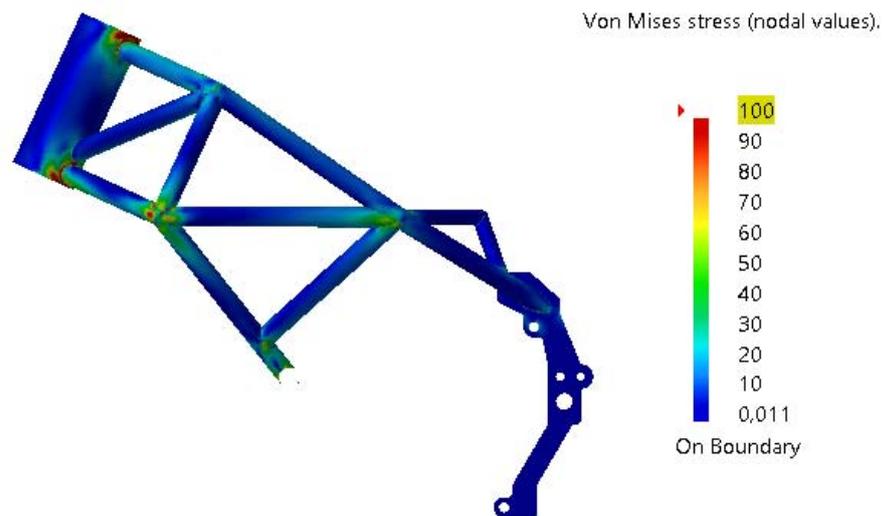


Figura 4.3: Tensione Von Mises modello senza saldature

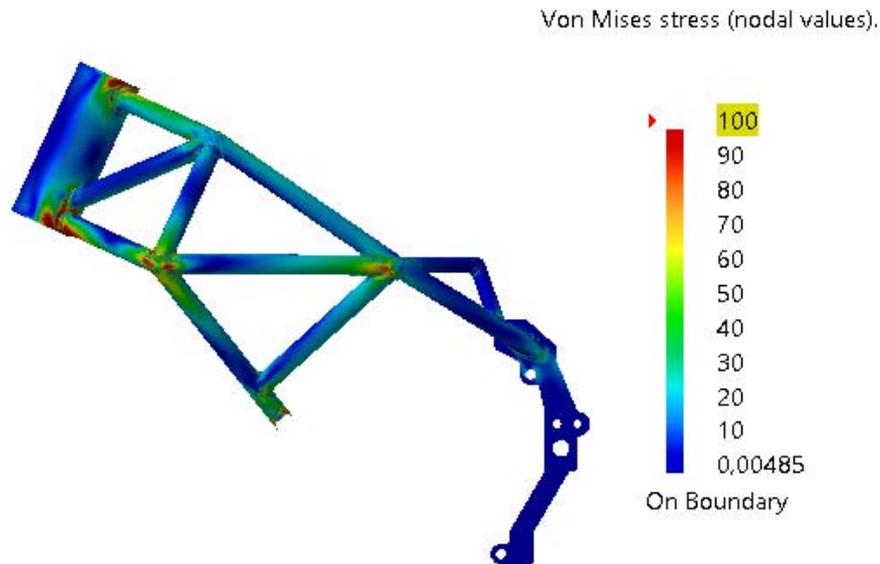


Figura 4.4: Tensione Von Mises modello con saldature

## 4.2 Modello della motocicletta

La motocicletta nel suo piano di simmetria può essere rappresentata da tre corpi rigidi:

- massa sospesa: telaio, motore, trasmissione, serbatoio, carene
- massa non sospesa anteriore: ruota anteriore, impianto frenante anteriore, parte della forcella anteriore solidale alla ruota
- massa sospesa posteriore: ruota posteriore, impianto frenante posteriore, parte del forcellone solidale alla ruota

I gradi di libertà del sistema sono :

- spostamento verticale della massa sospesa
- rotazione di beccheggio della massa sospesa

- spostamento verticale del baricentro della massa non sospesa anteriore
- spostamento verticale del baricentro della massa non sospesa posteriore

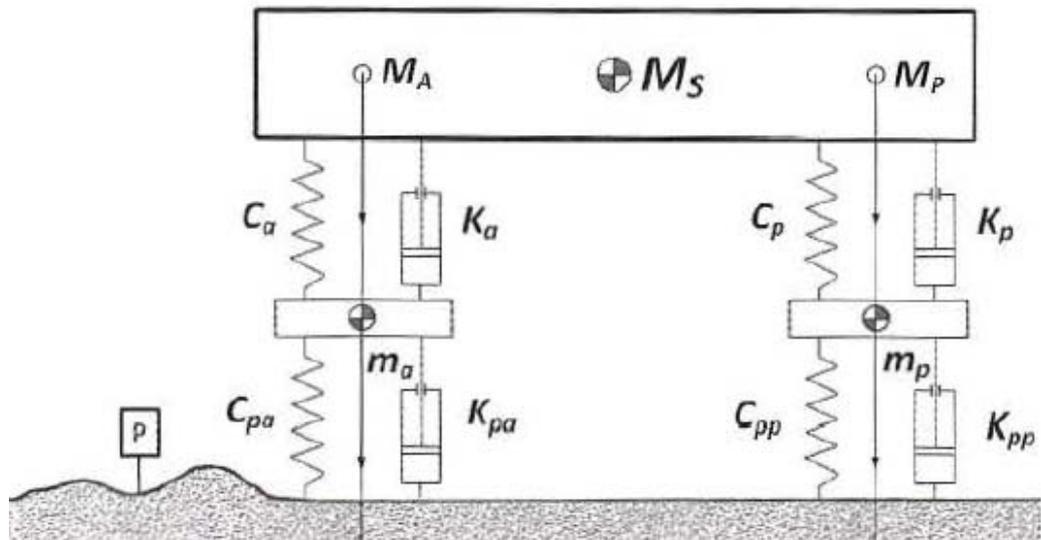


Figura 4.5: Modello a 4 gdl della motocicletta

Come si può osservare dalla figura i pneumatici e le sospensioni sono rappresentati ciascuno da un gruppo molla-smorzatore. Nel caso delle sospensioni alla molla è associata la rigidità ridotta della sospensione e allo smorzatore è associato lo smorzamento ridotto dell'ammortizzatore. Nel caso della rigidità dei pneumatici, questa non può essere determinata analiticamente, ma viene misurata sperimentalmente. In particolare si applica un carico verticale sulla ruota e si misura lo schiacciamento dello pneumatico; la rigidità radiale dello pneumatico è data dal rapporto tra la forza applicata e lo schiacciamento misurato. Nel caso specifico si sono utilizzate le rigidità di pneumatici di una moto da competizione di piccola cilindrata.

### 4.2.1 Modello Working Model

Per poter svolgere le simulazioni da cui ricavare i carichi con cui eseguire le verifiche statiche del telaio, è stato eseguito un modello della motocicletta con il software Working Model 2D, sulla base di quanto esposto in precedenza.

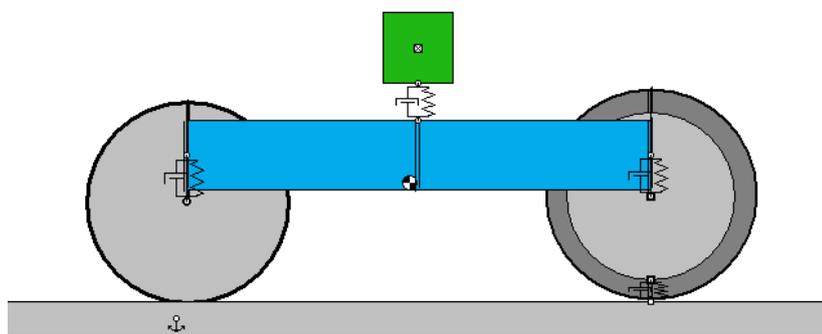


Figura 4.6: Modello motocicletta Working Model 2D

La massa sospesa è rappresentata dal rettangolo azzurro con massa pari a quella della moto. La sua base ha lunghezza pari al passo del veicolo e il suo baricentro è stato posizionato rispettando la distanza del suolo e la distribuzione dei carichi del baricentro della moto. Inoltre alla massa sospesa è stato associato un momento di inerzia di beccheggio misurato su una moto simile a quella analizzata. Le sospensioni sono rappresentate da un gruppo molla-smorzatore. Si è partiti da valori plausibili di rigidità e smorzamento per la moto in questione e si sono calcolati i corrispondenti valori ridotti. Nella figura si possono notare due diverse rappresentazioni delle masse non sospese. La massa non sospesa anteriore è rappresentata da un cerchio di diametro pari a quello delle ruote. La massa non sospesa posteriore è distribuita tra un cerchio

di diametro pari a quello del pneumatico posteriore e un cerchio di diametro inferiore rappresentante il cerchione. Essi sono collegati tramite un gruppo molla smorzatore che simula la rigidità radiale e lo smorzamento radiale del pneumatico. Le due diverse rappresentazioni della massa non sospesa sono giustificate dal fatto che nelle simulazioni fatte, c'è sempre una ruota fissa (per la quale si usa la rappresentazione più semplice) e una impattante col suolo (per la quale si usa la rappresentazione più complessa). Inoltre bisogna specificare che la rappresentazione delle caratteristiche del pneumatico vale solo per i casi specifici utilizzati. Infatti si vedrà che nel caso della simulazione dell'urto con un gradino si è dovuto usare un modello diverso. Infine è stato aggiunto il rettangolo verde a simulare la massa del pilota. Esso è collegato alla massa sospesa per mezzo di un gruppo molla smorzatore; per la costante elastica e lo smorzamento sono stati utilizzati valori trovati in "letteratura". Per verificare l'attendibilità del modello è stato eseguito un confronto tra una simulazione e un prova sperimentale. Nella simulazione si è considerato la ruota anteriore fissa al suolo e quella posteriore sollevata, in modo tale che la massa sospesa risulti inclinata rispetto al suolo di un angolo di 25 gradi (figura 4.7). Infine sono state calcolate le accelerazioni verticali della massa sospesa, in corrispondenza del collegamento con la ruota posteriore. Si ottiene un valore massimo di accelerazione di  $97m/s^2$  (figura 4.8). Nella prova sperimentale si è cercato di riprodurre nella realtà la stessa situazione. L'esperienza è stata condotta con una Honda CBR 250 (figura 4.9), in quanto essa ha lo stesso motore della moto in analisi e sia le caratteristiche geometriche, che le masse sono paragonabili. Una persona agiva sul freno anteriore per tenere bloccata la ruota anteriore e altre due persone sollevavano il posteriore in modo tale da raggiungere un'inclinazione di circa 25 gradi. È stato fissato un accelerometro sulla parte posteriore del telaio, in corrispondenza della verticale passante per il perno ruota posteriore e su porzione il più possibile orizzontale, . Le misurazioni sono state ripetute più volte e in figure sono state riportate le tre migliori. Il picco delle accelerazioni misurate è pari a  $10.4 g$  cioè  $102m/s^2$  (figura 4.10). Pertanto il modello costruito con Working Model 2 D produce risultati ragionevoli e attendibili.

