



Università degli Studi di Padova  
Facoltà di Ingegneria

---

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea magistrale

## Progettazione di un braccio strumentato per la macchina di misura degli pneumatici

Candidato:  
Enrico Cappelletti  
Matricola 1035543

Relatore:  
prof. Roberto Lot

Anno Accademico 2013–2014



# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1	Gli pneumatici motociclistici . . . . .	1
1.1.1	La forza di trazione e frenata . . . . .	2
1.1.2	La forza laterale . . . . .	2
1.1.3	Il momento di autoallineamento . . . . .	4
1.1.4	Il momento di torsione . . . . .	6
1.1.5	Il momento generato dalla forza di trazione o frenata . . . . .	8
1.2	Il MotoTireMeter . . . . .	9
1.3	Un nuovo braccio . . . . .	11
<b>2</b>	<b>Progettazione preliminare</b>	<b>15</b>
2.1	Le soluzioni proposte . . . . .	15
2.1.1	Braccio trapezoidale rollante . . . . .	16
2.1.2	Colonna portante con guida circolare . . . . .	17
2.1.3	Colonna portante con braccio rollante . . . . .	19
2.1.4	Doppio braccio rollante o capriata . . . . .	20
2.2	Scelta della configurazione . . . . .	22
2.3	Definizione delle specifiche . . . . .	22
2.3.1	Schema cinematico . . . . .	22
2.3.2	Analisi dei gdl . . . . .	24
<b>3</b>	<b>Progettazione funzionale</b>	<b>27</b>
3.1	Il sistema di acquisizione . . . . .	27
3.1.1	La cella di carico . . . . .	27
3.1.2	I componenti del sistema di acquisizione . . . . .	29
3.1.3	Calcolo dei carichi sulla cella . . . . .	30
3.1.4	Prestazioni della cella . . . . .	34
3.1.5	Configurazione finale del sistema . . . . .	36
3.2	Il monobraccio . . . . .	37
3.3	I movimenti di deriva e compensazione . . . . .	37
3.3.1	Compensazione . . . . .	38
3.3.2	Deriva . . . . .	38
3.4	Il braccio rollante . . . . .	38
3.4.1	Braccio reticolare . . . . .	39
3.4.2	Braccio profilato . . . . .	40
3.5	Il movimento di rollio . . . . .	40
3.5.1	Giunto rotoidale ad 1 gdl . . . . .	43
3.5.2	Giunto di cardano a 3 gdl . . . . .	43

3.6	Il braccio traslante . . . . .	44
3.6.1	Vincolo prismatico con elementi volventi . . . . .	44
3.6.2	Vincolo prismatico con elementi striscianti . . . . .	44
3.7	Modi di vibrare . . . . .	45
3.7.1	Bounce . . . . .	46
3.7.2	Pitch . . . . .	47
3.8	L'applicazione del carico . . . . .	49
3.8.1	Sistema a molle . . . . .	50
3.8.2	Sistema a pesi . . . . .	51
3.8.3	Sistema pneumatico . . . . .	51
<b>4</b>	<b>Progettazione di dettaglio</b>	<b>53</b>
4.1	Il sistema di acquisizione . . . . .	53
4.1.1	Vincolo prismatico col monobraccio . . . . .	55
4.1.2	Flangia di fissaggio pinze freno . . . . .	55
4.1.3	Statore mozzo . . . . .	55
4.1.4	Rotore mozzo . . . . .	55
4.1.5	Albero di centraggio . . . . .	55
4.1.6	Flangia cerchione . . . . .	56
4.2	Il monobraccio . . . . .	56
4.3	Il movimento di deriva e di compensazione . . . . .	56
4.3.1	Compensazione . . . . .	57
4.3.2	Deriva . . . . .	58
4.4	Il braccio rollante a capriata . . . . .	61
4.5	Dimensionamento del gruppo motoriduttore . . . . .	61
4.6	Il giunto di cardano . . . . .	64
4.7	Il braccio traslante . . . . .	66
4.8	Dimensionamento del sistema pneumatico . . . . .	68
<b>5</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>71</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>75</b>

# Elenco delle figure

1.1	Forza di trazione . . . . .	3
1.2	Forza di frenata . . . . .	3
1.3	Forza laterale . . . . .	4
1.4	Forza di rollio . . . . .	5
1.5	Forza di deriva . . . . .	5
1.6	Momento di autoallineamento . . . . .	6
1.7	Momento di torsione . . . . .	7
1.8	Dati sperimentali sul momento di torsione . . . . .	8
1.9	Dati sperimentali sul momento di imbardata . . . . .	8
1.10	Momenti generati dalle forze di trazione o frenata . . . . .	9
1.11	MotoTireMeter . . . . .	10
1.12	Asse di rollio . . . . .	12
1.13	Asse di deriva . . . . .	12
1.14	Assi c-c d-d . . . . .	13
1.15	Assi e-e f-f . . . . .	13
1.16	Telaietto porta pesi . . . . .	14
2.1	Layout a braccio trapezoidale . . . . .	17
2.2	Layout a guida circolare . . . . .	18
2.3	Layout a singolo braccio rollante . . . . .	20
2.4	Layout a doppio braccio rollante . . . . .	21
2.5	Schema componenti . . . . .	23
2.6	Schema gdl . . . . .	24
3.1	Assi principali SM_LC . . . . .	28
3.2	Carichi SM_LC . . . . .	29
3.3	Sistema di acquisizione . . . . .	30
3.4	Momenti sulla cella di carico . . . . .	32
3.5	Forze sulla cella di carico . . . . .	33
3.6	Prestazioni cella 1 . . . . .	35
3.7	Prestazioni cella 2 . . . . .	36
3.8	Braccio rollante reticolare . . . . .	41
3.9	Braccio rollante profilato . . . . .	42
3.10	Schema semplificato vibrazioni . . . . .	46
3.11	Modo di <i>bounce</i> . . . . .	47
3.12	Modo di <i>pitch</i> . . . . .	48
4.1	Monobraccio . . . . .	57