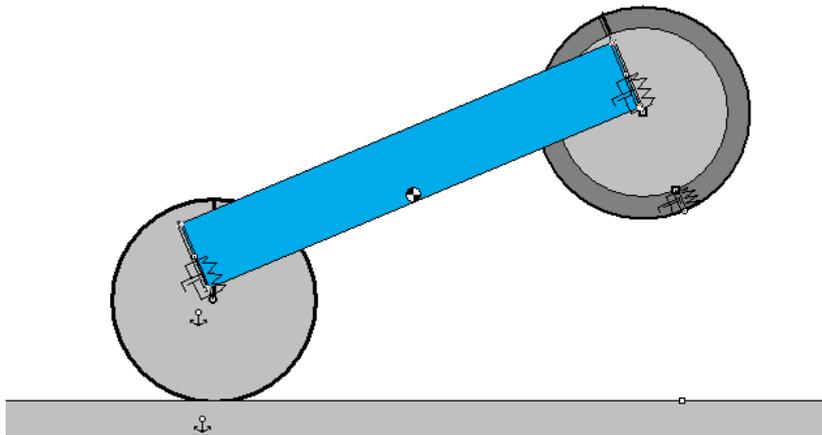


Figura 4.7: Modello Working Model ribaltamento 25 gradi

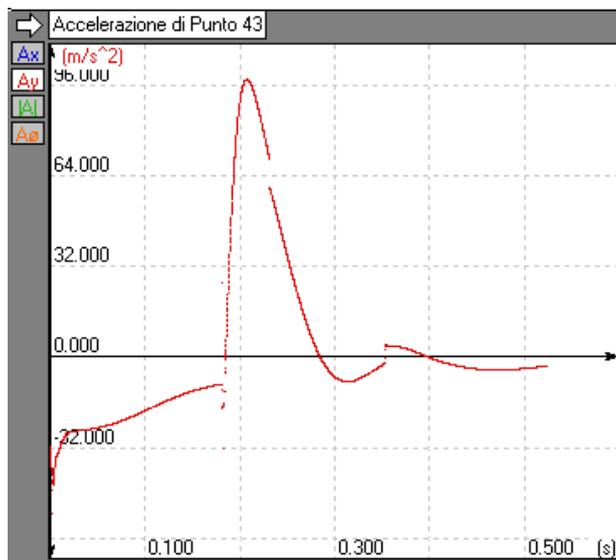


Figura 4.8: Accelerazione verticale simulata



Figura 4.9: Honda CBR 250

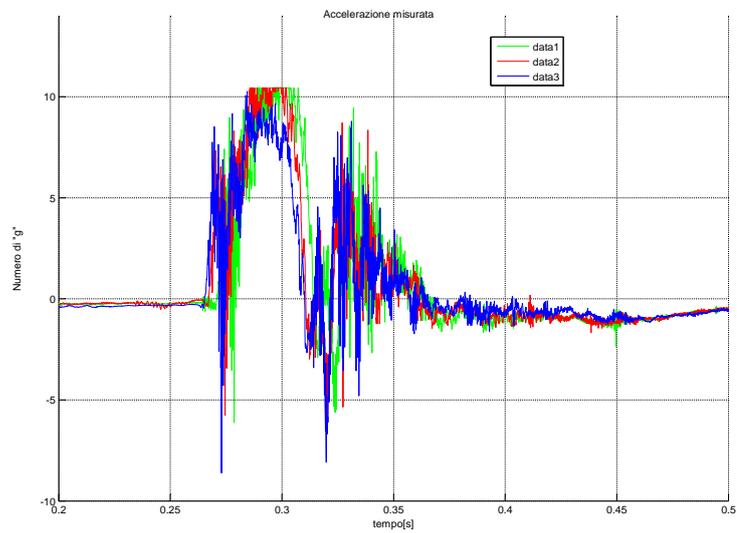


Figura 4.10: Accelerazione verticale misurata

## 4.3 Verifica dei carichi di impennata

In questo paragrafo si analizzano le sollecitazioni strutturali del telaio derivanti da una situazione molto comune come può essere l'impennata. In particolare si cercherà di stimare i carichi che si generano nell'impatto col suolo durante l'atterraggio della moto in seguito ad un'impennata. Si tratta pertanto di forze impulsive.

### 4.3.1 Simulazione dei carichi di impennata

- Ruota posteriore bloccata
- Massa non sospesa inclinata di 45 gradi
- Forza perno ruota anteriore :  $F = k_a * \Delta y + k_a * y + c_a * \frac{dy}{dt}$ 
  - $k_a$ : rigidezza ridotta anteriore
  - $\Delta y$ : precarico molla
  - $y$ : lunghezza molla anteriore
  - $c_a$ : smorzamento ridotto anteriore
  - $\frac{dy}{dt}$ : velocità di variazione della molla anteriore

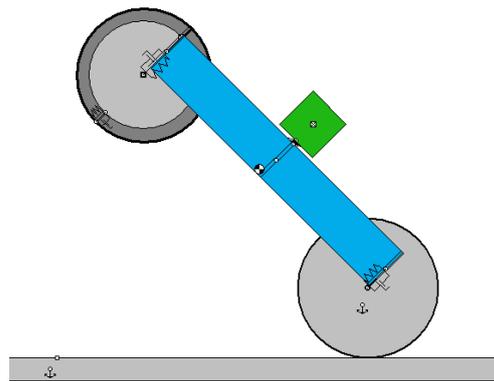


Figura 4.11: Simulazione impennata Working Model

Nella figura seguente è riportata la forza impulsiva agente sul perno ruota anteriore causata dall'urto tra la ruota e il suolo. Essa raggiunge un picco di circa 5000 N.

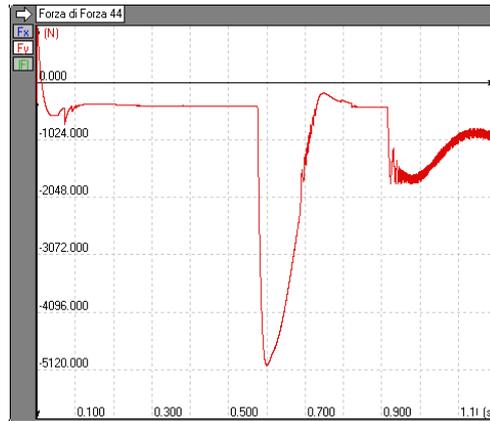


Figura 4.12: Forza agente sul perno ruota posteriore

### 4.3.2 Simulazione della verifica di impennata

- Incastri sugli attacchi del motore, quest'ultimo infatti risente meno della decelerazione di frenata, essendo il componente con maggiore massa.
- Connessione rigida tra le estremità del canotto di sterzo e il centro della ruota anteriore. Si considerano solo le estremità del canotto di sterzo, in quanto l'accoppiamento tra forcella anteriore e sterzo avviene attraverso due cuscinetti alloggiati nelle parti terminali del canotto.
- Forza verticale pari al carico stimato sul perno ruota anteriore sulla connessione rigida in corrispondenza del centro della ruota anteriore.
- Vincoli di simmetria sulle parti tagliate dal piano di simmetria del telaio

Le due analisi producono risultati simili, in particolare si raggiungono tensioni massime di poco superiori ai 600 MPa. Per questa tipologia di prova si è deciso di tenere un coefficiente di sicurezza pari a 1. Poiché il telaio è destinato ad

un veicolo da gara, si preferisce non sovradimensionare la struttura a favore del contenimento del peso. Inoltre nel modello Working Model si è posta la ruota posteriore fissa per motivi di semplicità della simulazione. E' tuttavia inverosimile che un pilota mantenga premuta la leva del freno durante la fase di discesa, è invece molto più realistico che la ruota posteriore sia lasciata libera di ruotare e inoltre il pilota tenterà di addolcire la caduta spostando il proprio corpo. Tutto ciò porta a dire che, in una situazione reale, l'urto con il suolo genera forze inferiori a quelle stimate.

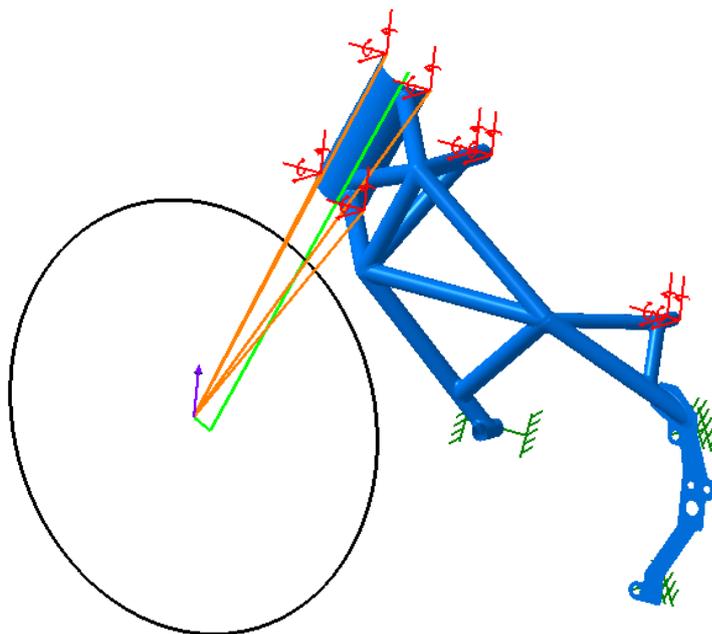


Figura 4.13: Simulazione della verifica di impennata

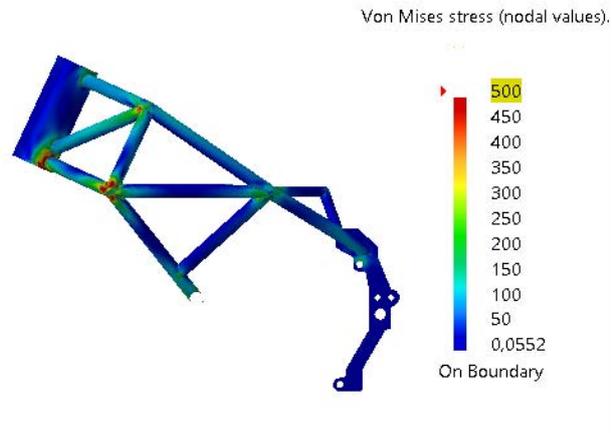


Figura 4.14: Tensione Von Mises modello senza saldature

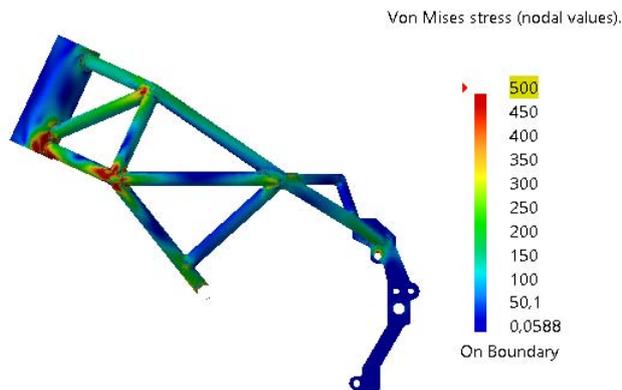


Figura 4.15: Tensione Von Mises modello con saldature

## 4.4 Verifica dei carichi di stoppie

In questo paragrafo si prende in analisi il caso del ribaltamento. Dapprima si stimano i carichi che si generano nell'impatto col suolo durante l'atterraggio della moto in seguito ad un ribaltamento. Anche in questo caso si tratta di forze impulsive.

### 4.4.1 Simulazione dei carichi di stoppie

- Ruota anteriore bloccata
- Massa non sospesa inclinata di 45 gradi
- Forza perno ruota posteriore :  $F = k_p * \Delta y + k_p * y + c_p * \frac{dy}{dt}$ 
  - $k_p$ : rigidezza ridotta posteriore
  - $\Delta y$ : precarico molla
  - $y$ : lunghezza molla posteriore
  - $c_p$ : smorzamento ridotto posteriore
  - $\frac{dy}{dt}$ : velocità di variazione della molla posteriore

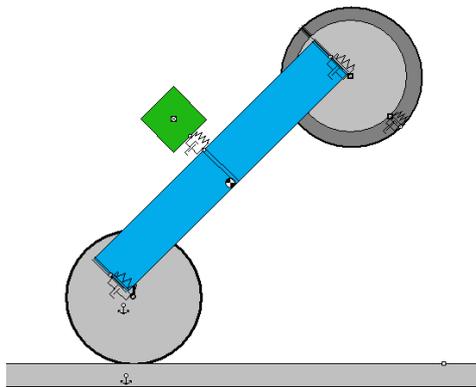


Figura 4.16: Simulazione Ribaltamento Working Model

Nella figura seguente è riportata la forza impulsiva agente sul perno ruota posteriore causata dall'urto tra la ruota e il suolo. Essa raggiunge un picco di circa 5000 N.



Figura 4.17: Forza agente sul perno ruota posteriore

#### 4.4.2 Simulazione della verifica di stoppie

- Telaio intero, per la complessità del modello lo studio di metà struttura con l'aggiunta dei vincoli di simmetria risulta inutilmente complesso e porta a risultati instabili.
- Attraverso elementi beam rigidi si è ricostruito il meccanismo della sospensione posteriore. I vari componenti sono stati collegati attraverso connessioni rigide, che permettono di simulare eventuali coppie rotoidali.
- Il telaio posteriore è rappresentato da un beam rigido
- Connessione rigida tra gli attacchi del motore per simulare quest'ultimo.
- Incastri in corrispondenza delle estremità del canotto di sterzo.
- Forza verticale pari al carico stimato sul perno ruota posteriore.