4.2	Capriata 1 . . . . .	62
4.3	Capriata 2 . . . . .	63
4.4	Cardano . . . . .	66
4.5	Telaio . . . . .	67
4.6	Braccio traslante . . . . .	67
5.1	Modello CAD finale . . . . .	72

## Elenco delle tabelle

1.1	Gdl braccio porta ruota . . . . .	11
2.1	Dati di progetto . . . . .	16
2.2	Confronto layout . . . . .	22
3.1	Prestazioni SM_LC . . . . .	28
3.2	Variabili per calcolo delle sollecitazioni sulla cella . . . . .	31
3.3	Valori di <i>input</i> . . . . .	31
3.4	Dati curve parametriche . . . . .	34
3.5	Scelta configurazione braccio rollante . . . . .	43
3.6	Stima masse componenti . . . . .	45
3.7	Rigidezza sistema di carico . . . . .	46
3.8	Frequenze <i>bounce</i> . . . . .	47
3.9	Frequenze <i>pitch</i> . . . . .	49
4.1	Acquisti per sistema acquisizione 1 . . . . .	53
4.2	Lavorazioni per sistema acquisizione . . . . .	54
4.3	Acquisti per sistema acquisizione 2 . . . . .	54
4.4	Vite a ricircolo . . . . .	58
4.5	Caratteristiche riduttore . . . . .	64
4.6	Caratteristiche motore . . . . .	64
4.7	Cuscinetti cardano . . . . .	65
4.8	Dati sistema di carico . . . . .	68
4.9	Risultati sistema di carico . . . . .	69

# Sommario

Questa tesi illustra il percorso che ha portato alla progettazione di un braccio meccanico strumentato, con il quale equipaggiare la macchina di misura degli pneumatici (MotoTireMeter). Lo scopo di questo progetto è di migliorare il sistema attuale sotto due punti di vista: la quantità di informazioni misurabili nell'interazione tra lo pneumatico ed il disco rotante, e l'accuratezza dei dati raccolti.

Il primo punto si realizza attraverso l'adozione di una cella di carico a sei assi e di un sistema frenante; in questo modo possono essere individuate tutte le forze ed i momenti agenti all'interno dell'impronta di contatto, compresa la forza longitudinale in frenata, che è la caratteristica distintiva del braccio.

Per assicurare che i dati provenienti dalle acquisizioni siano sufficientemente accurati è di fondamentale importanza che la rigidità del braccio sia rilevante. Questa infatti ha una duplice influenza: da un lato le deformazioni del braccio causano uno spostamento del punto di contatto sul disco rotante; dall'altro, se essa è confrontabile con quella degli pneumatici, può alterare le prove eseguite in condizioni dinamiche.

In principio si sono analizzati diversi layout costruttivi del braccio, con considerazioni di carattere generale sugli ingombri, le masse in gioco, la facilità realizzativa, la rigidità ed i costi. Da questa prima fase si è individuata la soluzione che è stata sviluppata nel proseguimento del lavoro.

La progettazione si è articolata in tre fasi principali; dapprima (progettazione preliminare) si è costruita una rappresentazione schematica del braccio per lo studio degli ingombri, dello schema cinematico e dei gradi di libertà. In seguito (progettazione funzionale) si sono analizzati individualmente i membri principali che costituiscono il braccio, soffermandosi sulle loro finalità e sulle soluzioni alternative disponibili per la loro realizzazione. Infine (progettazione di dettaglio) si è affrontata la realizzazione dei modelli CAD dei componenti da realizzare (internamente o commissionati a ditte esterne), ed il dimensionamento delle unità da acquistare (motori, attuatori, riduttore, cuscinetti, vite a ricircolo). Quest'ultima parte del progetto non può essere considerata conclusa, poiché sono tuttora in fase di elaborazione le messe in tavola dei pezzi da costruire.

# Abstract

This thesis illustrates the path that led to the design of a mechanical instrumented arm, which is supposed to equip the tire meter machine (MotoTireMeter).

The aim of this project is to improve the current system from two points of view: the amount of information measurable in the interaction between the tire and the rotating disk, and the accuracy of the data collected.

The first point is achieved through the adoption of a six-axis load cell and a braking system; in this way can be identified all the forces and moments acting in the contact patch, including the longitudinal force in the braking, which is the distinctive feature of the arm.

To ensure that the data coming from the acquisitions are sufficiently accurate is important that the stiffness of the arm is relevant. In fact it has a double influence: on the one hand the deformation of the arm causes a displacement of the contact point on the rotating disk; on the other hand, if it is comparable to that of the tires, it may alter the tests carried out under dynamic conditions.

At the beginning have been analyzed different layout of the arm, with general consideration about overall dimensions, masses, easiness of realization, stiffness and costs. From this comparison has been chosen the solution developed.

The design was divided into three main phases; first (preliminary design) has been built a schematic representation of the arm to study the principal dimensions, the kinematic scheme and the degrees of freedom. Later (functional design) were analyzed individually the main members of the arm, focusing on their purpose and on the alternative solutions available to achieve them. Finally (detailed design) has been started the creation of CAD models of parts to be made (in-house or commissioned to external companies), and the sizing of the unit to buy (motors, actuators, gear, bearings, ball screw). The last part of the project can't be considered complete, as they are still in elaboration the draftings of the pieces to build.