L'andamento delle tensioni é analogo. I valori più critici si trovano in corrispondenza del nodo inferiore del canotto e si aggirano attorno ai 650 MPa. Per questa prova valgono le considerazioni fatte per quella precedente. In particolare si utilizza un coefficiente di sicurezza unitario in quanto il modello in sé rappresenta una situazione più gravosa di quella reale. Infatti in fase di discesa difficilmente il pilota mantiene bloccata la ruota anteriore e inoltre il vincolo di incastro sulle estremità del canotto comporta un aumento locale delle tensioni.

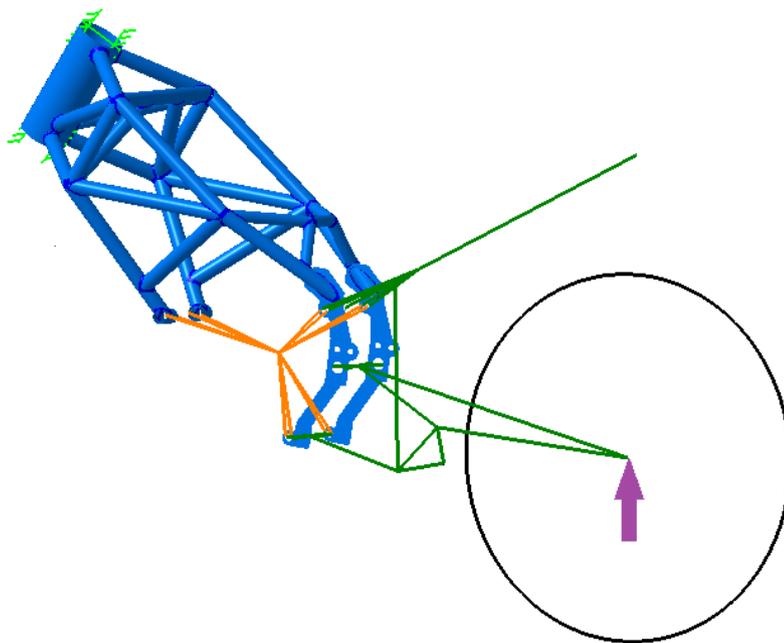


Figura 4.18: Simulazione della verifica di ribaltamento

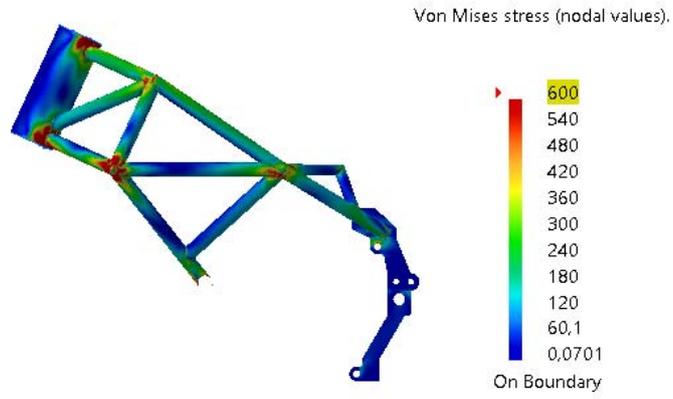


Figura 4.19: Tensione Von Mises modello senza saldature

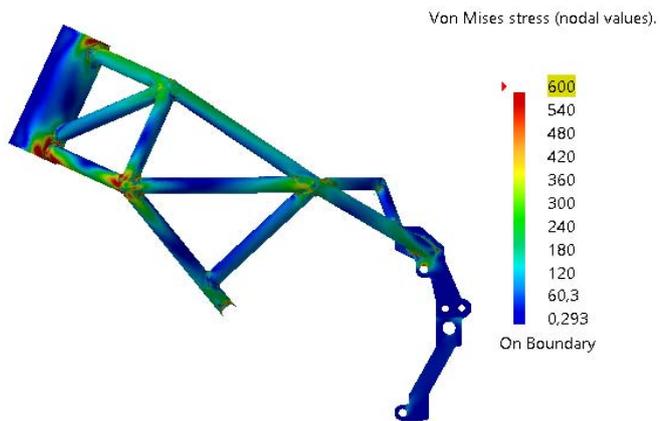


Figura 4.20: Tensione Von Mises modello con saldature

## 4.5 Verifica dei carichi di urto con gradino

Gli urti nel superamento di buche profonde con il veicolo a pieno carico o contro i marciapiedi ed ad altri eventi impreveduti rientrano nella categoria dei carichi eccezionali. Questi sono dei carichi dinamici che vengono calcolati nella fase iniziale come carichi statici, cioè vengono quantificati in un modello statico o quasi-statico. In seguito si applicano dei moltiplicativi detti "fattori di carico dinamico". Questi ultimi non devono essere confusi con i coefficienti di sicurezza. Pertanto vale seguente relazione:

Carico dinamico = carico statico \* fattore di carico dinamico

Per quanto riguarda il carico statico, esso è stato calcolato attraverso un modello teorico presente in "letteratura" e stimato tramite una simulazione eseguita con Working Model.

### 4.5.1 Calcolo del carico statico per via teorica

Esiste una teoria del superamento dell'ostacolo che considera la ruota in equilibrio statico sull'ostacolo, nel qual caso la risultante della reazione dell'ostacolo passa per il centro della ruota. Questa ipotesi è molto semplificativa, in quanto nella realtà la risultante del carico verticale sulla ruota e della reazione orizzontale varia in modulo, direzione e verso durante il passaggio dell'ostacolo ed in dipendenza anche della velocità di traslazione. Accettando però la semplificazione, la reazione orizzontale  $X$  generata dall'ostacolo è in rapporto col carico statico sulla ruota anteriore  $N_A$  secondo la formula:

$$X = N_A / \tan \theta$$

$$\text{dove } \sin \theta = 1 - (H/R)$$

essendo  $H$  =altezza dell'ostacolo , $R$  = raggio di rotolamento della ruota

Al di là della precisione o meno dei coefficienti correttivi, la formula è importante perché lega la capacità di superamento dell'ostacolo al raggio della ruota, ma soprattutto ci dice che l'andamento del carico è parabolico

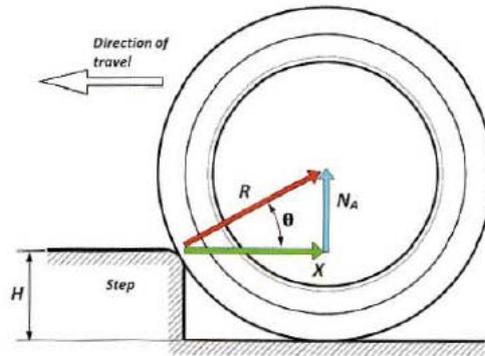


Figura 4.21: Carico statico teorico

con l'aumentare del rapporto  $H/R$ . Questa è la ragione dei grandi raggi di rotolamento posseduti dalle moto da enduro e cross: con pneumatici anteriori da 21" o 19" gli ostacoli vengono superati con minore perdita di energia. Nelle formule precedenti non compaiono le caratteristiche meccaniche degli pneumatici, ovvero la loro capacità di assorbire una buona parte dell'urto grazie alle caratteristiche della carcassa (struttura ed altezza del fianco). Per eseguire il calcolo del carico statico si considerano le seguenti condizioni:

- $H = 80mm$
- $R = 288mm$

Si ottiene pertanto:

- $\sin \theta = 1 - (H/R) = 1 - (80/288) = 46.2deg$
- $N_A = (B/L) * N_{tot} * g = (683/1322) * 180 * 9.81 = 848N$
- $X = N_A / \tan \theta = 848 / \tan 46.2 = 813N$
- $R = \sqrt{N_A^2 + X^2} = \sqrt{848^2 + 813^2} = 1175N \cong 1200N$

### 4.5.2 Stima del carico statico attraverso simulazione Working Model

Attraverso il software Working Model 2D è stato realizzato un modello della ruota anteriore. Esso è costituito da due cerchi, quello più esterno ha raggio pari al raggio del pneumatico anteriore, quello di raggio minore simula il cerchione. La massa totale del sistema è pari alla massa non sospesa anteriore. I due cerchi sono collegati attraverso sedici gruppi molla-smorzatore disposti uniformemente per tutto lo sviluppo circonferenziale. La ruota trasla orizzontalmente con una velocità di 2 m/s.

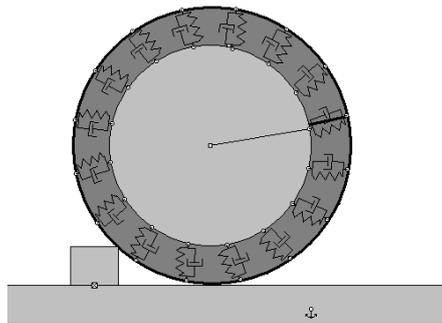


Figura 4.22: Modello Working Model urto con gradino

Per settare le costanti elastiche delle molle è stata riprodotta la prova di misura della rigidità radiale del pneumatico: si pone un carico verticale sul centro della ruota e si monitora lo spostamento verticale del punto di applicazione, la rigidità è data dal rapporto tra la forza applicata e lo spostamento. Posto un valore di rigidità di riferimento, si varia la costante elastica delle molle finché non si ottiene il valore desiderato. Nelle figure seguenti sono riportate le accelerazioni del centro della ruota. Per quanto riguarda l'accelerazione orizzontale, si ha un picco iniziale dovuto al primissimo contatto con il gradino. Si tratta di un urto, infatti, sebbene la velocità di traslazione sia molto bassa, il modello non è statico, ma quasi-statico. Questo picco non viene pertanto preso in considerazione. Segue poi un minimo dovuto al fatto

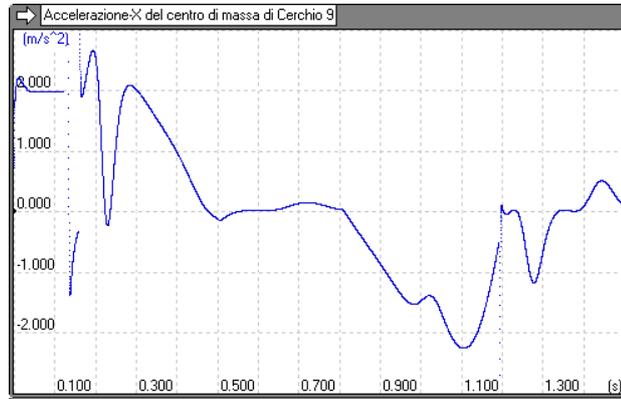


Figura 4.23: Accelerazione orizzontale del centro della ruota

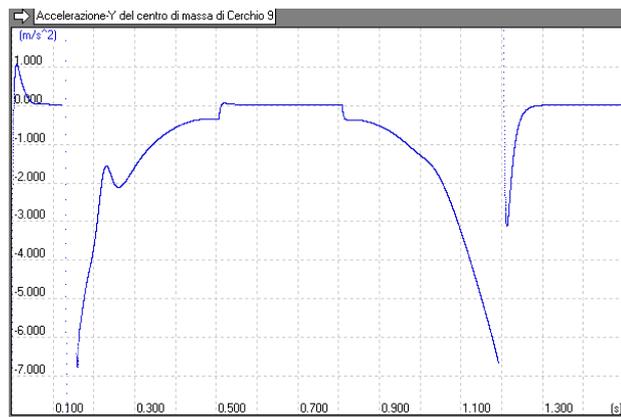


Figura 4.24: Accelerazione verticale del centro della ruota

che, dopo che la ruota è "rimbalzata indietro" in seguito all'urto precedente, essa si riavvicina al gradino. Poi viene raggiunto un picco di  $2.7m/s^2$ . Per le ragioni spiegate in precedenza segue nuovamente un minimo. Man mano che la ruota avanza sul gradino l'accelerazione cala fino ad annullarsi nell'intervallo di tempo in cui la ruota rotola sopra il gradino. In fase di caduta si ha un comportamento analogo alla fase di salita: l'accelerazione diminuisce fino a raggiungere un minimo di  $-2.3m/s^2$ . In corrispondenza dell'urto con il suolo si ha un picco negativo, poi dopo una fase di instabilità l'accelerazione si azzerava.

Per quanto riguarda l'accelerazione verticale inizialmente essa è nulla, la ruota sta rotolando sul piano di appoggio. In corrispondenza del primo contatto con il gradino si verifica un urto e si ha un picco. Non appena la ruota si stacca dal piano di appoggio su di essa inizia ad agire l'accelerazione gravitazionale. In termini assoluti l'accelerazione totale diminuisce fino ad annullarsi quando la ruota sale completamente sul gradino, in questo momento non agisce più l'accelerazione gravitazionale. Pertanto il picco di accelerazione verticale viene raggiunto immediatamente prima che la ruota salga sul gradino, infatti essa possiede un'accelerazione pari a quella gravitazionale.