# Capitolo 1

## Introduzione

Negli ultimi anni la simulazione della dinamica delle motociclette ha acquisito una sempre maggior importanza in numerosi campi.

Per quanto riguarda la ricerca e la progettazione di nuovi modelli essa è ormai fondamentale, poiché consente di prevedere ancora nelle prime fasi di sviluppo come sarà il comportamento dinamico della motocicletta, prima ancora di realizzarne prototipi, consentendo quindi un notevole risparmio di tempo e denaro. Diventa quindi di fondamentale importanza che i modelli matematici sviluppati per simulare il comportamento dinamico siano il più possibile aderenti alla realtà, affinché i dati raccolti dalle simulazioni possano essere considerati affidabili.

Un altro interessante campo di applicazione è rappresentato dai simulatori di guida, che in un prossimo futuro potrebbero essere adottati dalle scuole guida, e quindi migliorare la sicurezza in strada. La caratteristica più importante di questi simulatori è di far avere al pilota dei *feedback* che rendano l'esperienza quanto più possibile vicina ad una guida reale.

Una delle sfide più difficili di queste simulazioni è rappresentata dalla modellazione degli pneumatici e dalla descrizione matematica delle forze che questi esercitano nel contatto con la strada.

La scarsità di dati in letteratura riguardanti le caratteristiche degli pneumatici motociclistici, ha reso necessario la progettazione e costruzione di una macchina di misura (MotoTireMeter), compatta e poco costosa, al fine di raccogliere quanti più dati possibili sulle forze esercitate dagli pneumatici durante il loro funzionamento.

Uno dei difetti del MotoTireMeter è l'impossibilità di misurare le forze longitudinali, dovuto alla mancanza di un sistema di frenata della ruota. Questo pertanto diventa uno degli obiettivi principali da raggiungere con la progettazione del nuovo braccio di supporto, che andrà ad affiancare quello vecchio, tuttora funzionante.

### 1.1 Gli pneumatici motociclistici

I compiti fondamentali dello pneumatico sono due:

- trasferire a terra la forza di trazione e di frenata;
- generare la forza laterale necessaria al mantenimento dell'equilibrio della motocicletta lungo una traiettoria non rettilinea.

Queste forze, che stanno alla base della dinamica della motocicletta, danno origine ad una serie di momenti:

- il momento di autoallineamento;
- il momento di torsione;
- il momento generato dalla forza di trazione o frenata.

Si tenterà ora di dare una breve spiegazione di come vengono generate queste forze e momenti e da quali parametri dipendono.

### 1.1.1 La forza di trazione e frenata

La presenza di forze di trazione o frenata genera delle tensioni di taglio longitudinali lungo l'area di contatto; queste tensioni comprimono le fibre dello pneumatico nel caso di trazione, le pongono in trazione invece nel caso di frenata.

Per questo motivo la velocità di avanzamento del punto di contatto risulta sempre diversa dalla velocità periferica dello pneumatico (sarebbero uguali solo nel caso di puro rotolamento), ed il parametro che esprime questa situazione è lo scorrimento longitudinale  $\kappa$ , espresso dal rapporto tra la velocità di strisciamento ( $V - \omega R$ ) e la velocità di avanzamento ( $V$ ):

$$\kappa = -\frac{V - \omega R}{V} \quad (1.1)$$

Il segno negativo davanti alla frazione è una convenzione per rendere positivo il parametro di scorrimento nel caso di trazione, quando il numeratore risulta minore di zero.

Le tensioni longitudinali avrebbero un andamento pressoché lineare nell'area di contatto, tuttavia, a causa della distribuzione delle pressioni di contatto, le tensioni longitudinali vengono limitate dal coefficiente d'attrito statico. Pertanto a seguito di questa situazione, l'impronta dello pneumatico viene suddivisa in una parte dove vi è aderenza tra questo e la strada, e in un'altra dove c'è scorrimento.

La situazione descritta viene illustrata nelle figure [1.1](#) e [1.2 a fronte](#).

### 1.1.2 La forza laterale

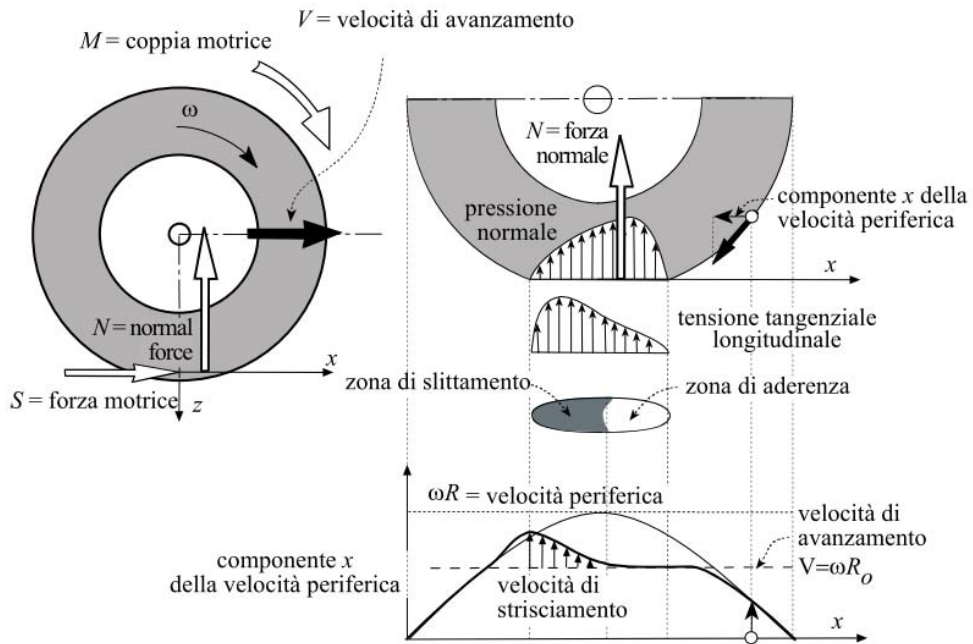
La generazione delle forze laterali, specialmente negli pneumatici motociclistici, è più complessa poiché viene generata attraverso due procedimenti diversi e dipende da due parametri:

- l'angolo di deriva  $\lambda$ ;
- l'angolo di rollio  $\phi$ ,

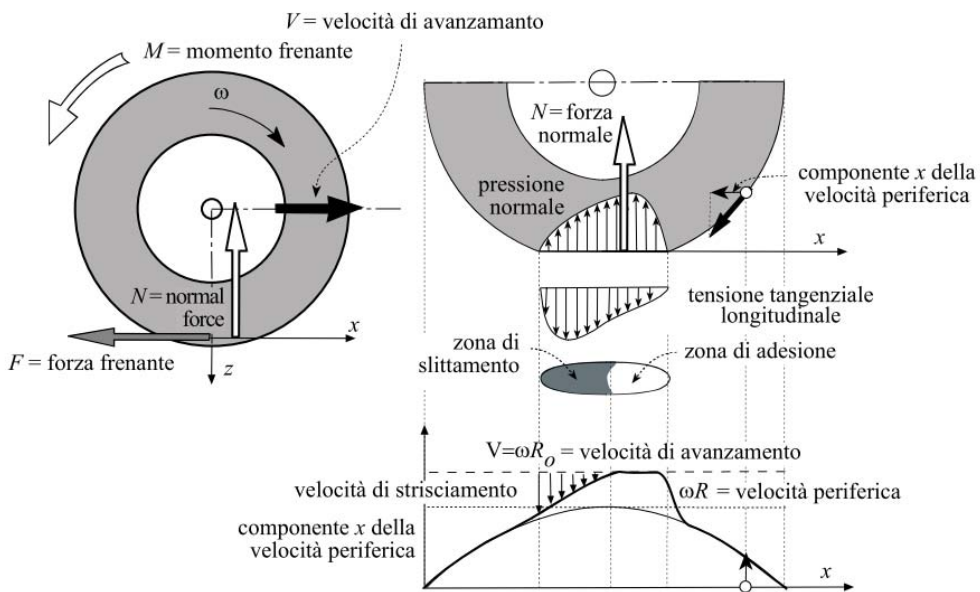
che vengono illustrati nella figura [1.3](#).

L'angolo di deriva viene definito come l'angolo, misurato sul piano della strada, tra la direzione di avanzamento dello pneumatico e l'intersezione del piano della ruota con il terreno.

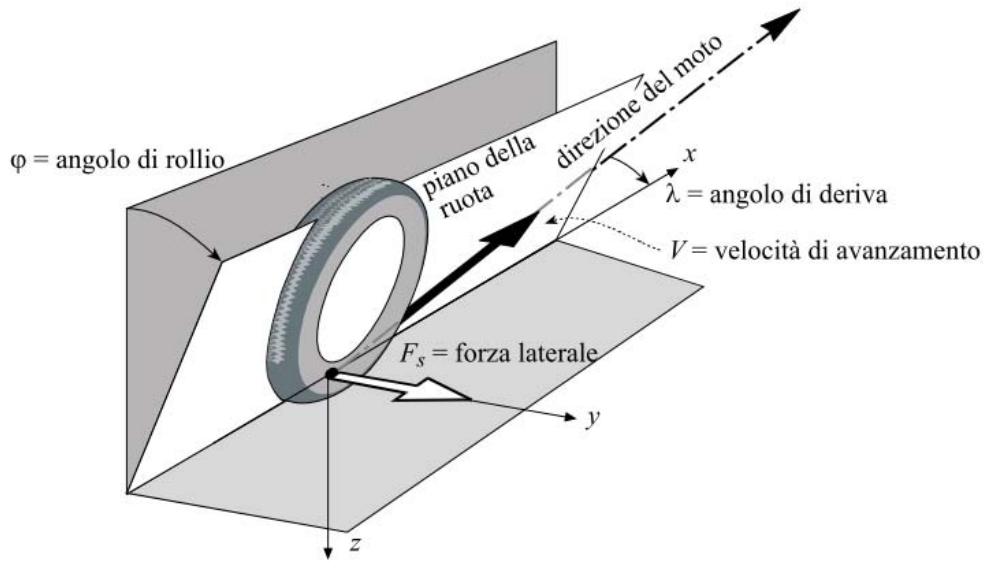
Ora si descriveranno i due meccanismi che stanno alla base della generazione della forza laterale.



**Figura 1.1:** Tensione tangenziale longitudinale nell'area di contatto e forze agenti su una ruota motrice



**Figura 1.2:** Tensione tangenziale longitudinale nell'area di contatto e forze agenti su una ruota durante la frenata



**Figura 1.3:** Forza laterale ed angoli caratteristici di uno pneumatico

## Rollio

Prendiamo una ruota con angolo di rollio non nullo, come in figura 1.4; a causa della deformabilità dello pneumatico un punto che si trovi sulla circonferenza esterna, non appena entra nell'area di contatto, abbandona la traiettoria ellittica che manterrebbe nel caso di uno pneumatico indeformabile e segue invece una traiettoria rettilinea nella direzione di avanzamento della ruota.

Questa deformazione genera la forza laterale in questione e, specialmente per piccoli angoli di scorrimento, risulta fondamentale.