In generale si può dire che il modello è anch'esso dinamico, tuttavia poiché la velocità della ruota è molto bassa, si possono identificare ed eliminare gli effetti dinamici. Pensando alla moto nel suo insieme che urta contro un gradino, le accelerazioni orizzontali interessano la massa totale della moto, mentre le accelerazioni verticali interessano solo la massa anteriore. La forza verticale equivale al carico anteriore. Valgono pertanto le seguenti relazioni:

- $X = m_{tot} * a_{xmax} = 180 * 2.7 = 486N$
- $N_A = (B/L) * N_{tot} * g = (683/1322) * 180 * 9.81 = 848N$
- $R = \sqrt{N_A^2 + X^2} = \sqrt{848^2 + 486^2} = 977N \cong 1000N$
- $\theta = \arctan(N_A/X) = \arctan(848/486) = 60.2deg$

### 4.5.3 Determinazione del fattore di carico dinamico

I valori suggeriti in letteratura per il fattore di carico dinamico vanno da un minimo di 2,3 ad un massimo di 3.

Per determinare il fattore di carico dinamico si esegue il confronto tra il caso quasistatico appena analizzato e un caso dinamico equivalente. E' stato quindi modificato il modello esistente della moto per eseguire la prova del gradino. Per la ruota anteriore si è utilizzata la rappresentazione della simulazione del carico statico. La moto si muove ad una velocità di  $50 \text{ Km/h}$ . La

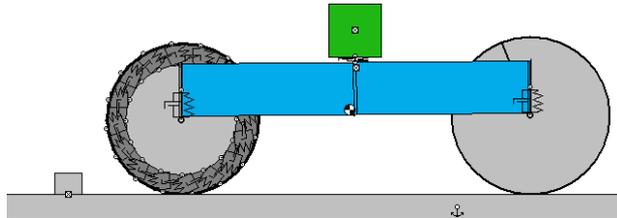


Figura 4.25: Modello Working Model dell'urto con il gradino

forza agente sul perno della ruota anteriore vale:

$$F = k_a * \Delta y + k_a * y + c_a * \frac{dy}{dt}$$

- $k_a$ :rigidezza ridotta anteriore
- $\Delta y$ :precarico molla
- $y$ :lunghezza molla anteriore
- $c_a$ =smorzamento ridotto anteriore
- $\frac{dy}{dt}$ :velocità di variazione della molla anteriore

Dalla figura seguente si osserva che la forza raggiunge un picco di 4980 N. Il carico statico determinato precedentemente è inclinato di un angolo pari a

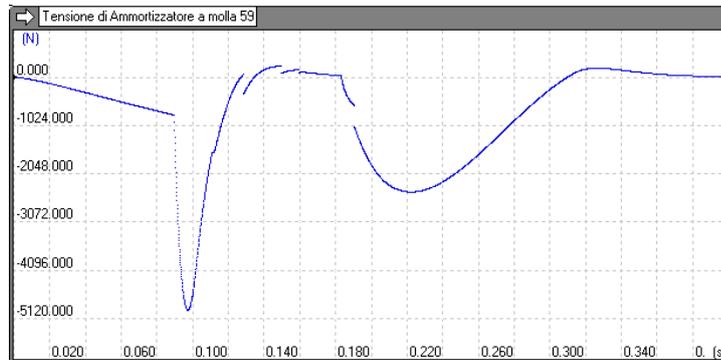


Figura 4.26: Forza agente sul perno ruota anteriore

60,2 deg rispetto alla verticale. L'angolo di inclinazione dell'asse di sterzo  $\xi$  è pari a 26.4 deg, pertanto il carico statico è quasi parallelo all'asse di sterzo. Per determinare il fattore di carico dinamico si calcola la componente della forza agente sul perno ruota  $F_{//}$  parallela all'asse di sterzo e si esegue il rapporto tra essa e il carico statico. Pertanto si ottiene:

- $F_{//} = F * \cos \xi = 4980 * \cos 24,6 = 4527 N$
- $fattore\ di\ carico\ dinamico = F_{//} / carico\ statico = 4527 / 9.77 = 4.6$

#### 4.5.4 Simulazione della verifica dei carichi di urto con gradino

- Incastri sugli attacchi del motore, quest'ultimo infatti risente meno della decelerazione di frenata, essendo il componente con maggiore massa.
- Connessione rigida tra le estremità del canotto di sterzo e il centro della ruota anteriore. Si considera solo le estremità del canotto di sterzo, in quanto l'accoppiamento tra forcella anteriore e sterzo avviene attraverso due cuscinetti alloggiati nelle parti terminali del canotto.
- Forza verticale e forza orizzontale sulla connessione rigida in corrispondenza del centro della ruota anteriore, pari alle componenti del carico statico stimato sul perno ruota anteriore moltiplicate per il fattore di carico dinamico.
- Vincoli di simmetria sulle parti tagliate dal piano di simmetria del telaio

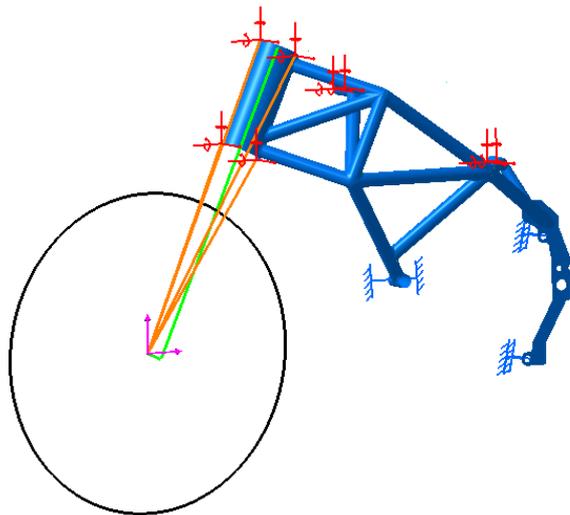


Figura 4.27: Simulazione della verifica del gradino

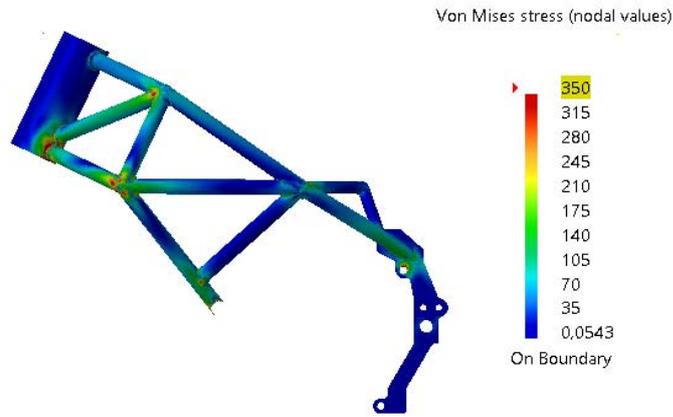


Figura 4.28: Tensione Von Mises modello senza saldature

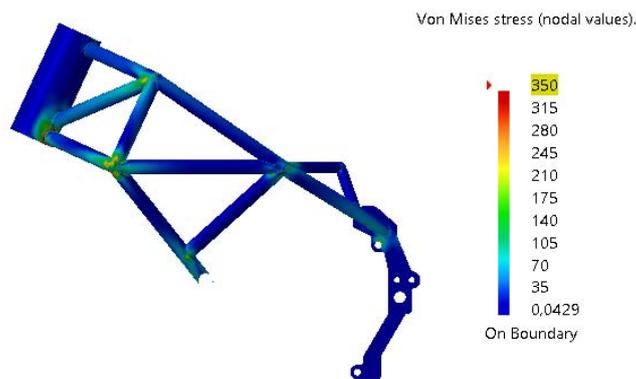


Figura 4.29: Tensione Von Mises modello con saldature

Nelle figure precedenti è riportata la tensione di Von Mises per entrambi i modelli. I differenti modelli producono andamenti tensionali simili, in particolare si raggiungono tensioni massime di poco superiori ai 400 MPa. Ricordando che la tensione di snervamento del materiale è di 700 Mpa, si può affermare che il telaio è verificato.

# Capitolo 5

## Previsione della vita a fatica

In questo capitolo si definisce una procedura relativamente rapida per la previsione della vita a fatica del telaio. Le simulazioni verranno condotte solo sul modello del telaio con saldature, in quanto il piede del cordone di saldatura è l'epicentro della formazione delle cricche. La normativa di riferimento è la norma britannica BS7608. L'Eurocodice 3 non è stato preso in considerazione per i seguenti motivi:

- E' una norma per strutture civili;
- non tiene conto dell'effetto scala;
- si basa su acciai da costruzione (Fe360, Fe430, Fe510);
- fa riferimento alle tensioni nominali e non tiene conto delle concentrazioni locali.

### 5.1 I punti principali della normativa BS7608

Le principali caratteristiche della norma sono:

- E' una procedura "hot spot stress", cioè fa riferimento alla tensione strutturale (hot spot stress). La tensione strutturale è definita come la tensione a una determinata distanza dal piede di saldatura o in corrispondenza del piede di saldatura stesso. E' distribuita linearmente lungo

lo spessore del componente. Essa è calcolata come la somma della tensione membranale e la tensione locale flettente, escludendo il picco non lineare dovuto all'intaglio del cordone di saldatura. La tensione reale al piede di saldatura assieme alla tensione residua governano la vita a fatica della saldatura, in particolare il periodo di iniziazione della cricca. La determinazione, tuttavia, è molto difficile a causa della natura stocastica della struttura cristallina del giunto saldato. Ciò ha condotto all'esclusione del picco di tensione locale

- La procedura fa riferimento ad un grafico che ha in ascissa il numero di cicli ( $N$ ) e in ordinata il range della tensione "hot spot" ( $\Delta\sigma_{HS}$ ). I giunti saldati sono classificati in diverse tipologie, per ognuna di queste è presente una curva caratteristica. Individuata la categoria di appartenenza del giunto, la normativa fornisce  $\Delta\sigma_{HS}$  per  $N = 10^7$ . Le coordinate di un generico punto della curva di fatica di appartenenza si ricavano dall'equazione della curva:  $\Delta\sigma_{HS}^m * N = cost$ . Il coefficiente "m" è l'inclinazione della curva e vale 3 fino a  $N = 10^7$  e poi vale 5.
- La normativa non prevede nessuna curva per le tensioni tangenziali
- E' stato sperimentalmente dimostrato che quando sono presenti alte tensioni residue, la resistenza a fatica è funzione dei range di tensione, la tensione media non ha nessun effetto significativo.
- L'influenza dello spessore ( $t$ ) è data dalle seguenti relazioni

$$- \Delta\sigma_{HS,t} = \Delta\sigma_{HS} * (16/t)^{0.25} \text{ per } t > 16mm$$

$$- \Delta\sigma_{HS,t} = \Delta\sigma_{HS} \text{ per } t \leq 16mm$$

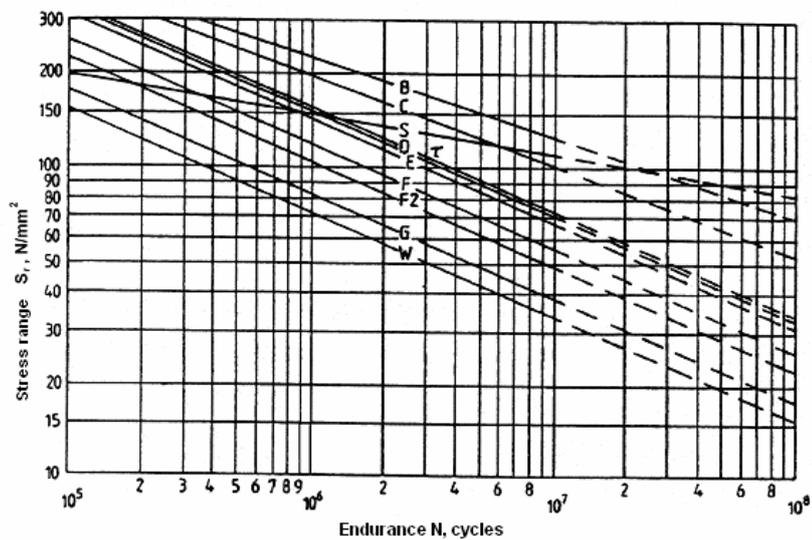


Figura 5.1: Curve di fatica secondo BS7608

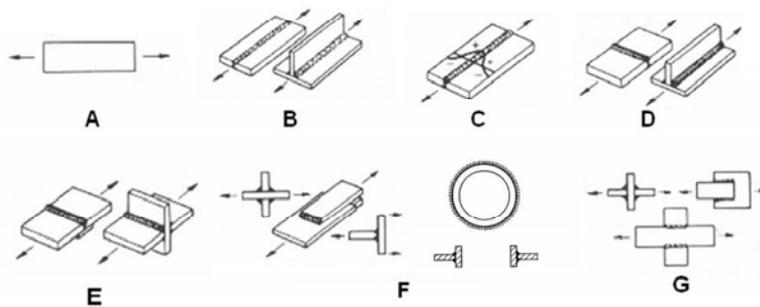


Figura 5.2: categorie dei giunti saldati secondo BS7608

Per il calcolo della vita a fatica del telaio sono state prese le seguenti decisioni:

- si utilizza la prima tensione principale;
- le verifiche non sono condotte sul piede di saldatura, ma a una distanza da esso data dalla radice del prodotto tra lo spessore del tubo e il suo raggio esterno, in tal modo la tensione dei nodi analizzati non comprende il picco dovuto all'intaglio del piede di saldatura
- per i tubi del telaio si sceglie la categoria "F" che ha tensione del punto noto pari a 53 MPa;
- le simulazioni sono state condotte sulla base di dati raccolti in pista e riportati nella figura seguente. Le misure sono state condotte sul circuito di Aragon, che è la pista su cui si svolgerà la manifestazione "Motostudent". Nel grafico sono riportati l'angolo di rollio, la velocità di crociera e la corsa della sospensione anteriore.

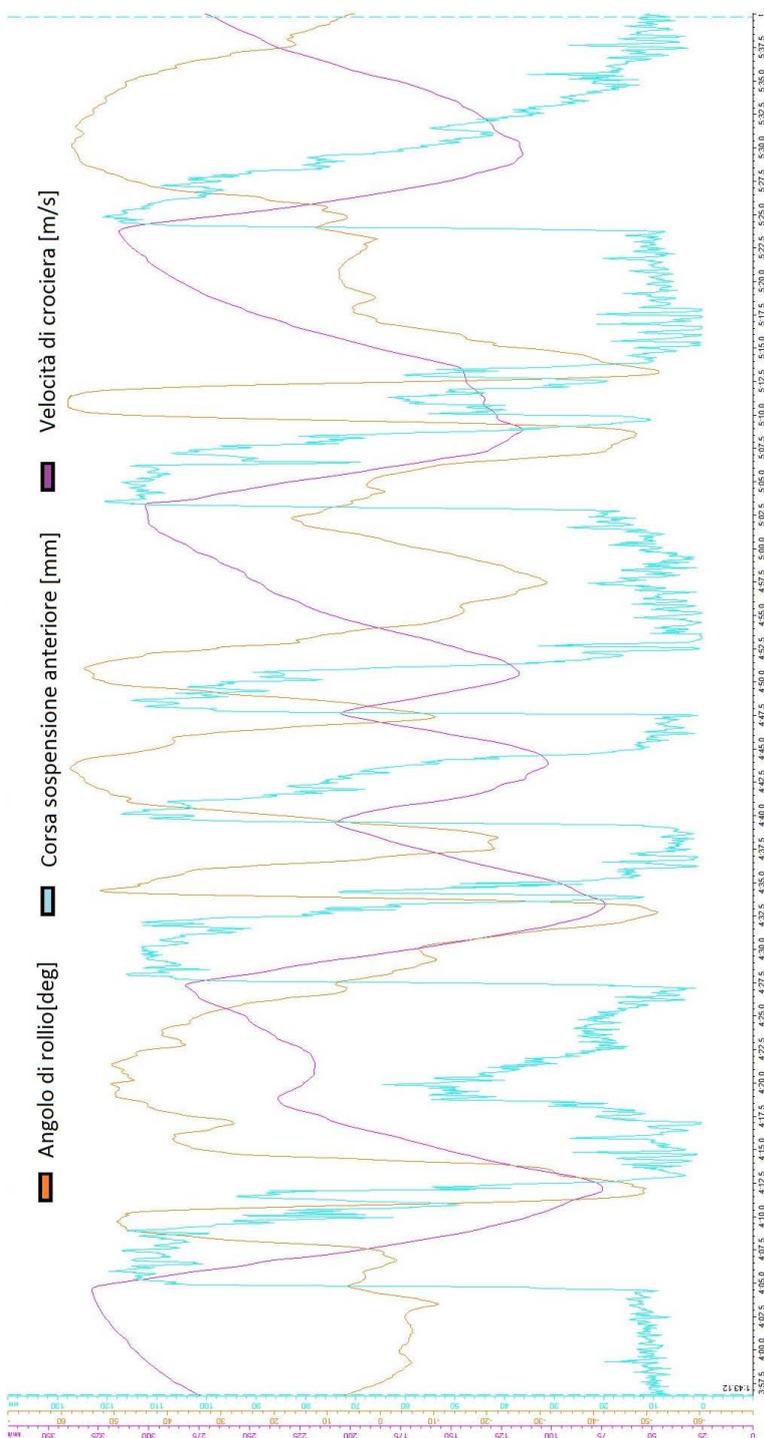


Figura 5.3: Grafico dei dati raccolti in pista

## 5.2 Verifica a fatica dei carichi in curva

La motocicletta ,durante il moto stazionario in curva,è soggetta ad un momento della forza centrifuga,che tende a riportare il veicolo in posizione verticale,ed a un momento ribaltante che tende ad aumentare l'angolo di rollio.Si introducono le seguenti ipotesi semplificative:

- la motocicletta corre lungo una curva a raggio costante a velocità costante(condizioni di moto uniforme);
- l'effetto giroscopico è trascurabile;
- lo spessore dei pneumatici è nullo

In condizioni di equilibrio, la risultante della forza centrifuga e della forza peso passa attraverso la linea che congiunge i punti di contatto dei pneumatici sul piano stradale.Questa linea giace sul piano del motociclo,in quanto lo spessore delle ruote e l'angolo di sterzata sono nulli. Dall'equilibrio delle forze verticali si ricava che il carico verticale è pari alla forza peso del veicolo e dall'equilibrio dei momenti rispetto al baricentro si ottiene che la forza laterale è pari al carico verticale moltiplicato per la tangente dell'angolo di rollio.

### 5.2.1 Calcolo dei carichi in curva

I dati di partenza sono:

- $\varphi = [-60^\circ; 60^\circ]$  (desunto dai dati sperimentali)
- $m = m_{pilota} + m_{moto} = 80 + 100 = 180kg$

Per la ruota anteriore si ottiene:

- $N_A = m * (B/L) * g = 180 * (683/1322) * 9.81 = 912N$
- $F_{s,A} = N_A * \tan \varphi$
- $Risultante = R = \sqrt{N_A^2 + F_{s,A}^2} = N * \sqrt{1 + \tan^2 \varphi}$

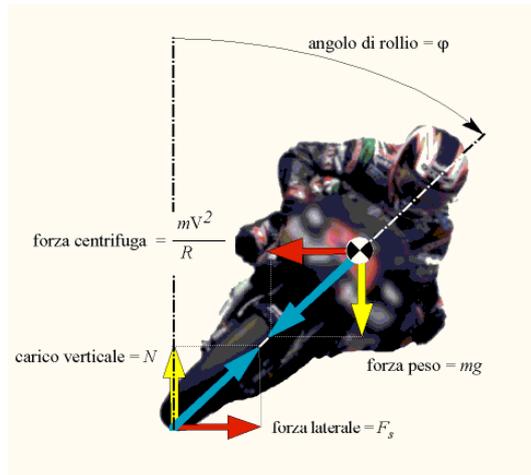


Figura 5.4: categorie dei giunti saldati secondo BS7608

- $R_{max} = R(\varphi = 60^\circ) = R(\varphi = -60^\circ) = 912 * \sqrt{1 + \tan 60^\circ{}^2} = 1824N$
- $R_{min} = R(\varphi = 0^\circ) = N_A = 912N$

La risultante passa per il punto di contatto tra la ruota e il terreno, appartiene al piano di simmetria della moto, è perpendicolare alla retta congiungente i punti di contatto tra il suolo le ruote e varia da un minimo di 912 N a un massimo di 1824 N.

### 5.2.2 Simulazione della verifica a fatica dei carichi in curva

- Incastri sugli attacchi del motore, essi simulano l'azione della forza peso e della forza centrifuga
- Connessione rigida tra le estremità del canotto di sterzo e il punto di contatto tra il suolo e la ruota anteriore.
- Forza verticale pari al carico stimato sulla connessione rigida in corrispondenza del punto di contatto tra la ruota e il terreno.
- Vincoli di simmetria sulle parti tagliate dal piano di simmetria del telaio

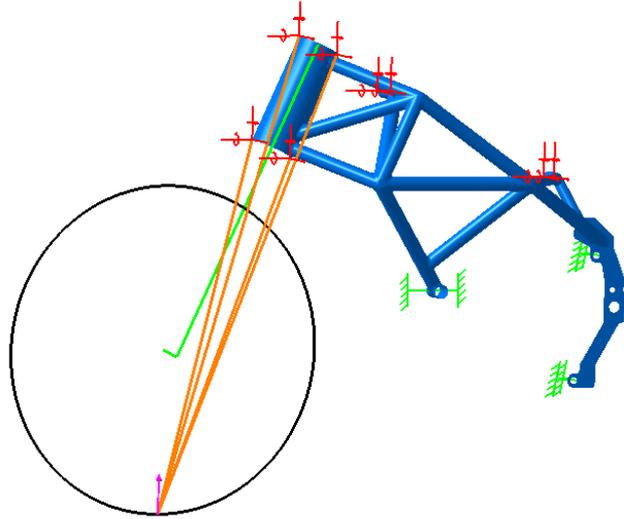


Figura 5.5: Simulazione della verifica a fatica dei carichi in curva

Il tubo longitudinale che si attacca alla parte inferiore del canotto di sterzo è quello più sollecitato.

- $\Delta\sigma_{1max} = 102MPa$
- $\Delta\sigma_A = \Delta\sigma(N_A = 10^7) = 53MPa$
- $\Delta\sigma^m * N = cost$  con  $m = 3$
- $N_{max} = N_A * (\Delta\sigma_A/\Delta\sigma_{1max})^3 = 10^7 * (53/102)^3 = 1.4 * 10^6$  cicli
- dal grafico dei dati sperimentali si osserva che nel giro ci sono sette curve a destra e altrettante a sinistra, pertanto ad ogni giro corrispondono sette cicli di fatica e ipotizzando sessanta giri per una gara completa (comprendente prove libere e qualifiche) si ha:

$$- N_{giri} = N_{max}/7 = 20000$$

$$- N_{gare} = N_{giri}/60 = 3333$$

### 5.3 Verifica a fatica del ciclo frenata-accelerazione

In questa prova si sottopone il telaio ad un ciclo di fatica composto da una fase di accelerazione e da una fase di frenata. Tra i dati sperimentali vi è la velocità di crociera in funzione del tempo, da essa si ricavano facilmente i valori delle accelerazioni, in particolare si ha che la massima accelerazione e la massima decelerazione valgono rispettivamente  $5.3m/s^2$  e  $9.3m/s^2$ . Questi valori sono stati utilizzati nelle due distinte fasi del ciclo di fatica.

#### Calcolo dei carichi in frenata e in accelerazione

- In fase di frenata valgono le seguenti relazioni:

$$- m = m_{moto} + m_{pilota} = 100 + 80 = 180kg$$

$$- forza frenante = F = m * a = 180 * 9.3 = 1674N$$

$$- carico anteriore totale = N_{At} = m * g * (B/L) + F * (H_g/L) = \\ = 180 * 9.81 * (683/1322) + 1674 * (419/1322) = 1443N$$

- In fase di accelerazione valgono le seguenti relazioni:

$$- m = m_{moto} + m_{pilota} = 100 + 80 = 180kg$$

$$- spinta di accelerazione = S = m * a = 180 * 5.3 = 954NN$$

$$- carico anteriore totale = N_{At} = m * g * (B/L) - S * (H_g/L) = \\ = 180 * 9.81 * (683/1322) - 954 * (419/1322) = 610N$$

Pertanto il ciclo di carico è caratterizzato da due forze applicate sul punto di contatto tra il pneumatico anteriore, una verticale e una orizzontale. Quella verticale è pari al carico anteriore totale, in particolare in fase di frenata è data dal carico statico aumentato del trasferimento di carico e in fase di accelerazione è data dal carico statico diminuito del trasferimento di carico. La forza orizzontale è nulla in fase di accelerazione e massima in fase di frenata.

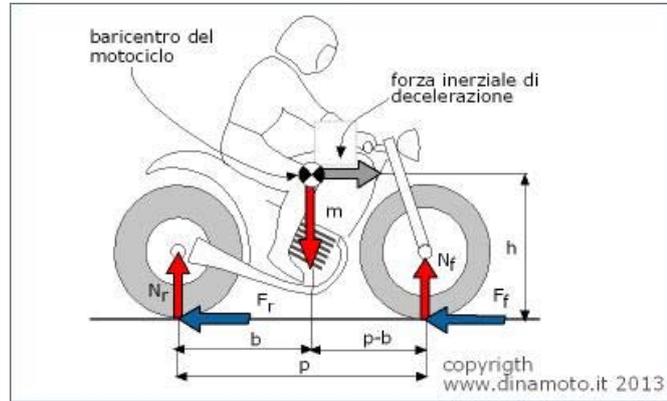


Figura 5.6: Forze in frenata

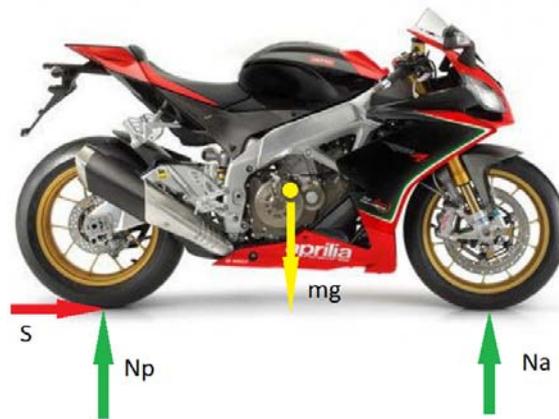


Figura 5.7: Forze in accelerazione

### 5.3.1 Simulazione della verifica a fatica dei carichi di frenata e di accelerazione

- Incastri sugli attacchi del motore,essi simulano l'azione della forza peso e della forza centrifuga.
- Connessione rigida tra le estremità del canotto di sterzo e il punto di contatto tra il suolo e la ruota anteriore.
- Forza orizzontale pari alla forza frenante sulla connessione rigida in corrispondenza del del punto di contatto tra la ruota e il terreno; nel caso dell'accelerazione questa forza è nulla.
- Vincoli di simmetria sulle parti tagliate dal piano di simmetria del telaio

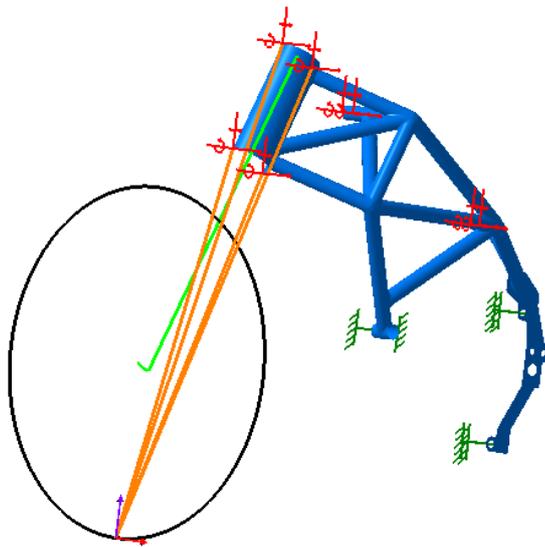


Figura 5.8: Simulazione della verifica a fatica dei carichi di frenata e di accelerazione

Analogamente al caso precedente, il tubo longitudinale che si attacca alla parte inferiore del canotto di sterzo è quello più sollecitato.

- $\Delta\sigma_{1max} = 136MPa$
- $\Delta\sigma_A = \Delta\sigma(N_A = 10^7) = 53MPa$
- $\Delta\sigma^m * N = cost$  con  $m = 3$
- $N_{max} = N_A * (\Delta\sigma_A/\Delta\sigma_{1max})^3 = 10^7 * (53/136)^3 = 1.6 * 10^5$  cicli
- dal grafico dei dati sperimentali si osserva che nel giro ci sono cinque frenate e altrettante accelerazioni, pertanto ad ogni giro corrispondono cinque cicli di fatica e ipotizzando sessanta giri per una gara completa (comprendente prove libere e qualifiche) si ha:

$$- N_{giri} = N_{max}/5 = 120000$$

$$- N_{gare} = N_{giri}/60 = 2000$$

## 5.4 Verifica a fatica delle oscillazioni della sospensione anteriore

In questo paragrafo si studierà il comportamento strutturale del telaio in seguito alle sollecitazioni dovute alle asperità del terreno. Osservando in figura 5.3 l'andamento della corsa della sospensione anteriore, si nota che esso presenta delle oscillazioni minori dell'ordine di qualche centimetro, riconducibili alle irregolarità del fondo stradale. In particolare tali oscillazioni sono presenti in fase di accelerazione, mentre in fase di frenata la forcella affonda e nel grafico si hanno delle escursioni evidenti.

### 5.4.1 Calcolo dei carichi dovuti alle asperità

I dati di partenza sono:

- rigidezza ridotta anteriore =  $K_{f,r} = 12000 N/m$ ;
- smorzamento ridotto anteriore =  $c_{f,r} = 600 Kg/s$ ;
- angolo di inclinazione dello sterzo =  $\epsilon = 24.6^\circ$ ;
- corsa di compressione sospensione anteriore =  $s = 20 mm$ ;
- velocità di compressione =  $y' = 0.1 m/s$ ;
- precarico ridotto =  $\Delta y_r = 20 mm$ .

Si ottiene quindi :

- spostamento verticale ridotto =  $s / \cos \epsilon = 20 * \cos 24.6 = 23.2 mm$
- Forza verticale sospensione anteriore massima =  $F_{max} =$   
 $= K_{f,r} * (y + \Delta y) + c_{f,r} * y' = 12000 * (0.0232 + 0.02) + 600 * 0.1 = 578 N$

Pertanto la forza verticale ridotta varia da un minimo di 0 N ad un massimo di 578 N.

### 5.4.2 Simulazione della verifica a fatica dei carichi dovuti alle asperità del terreno

- Incastri sugli attacchi del motore, essi simulano l'azione della forza peso e della forza centrifuga.
- Connessione rigida tra le estremità del canotto di sterzo e il punto di contatto tra il suolo e la ruota anteriore. Si considera solo le estremità del canotto di sterzo, in quanto l'accoppiamento tra forcella anteriore e sterzo avviene attraverso due cuscinetti alloggiati nelle parti terminali del canotto.
- Forza verticale sulla connessione rigida in corrispondenza del perno ruota anteriore .
- Vincoli di simmetria sulle parti tagliate dal piano di simmetria del telaio

La parte più sollecitata dal carico è il tubo longitudinale che si connette al canotto di sterzo nella parte inferiore.

- $\Delta\sigma_{1max} = 91MPa$
- $\Delta\sigma_A = \Delta\sigma(N_A = 10^7) = 53MPa$
- $\Delta\sigma^m * N = cost$  con  $m = 5$
- $N_{max} = N_A * (\Delta\sigma_A / \Delta\sigma_{1max})^3 = 10^7 * (53/91)^3 = 2 * 10^6$  cicli

#### 5.4. VERIFICA A FATICA DELLE OSCILLAZIONI DELLA SOSPENSIONE ANTERIORE77

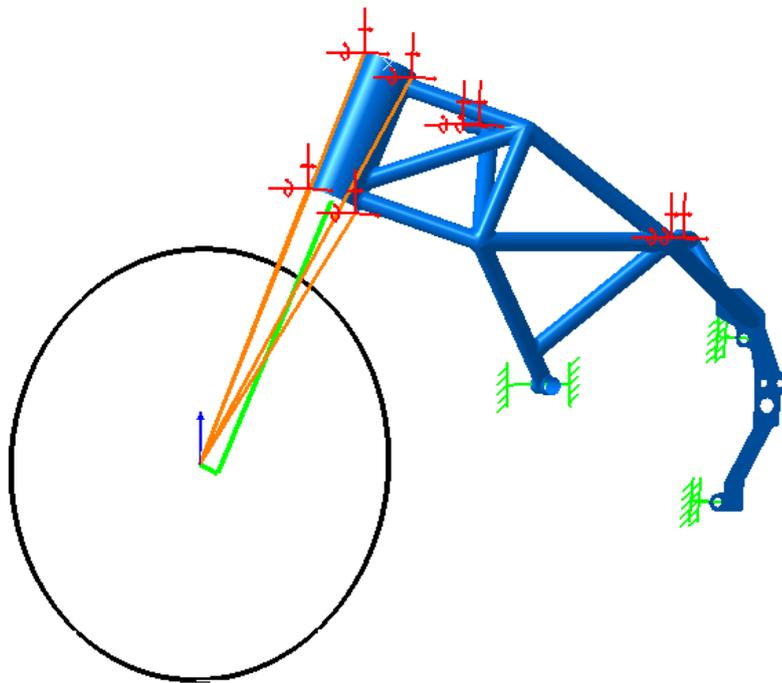


Figura 5.9: Simulazione della verifica a fatica dei carichi dovuti alle asperità del terreno



## Capitolo 6

# Esperienza del forcellone Tengai

In questo capitolo è stato eseguito un confronto tra una misura di rigidità sperimentale e la sua simulazione agli elementi finiti. In particolare in laboratorio era disponibile un forcellone della Kawasaki Tengai e su di esso era stata eseguita la misura della rigidità laterale. Pertanto si è eseguito un modello CAD del forcellone e la simulazione della rigidità laterale.



Figura 6.1: Forcellone Kawasaki Tengai

## 6.1 Modello Cad del forcellone

Tutte le caratteristiche geometriche del forcellone sono state misurate accuratamente più volte per mezzo di un calibro; inoltre sono stati eseguiti dei fori per la misura delle dimensioni inaccessibili, come ad esempio gli spessori del ponte centrale che unisce i bracci del forcellone. A partire da tali misure è stato realizzato il modello Cad del forcellone.



Figura 6.2: Modello Cad del forcellone Kawasaki Tengai

Quest'ultimo è in lega di alluminio, nel software è disponibile solo l'alluminio, tuttavia ciò non rappresenta un'approssimazione in quanto le leghe di alluminio presentano la stessa densità e lo stesso modulo di Young del materiale padre. Vista la rilevanza degli spessori rispetto alle altre dimensioni, in particolare nel corpo centrale, si è optato per una modellazione solida e si è deciso di non modellare le saldature, in quanto le loro dimensioni rapportate

agli spessori del focellone non comportano un aumento di rigidezza importante, in particolare per quanto riguarda la rigidezza laterale.

Per quantificare l'accuratezza del modello si utilizza come grandezza di confronto la massa. Ovviamente le saldature e anche la vernice contribuiscono alla massa totale e di ciò bisogna tenere conto. Si sono ottenuti i seguenti risultati:

- massa reale =  $(3.4 \pm 0.05)kg$ ;
- massa da simulazione =  $3.3kg$
- differenza di massa =  $(0.1 \pm 0.05)kg$

Tenendo conto dell'assenza delle saldature e della vernice si può affermare che il modello è molto accurato.

## 6.2 Rigidezza laterale del forcellone

Per misurare la rigidezza laterale di un forcellone si segue la seguente procedura:

- Perno forcellone bloccato;
- carico laterale parallelo all'asse della ruota;
- I valori della rigidezza variano nel campo:  $K = 0.8 \div 1.6kN/mm$

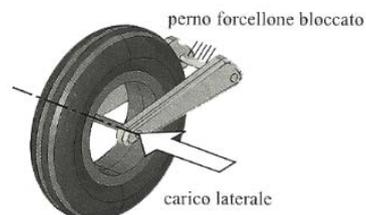


Figura 6.3: Schema per la misura della rigidezza laterale

### 6.2.1 Misura della rigidità laterale

Il perno forcellone è realizzato tramite un perno filettato. Questo per mezzo di dadi e rondelle è ancorato ad una torretta rigida che a sua volta è fissato ad un piano di appoggio rigido. Un elemento filettato è e fissato al posto del perno ruota. Ad una sua estremità è fissata una cella di carico, che ha il compito di misurare la forza applicata da un cilindro idraulico. All'altra estremità è fissata una piastra metallica e in prossimità di questa vi sono quattro sensori laser. Essi misurano la traslazione della piastra, dalla quale si ricava la deformazione del forcellone.