## Deriva

Si prenda ora una ruota che abbia un angolo di deriva non nullo, come in figura 1.5; un punto che si trova sul battistrada entra in contatto con la strada nel punto A. Da qui si sposta verso B seguendo la velocità di avanzamento dello pneumatico, nel punto B le tensioni di taglio dovute al richiamo elastico generato dalle deformazioni superano le forze di adesione e quindi si comincia ad avere scorrimento, con il punto che devia ed esce dall'impronta di contatto nel punto C.

Le tensioni laterali che si generano a causa della deformazione dell'impronta sono responsabili della nascita della forza laterale di deriva.

### 1.1.3 Il momento di autoallineamento

Il meccanismo di generazione della forza di deriva è alla base della formazione del momento di autoallineamento, così chiamato perché tende a riallineare il piano della ruota con la direzione di avanzamento, ovvero ridurre l'angolo di deriva.

La distribuzione delle tensioni di taglio laterali infatti non è simmetrica e la risultante agisce in un punto situato ad una certa distanza dal centro dell'impronta. Questa distanza, indicata con  $a_t$ , viene definita avancorsa dello pneumatico.

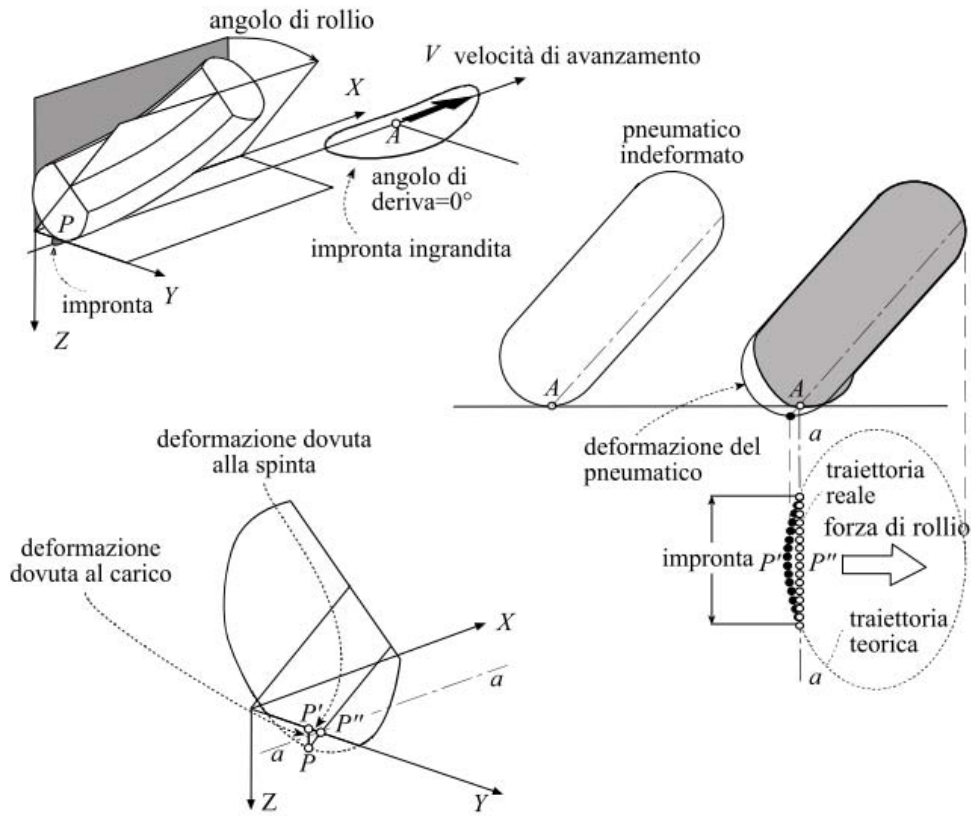


Figura 1.4: Origine della spinta di rollio

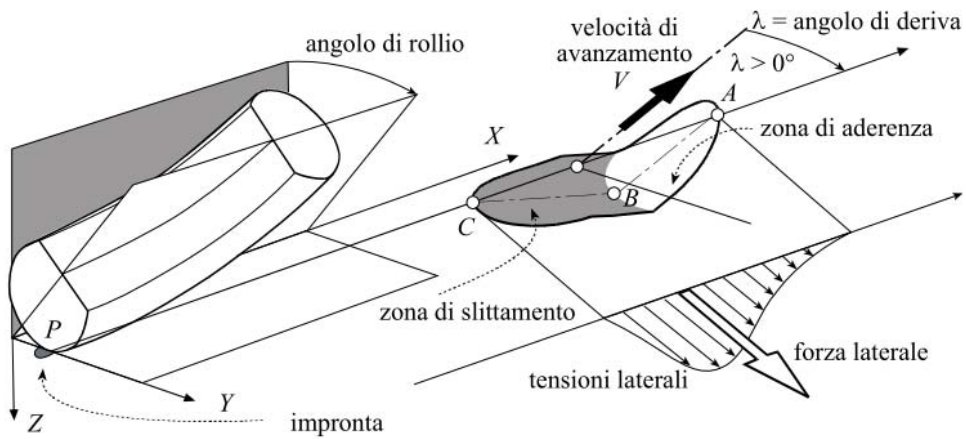
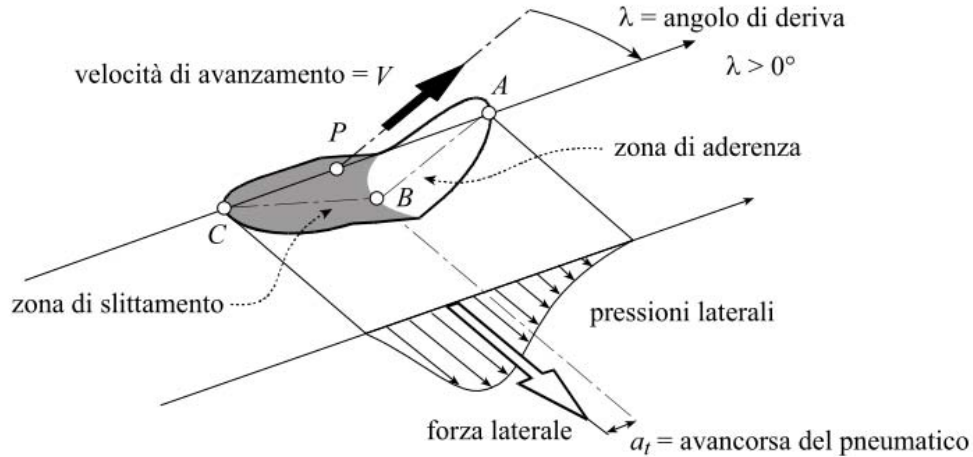