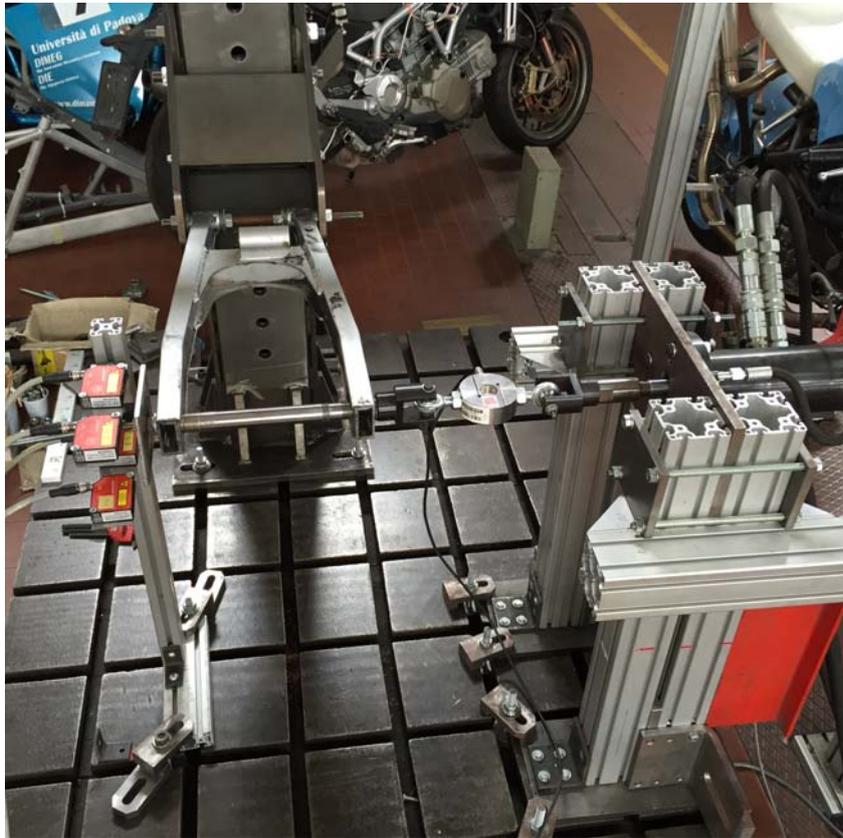


Figura 6.4: Misura della rigidità laterale

La misura è stata ripetuta tre volte e si sono ottenuti i seguenti risultati:

- $K_1 = 563N/mm$
- $K_2 = 593N/mm$
- $K_3 = 601N/mm$

Pertanto sperimentalmente si ottenuto un valore pari a  $0.6kN/mm$ .

### 6.2.2 Simulazione della rigidità laterale

- Parte rigida che simula il perno ruota, in particolare per essere il più possibile fedeli alla misurazione si collegano le estremità più esterne dei fori;
- incastri solo sui bordi esterni delle boccole, nelle misurazioni questi sono in battuta su delle rondelle, mentre internamente sono stati posti degli elementi conici, che non garantiscono il bloccaggio dei bordi interni delle boccole;
- forza laterale orizzontale sulla connessione rigida.

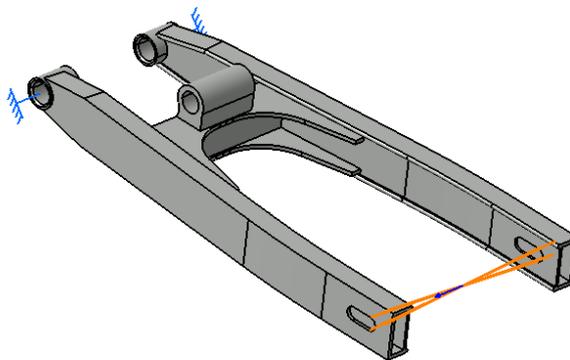


Figura 6.5: Simulazione rigidità laterale

I risultati delle simulazioni sono riportati nella tabella seguente. Pertanto la rigidezza laterale simulata è pari a  $1.1kN/mm$ . La differenza tra

Rigidezza laterale	
global size	K
mm	N/mm
10	1094
9	1111
8	1096
7	1091
6	1081
5	1068
4	1071

Tabella 6.1: Tabella riassuntiva della rigidezza laterale

la rigidezza misurata e quella simulata è notevole, circa  $500N/mm$ . Le cause di tale discrepanza possono essere molteplici. Si potrebbe pensare che il modello Cad sia troppo approssimativo, ma tale ipotesi è da scartare sulla base della cura con cui sono state prese più volte le misure geometriche il riscontro positivo del confronto delle masse. Si può invece imputare la differenza di valori alla modalità con cui si è vincolato il forcellone in sede di misura. In particolare le rondelle utilizzate per bloccare le boccole hanno un diametro piccolo e la superficie di battuta è poca. Inoltre sarebbe stato opportuno misurare la traslazione del perno forcellone, per verificare l'effettiva rigidezza dell'incastro. Infine la torretta è fissata al basamento per mezzo di quattro bulloni, che potrebbero non essere sufficienti per impedire la rotazione della torretta rispetto al supporto.

## 6.3 Le frequenze naturali del forcellone

Per quantificare l'accuratezza del modello Cad del forcellone si è deciso di eseguire un nuovo confronto tra una misura sperimentale e una simulazione agli elementi finiti. Le grandezze in esame sono le prime tre frequenze naturali del forcellone.

### 6.3.1 La misure delle frequenze naturali del forcellone

Per eseguire le misure son state scelte due diverse configurazioni. In una prima fase si sono misurate le frequenze naturali del forcellone ,in una seconda fase sono stati aggiunti due perni per simulare i perni ruota e forcellone. In entrambi i casi il forcellone non è stato vincolato ad altri corpi, ma è stato mantenuto sospeso per mezzo di una corda elastica. Per eccitare i modi di vibrare si è percosso il forcellone con un martelletto di plastica rigida. Un FFT analyzer elabora i dati raccolti tramite un accelerometro mono-direzionale. Per simulare i perni ruota e forcellone si sono utilizzate due barre filettate, dadi e rondelle.



Figura 6.6: Misura delle frequenze naturali del forcellone

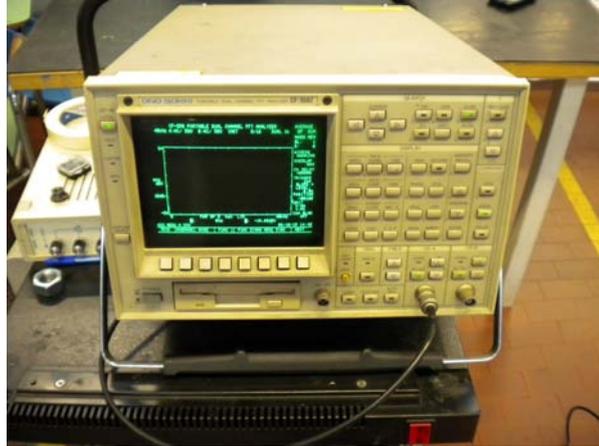


Figura 6.7: Analizzatore FFT



Figura 6.8: forcellone con perni

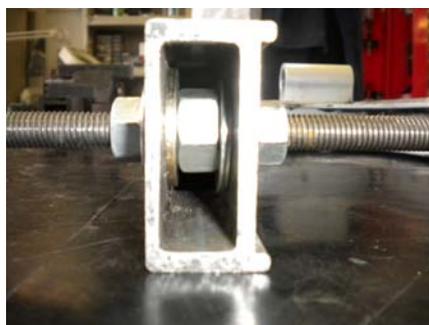


Figura 6.9: Particolare forcellone con perni

### 6.3.2 Simulazione delle frequenze naturali

Per l'analisi delle frequenze libere del forcellone senza perni non è stato posto alcun vincolo. L'analisi con i perni ha le seguenti caratteristiche:

- connessione rigida tra le boccole per simulare il perno forcellone;
- connessione rigida per simulare il perno forcellone;
- masse concentrate sulle connessioni rigide pari alle masse dei perni.

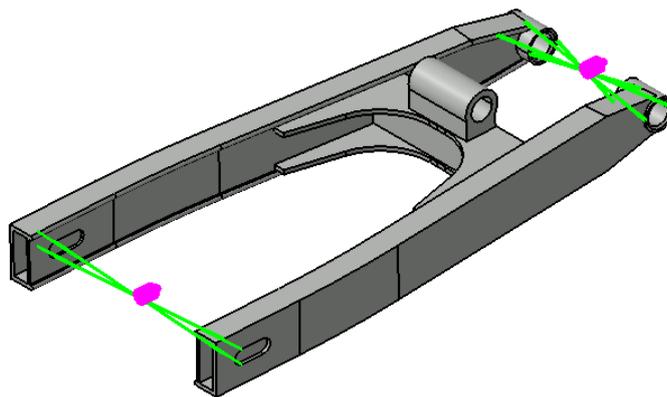


Figura 6.10: Simulazione frequenze naturali con perni

Nel caso del foecellone privo di perni, i primi tre modi di vibrare sono :

- Flessione asincrona dei bracci del forcellone nel piano passante per gli assi del perni;
- torsione dei bracci;
- flessione sincrona dei bracci nel piano passante per gli assi del perni.

I primi tre modi di vibrare del forcellone con perni sono:

- Flessione dei bracci del forcellone nel piano passante per gli assi del perni;
- torsione dei bracci;
- flessione dei bracci nel piano perpendicolare agli assi del perni.

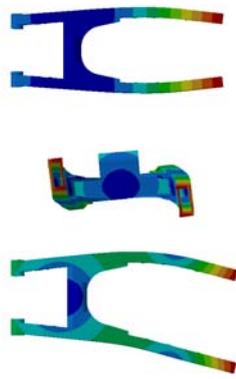


Figura 6.11: I primi 3 modi di vibrare del forcellone privo di perni

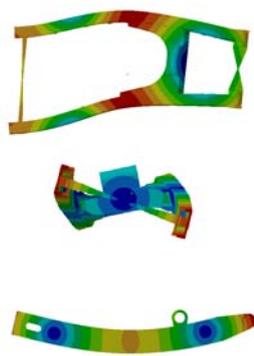


Figura 6.12: I primi 3 modi di vibrare del forcellone con perni

### 6.3.3 Confronto tra le misure sperimentali e i risultati delle simulazioni

- Forcellone senza perni

Nella seguente tabella sono riportate le analisi di convergenza delle prime tre frequenze libere in funzione della global size.

Tabella 6.2: Risultati simulazioni frequenze naturali senza perni

size	f1	f2	f3
mm	Hz	Hz	Hz
10	191	289	407
9	191	288	409
8	191	287	410
7	191	287	410
6	191	286	409
5	191	287	407

Nella tabella sottostante sono raccolti i valori medi delle frequenze misurate, la numerosità del campione e la differenza percentuale con i valori ottenuti nelle simulazioni.

Tabella 6.3: risultati misure frequenze naturali senza perni

	f1	f2	f3
	Hz	Hz	Hz
media	203	288	408
n misure	18	8	17
$\Delta f$ %	12,2	1,3	1,4

- Forcellone con perni

Nella seguente tabella sono riportate le analisi di convergenza delle prime tre frequenze libere in funzione della global size.

Tabella 6.4: Risultati simulazioni frequenze naturali con perni

size	f1	f2	f3
mm	Hz	Hz	Hz
10	499	584	668
9	500	582	670
8	499	579	672
7	499	579	672
6	498	578	671
5	494	577	666

Tabella 6.5: Risultati misurazioni frequenze naturali con perni

	f1	f2	f3
	Hz	Hz	Hz
media	490	566	635
n misure	14	16	16
$\Delta f$ %	0,79	1,97	4,92

Si osserva che la corrispondenza tra le frequenze ricavate sperimentalmente e quelle ottenute per analisi agli elementi finiti è generalmente buona. In termini di differenza percentuale la prima frequenza naturale del forcellone privo di perni rappresenta il caso più sfavorevole, ma anche in questo caso la concordanza tra misura e simulazione è buona. La

bontà dei risultati delle analisi numeriche rispetto ai dati sperimentali porta a dire che , per la previsione delle frequenze naturali, il modello Cad e l'analisi agli elementi finiti si sono dimostrati validi. Pertanto la forte discrepanza tra le analisi agli elementi finiti e le misure nel caso delle rigidezze è dovuta alla difficoltà pratica di realizzare nella realtà un incastro perfettamente rigido. Si può affermare che le rigidezze misurate non sono del forcellone ,ma del sistema composto da forcellone e stiffmeter.



# Conclusioni

L'intero lavoro di tesi ha fornito una serie di procedure per la previsione del comportamento strutturale del telaio. La prima difficoltà in cui ci si è imbattuti è stata la modellazione del telaio. In particolare si è dovuto scegliere tra un modello solido e un modello a superfici. Il primo offre una rappresentazione più fedele alla realtà, ma è molto oneroso in termini computazionali. La seconda scelta da affrontare in fase di modellazione è la rappresentazione o meno delle saldature. Si è visto che queste hanno un impatto pesante sulla rigidità globale del telaio, in particolare sulla rigidità torsionale.

A completamento del lavoro sarebbe opportuno eseguire una serie di misurazioni sul telaio reale, allo scopo di quantificare l'accuratezza delle simulazioni svolte. Purtroppo al momento non è ancora possibile, in quanto la costruzione del telaio è in fase di ultimazione. Tuttavia l'esperienza del forcellone Tengai descritta nel capitolo 6, ha illustrato quali possono essere le eventuali difficoltà nel confronto tra simulazioni e misure sperimentali. Quest'ultime infatti possono essere soggette a numerosi errori, dovuti sia al fattore umano che alla inadeguatezza delle strumentazioni. Di fronte a tali difficoltà può essere buona norma, estendere il confronto tra simulazioni e misure sperimentali su altre grandezze, la cui misurazione risulta più agevole. Questo principio è stato applicato nel caso del forcellone Tengai, operando una comparazione tra le frequenze naturali ricavate per via software con quelle misurate sperimentalmente.

In sede progettuale, la definizione della vita a fatica di una struttura complessa come un telaio motociclistico è assai complicata. In questo lavoro si è cercato di definire una procedura che fornisse indicazioni utili al progettista. Per stabilire la bontà di quanto fatto sarebbe opportuno costruire un

banco prova che simuli le differenti condizionale di esercizio del veicolo.

# Bibliografia

## Libri

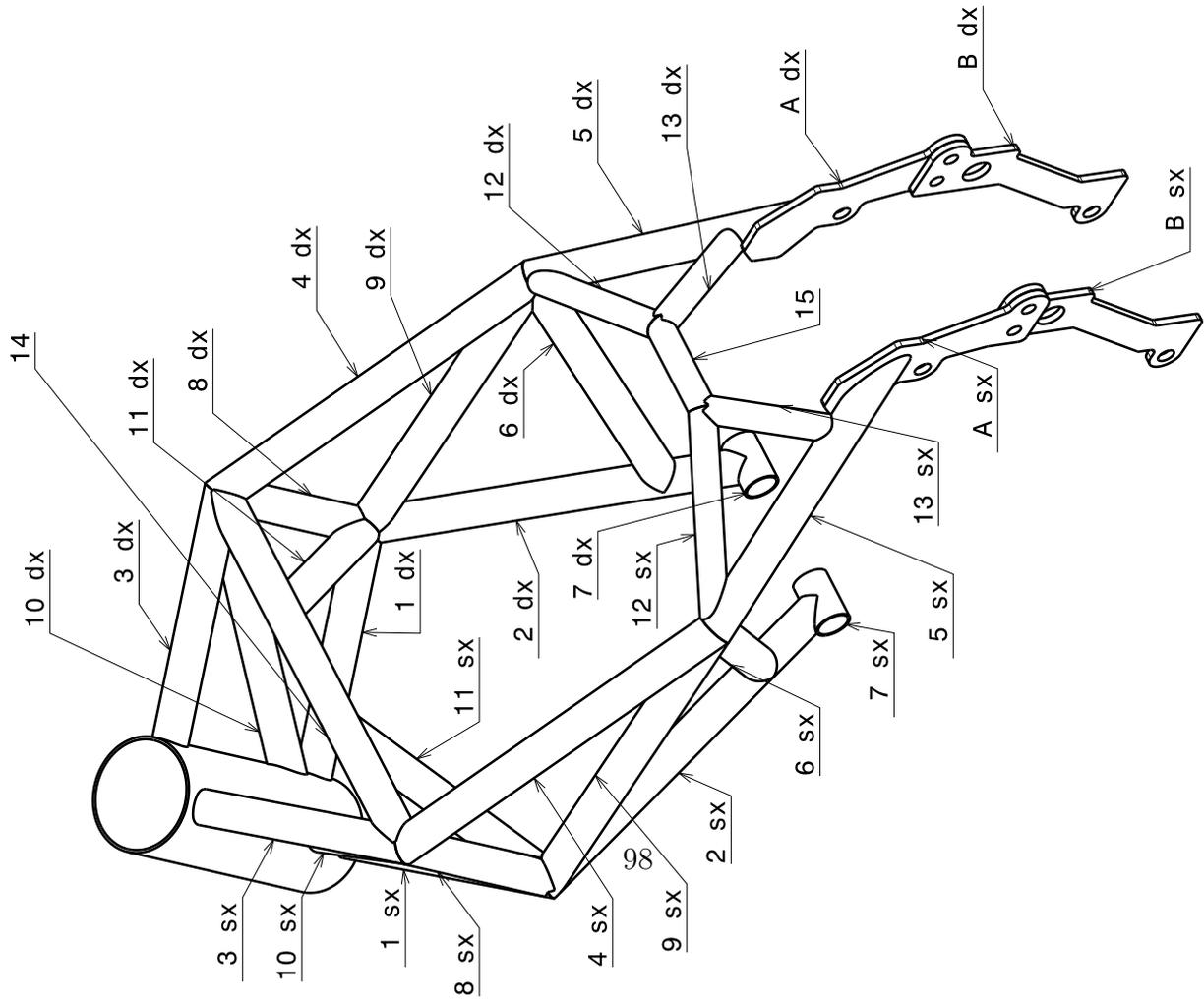
- R.Lot,V.Cossalter,*Meccanica delle Vibrazioni edizione 2014*,Lulu Press Inc,2014.
- V. Cossalter,*Motorcycle Dynamics versione italiana*,2008.
- V.Cossalter,M.Da Lio,A.Doria,*Meccanica Applicata alle Macchine quinta edizione*,Edizioni Progetto,2006.
- F.Fazi,*La progettazione della motocicletta*,Giorgio Nada Editore,2013.
- T.Foale, *Handling and Chassis Design the art and science*,2002.

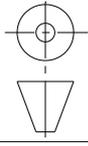
## Articoli

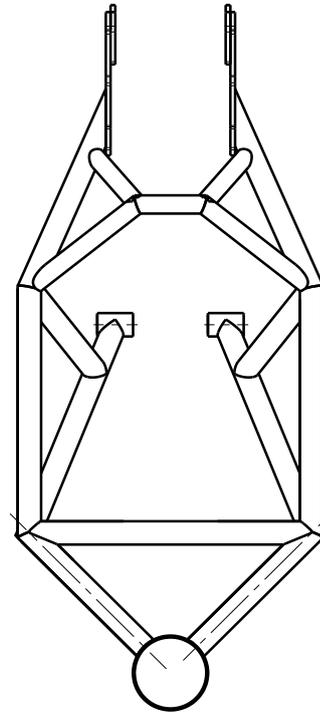
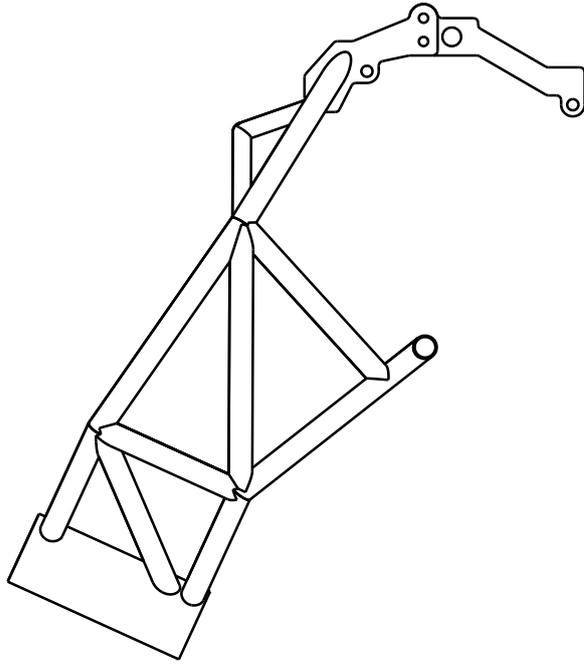
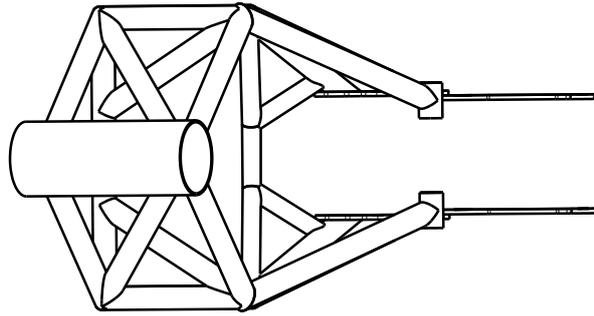
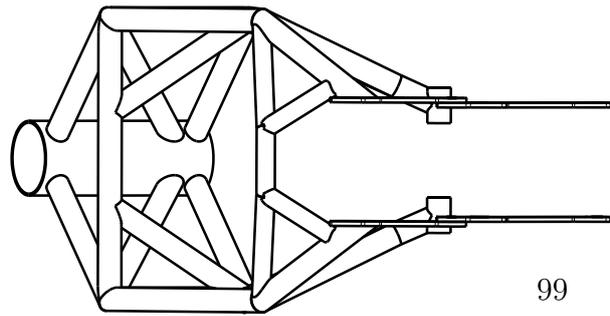
- L.Mauro,G.Meneghetti,N.Petrone, *Analysis and fatigue life prediction on a welded tubular motorcycle frame*, Università di Padova,2002.
- K.A. Macdonalda, S.J. Maddoxb,*New guidance for fatigue design of pipeline girth welds*,Stavanger University College, Norway,Cambridge,UK,2002.
- M.Bocciolone, F.Cheli, M.Pezzola, R.Viganò,*Metodologia numerica e sperimentale per l'identificazione delle caratteristiche dinamiche e strutturali di un telaio motociclistico*,Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano,2005.

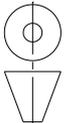
- S. Di Piazza, *Ducati Chassis Design; Simulation and Experimental Testing*, Ducati Motor Holding Spa, Bologna.
- Li Qun Zhang, Dali Xu, Mohsen Makhsous, Fang Lin, *Stiffness and viscous damping of the human leg*, University Chicago, Illinois.
- K.C.Goes, A.F.Camarão, G.F.Batalha, *Multiaxial fatigue of welded joints- a method for fatigue life prediction*, 2009.
- A.P.Grové, *Development of a Finite Element Based Nominal Stress Extraction Procedure for Fatigue Analysis of Welded Structures*, University of Pretoria, 2006.

# Appendice



Posizione :	Descrizione : Frame 1	Materiale : Steel	N. pezzi :	Trattamenti :
Note:	Quote senza indicazione di tolleranza :			
Creato da :	Firma di approvazione :	Rugosità :	Scala :	
Controllato da :	Titolo Disegno : Numerazione tubi		Progetto : Motostudent	
Università degli Studi di Padova D. I. I		Codice Disegno :		Data revisione : Revisione :
Via Venezia 1 - 35131 Padova				



Posizione :	Descrizione : Frame	Materiale : Steel	N. pezzi :	Trattamenti :
Note :	Quote senza indicazione di tolleranza :			
Creato da :	Firma di approvazione :	Rugosità :	Scala : 1 : 8	
Controllato da :	Titolo del disegno : Telaio		Progetto : Motostudent	
Università degli Studi di Padova D. I. I.		Codice Disegno :		Data revisione : Revisione :
Via Venezia 1 - 35131 Padova				