Figura 1.5: Origine della forza di deriva



**Figura 1.6:** Avancorsa dello pneumatico responsabile del momento di autoallineamento

Come risulta chiaro dalla 1.6, il momento di autoallineamento è dato da:

$$M_z = -a_t F_s \quad (1.2)$$

L'avancorsa dello pneumatico non è costante ma dipende dall'angolo di deriva e dal carico verticale; risultati sperimentali mostrano che è massima quando l'angolo di deriva è nullo e raggiunge il valore nullo quando l'angolo di deriva è massimo, cioè quando la zona di scorrimento si estende all'intera impronta. Un'espressione semplificata della dipendenza di  $a_t$  dalla deriva  $\lambda$  è fornita dalla seguente equazione lineare:

$$a_t = a_{t_0} \left( 1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{max}} \right| \right) \quad a_t = 0 \quad \text{per} \quad |\lambda| > \lambda_{max} \quad (1.3)$$

nella quale  $a_{t_0}$  si riferisce al massimo valore dell'avancorsa dello pneumatico, che dipende sia dal carico verticale sia dal tipo di pneumatico.

#### 1.1.4 Il momento di torsione

Il rollio è invece alla base della formazione del momento di torsione, che è un momento disallineante, quindi opposto a quello appena presentato.

Si consideri la figura 1.7; la nascita del momento di torsione è dovuto alla non coincidenza tra il punto  $C_0$  di intersezione dell'asse della ruota (rollata) con la strada ed il centro  $C$  della traiettoria circolare che lo pneumatico sta compiendo. Se infatti  $C$  e  $C_0$  coincidessero, si avrebbe una curva in condizioni cinematiche, senza scorrimento longitudinale, con le velocità periferiche dei punti dello pneumatico giacenti all'interno dell'impronta coincidenti con le velocità periferiche dovute alla rotazione attorno  $C$ .

Poiché tuttavia nella realtà il centro di curvatura  $C$  è situato sempre all'esterno rispetto al punto  $C_0$ , la situazione che si verifica è la seguente: supponiamo che solo nel punto centrale dell'impronta la velocità periferica sia uguale alla velocità di avanzamento; i punti dell'area più esterna dell'impronta hanno una velocità periferica maggiore della velocità di avanzamento, mentre nella zona più interna succede il contrario. Pertanto non è verificata la condizione di curva cinematica senza strisciamento, ma si avrà uno scorrimento longitudinale positivo nella parte esterna dell'impronta, ed uno

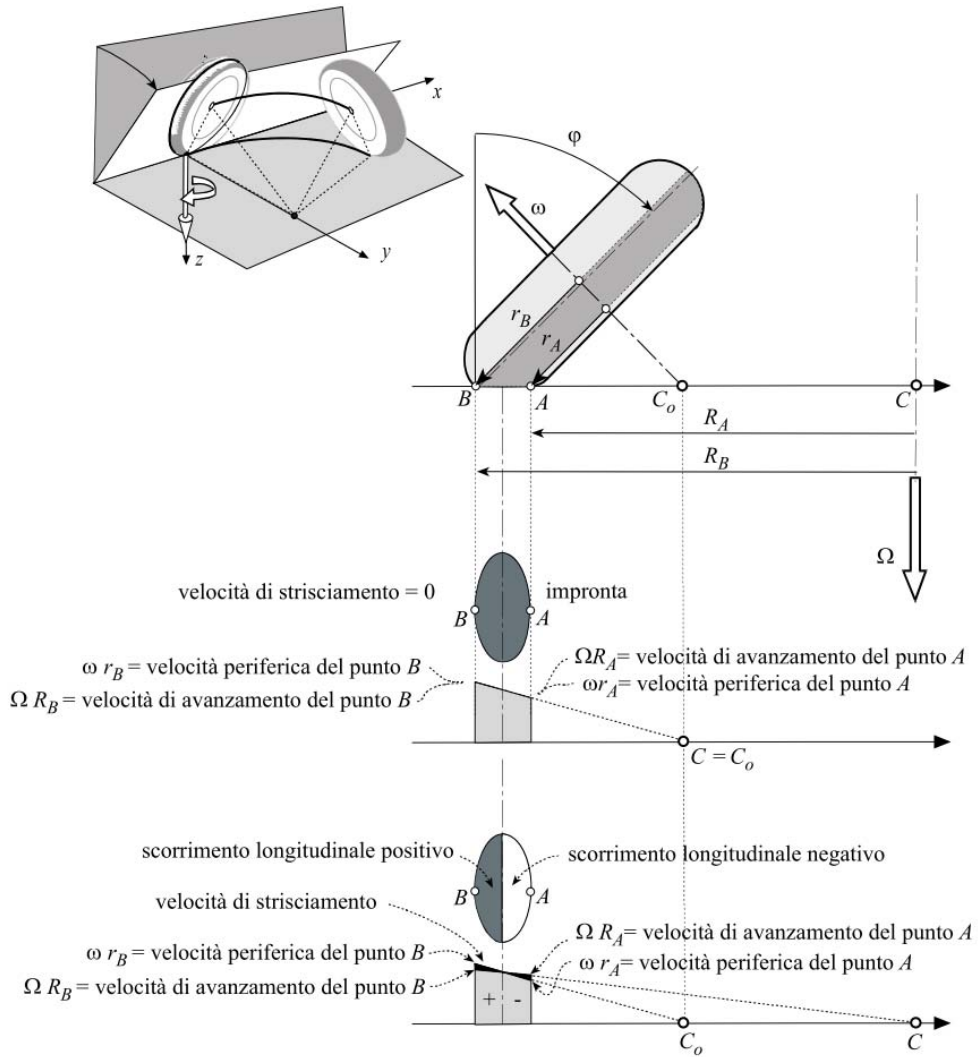


Figura 1.7: Origine del momento di torsione

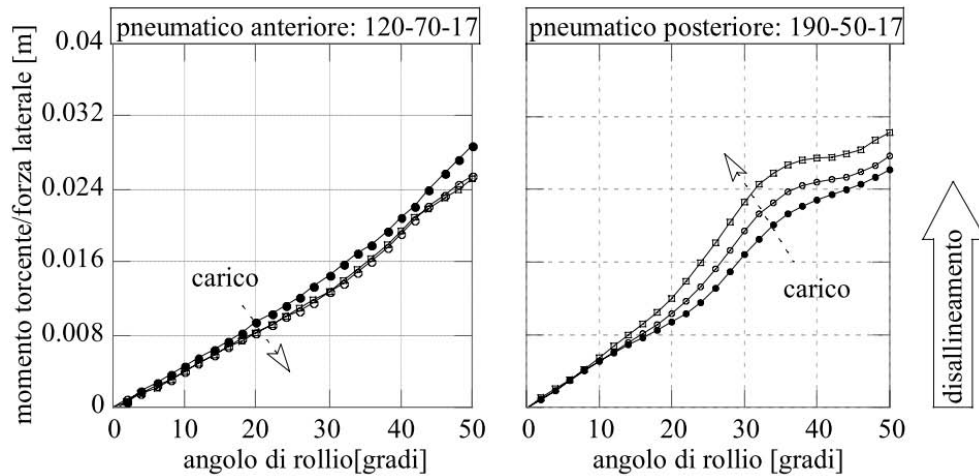


Figura 1.8: Andamento del momento di torsione al variare dell'angolo di rollio

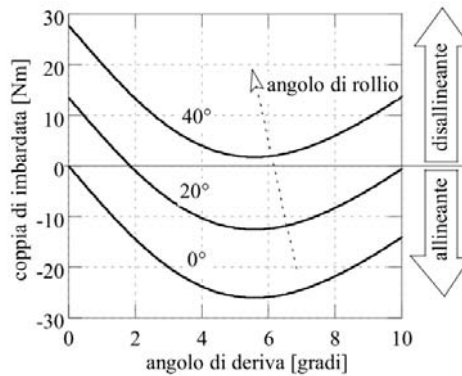


Figura 1.9: Dati sperimentali sul momento di imbardata

negativo nella parte interna. Questi generano delle tensioni di taglio responsabili della nascita del momento di torsione, il quale tende a diminuire il raggio di curvatura della ruota, introducendo una coppia disallineante.

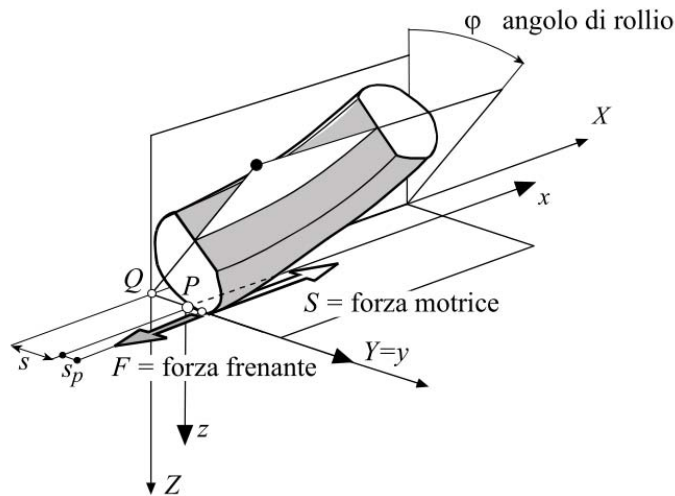
Vista la dipendenza del momento di torsione dalla distanza tra  $C$  e  $C_0$ , e basandosi anche su rilevazioni sperimentali, si nota che esso è pressoché proporzionale all'angolo di rollio.

La somma algebrica dei momenti disallineante e di torsione, che sono di segno opposto, definisce il momento risultante di imbardata dello pneumatico che dipende dagli angoli di rollio e deriva e può essere positivo, negativo o nullo, come mostrano alcuni dati sperimentali in figura 1.9.

### 1.1.5 Il momento generato dalla forza di trazione o frenata

Il momento generato dalla forza di trazione è sempre allineante, ovvero tende a ridurre l'angolo di deriva, mentre la forza di frenata ha sempre un'influenza disallineante. Entrambi i momenti nascono a seguito del braccio che si forma tra l'intersezione del





**Figura 1.10:** Momenti generati dalle forze di trazione o frenata

piano della ruota con il terreno ed il centro dell'impronta, dove è ragionevole pensare applicate le forze di trazione e frenata. Pertanto dipendono da:

- il raggio della sezione dello pneumatico;
- l'angolo di rollio;
- la deformazione laterale dello pneumatico e quindi la rigidità laterale della carcassa.

Poiché le carcasse degli pneumatici hanno valori compresi tra  $100\,000\text{ N/m}$  e  $250\,000\text{ N/m}$ , il contributo maggiore a questi momenti è rappresentato dalla sezione dello pneumatico e dall'angolo di rollio. La figura 1.10 mostra perché nasca un momento allineante o disallineante a seguito della presenza di forze di trazione o frenata.

## 1.2 Il MotoTireMeter

Il MotoTireMeter è la macchina di misura degli pneumatici sviluppata interamente dal gruppo di ricerca MDRG (Motorcycle Dynamic Research Group) del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova.

Questa apparecchiatura consente di identificare:

- la forza laterale;
- l'avancorsa;
- il momento di imbardata

degli pneumatici, al variare di:

- carico verticale;
- angolo di deriva;

- angolo di rollio.

Le configurazione adottata per la macchina è quella a disco rotante. Nel descrivere a parole quello che si vede nella figura 1.11, si può dire che è costituita dal disco rotante su cui è incollata una striscia di materiale safety walk paper, che simula la superficie stradale. Su questo disco viene appoggiata la ruota di cui si desidera misurare le caratteristiche, che è vincolata ad un braccio che permette di impostare l'angolo di rollio e deriva dello pneumatico. Le forze ed i momenti che si generano nella zona di contatto tra pneumatico e disco vengono rilevati per mezzo di un sistema di acquisizione formato da tre celle di carico monoassiali. Il controllo dei vari parametri di funzionamento del macchinario, come la velocità di rotazione del disco e gli angoli di rollio e deriva, e l'acquisizione dei vari dati vengono gestiti tramite un software Labview.



**Figura 1.11:** Macchina di misura MotoTireMeter

In figura 1.11 si possono identificare i principali componenti della macchina:

- il disco rotante, con la striscia di carta abrasiva;
- il braccio di sostegno della ruota (giallo);
- il sistema di fissaggio a telaio (azzurro);
- il sistema di acquisizione con le tre celle monoassiali.

Il disco rotante viene azionato per mezzo di un motoriduttore alimentato a 380 V che sviluppa una potenza di 11 kW, accoppiato con una trasmissione a cinghia dentata, che

permette di raggiungere al massimo 100 *rpm* corrispondenti ad una velocità tangenziale di 50 *km/h*.

Il braccio porta ruota è vincolato a telaio mediante un vincolo rotoidale, che lascia libero il grado di libertà di rollio, attorno all'asse a-a evidenziato in figura 1.12. Il movimento è comandato per mezzo di un servomotore brushless da 3.55 *kW* accoppiato ad un riduttore a vite senza fine con rapporto di trasmissione 1 : 100, che permette di far variare l'angolo di rollio nel range  $-54^\circ \div 54^\circ$ . La posizione dell'asse a-a è regolabile affinché, anche montando pneumatici differenti, passi sempre per il centro della sezione del toroide, che in prima approssimazione può essere considerata un arco di circonferenza; in questo modo alla rotazione di rollio non corrisponde una traslazione laterale del punto di contatto dello pneumatico. Il braccio è caratterizzato da un altro grado di libertà, la rotazione attorno all'asse b-b, evidenziata nella figura 1.13, che serve a variare l'angolo di deriva dello pneumatico. Questo movimento è comandato da un servomotore brushless da 0.33 *kW* accoppiato ad un riduttore epicicloidale con rapporto di trasmissione 1 : 100 e può realizzare degli angoli di deriva nel range  $-6^\circ \div 6^\circ$ . Oltre a questi gradi di libertà principali, ve ne sono altri che vengono riassunti nella tabella 1.1, insieme alle relative funzioni.

**Tabella 1.1:** Gdl del braccio porta ruota

GDL	Funzione
Rotazione asse a-a	Angolo di rollio dello pneumatico
Rotazione asse b-b	Angolo di deriva dello pneumatico
Rotazione asse c-c	Applicazione del carico verticale e sollevamento del braccio per la sostituzione dello pneumatico
Rotazione asse d-d	Misurazione della forza laterale $F_y$
Rotazione asse e-e	Misurazione del momento di imbardata $M_z$
Rotazione asse f-f	Misurazione del momento di resistenza al rotolamento $M_x$

L'applicazione del carico verticale sullo pneumatico viene realizzata semplicemente mediante il carico-scarico di dischi di acciaio inseriti su un telaietto appositamente ricavato sul braccio porta ruota, come viene mostrato nella figura 1.16.

La macchina consente di eseguire le prove sia in condizioni stazionarie che in condizioni dinamiche, imponendo sull'angolo di rollio (o deriva) una variazione sinusoidale.

Le misurazioni raccolte nel corso degli anni hanno mostrato una buona coerenza con i dati provenienti da test eseguiti su macchine di natura diversa (a rullo, a tamburo interno) presenti in letteratura.

### 1.3 Un nuovo braccio

Nonostante i risultati raggiunti dal MotoTireMeter, la macchina non è priva di difetti; infatti:

- le sollecitazioni misurabili sono limitate ( $F_y, M_y, M_z$ );
- le prove vengono effettuate solo a velocità costante del disco;
- il braccio porta ruota non è sufficientemente rigido e pertanto influenza le misure dinamiche;



Figura 1.12: Asse di rollio del braccio porta ruota

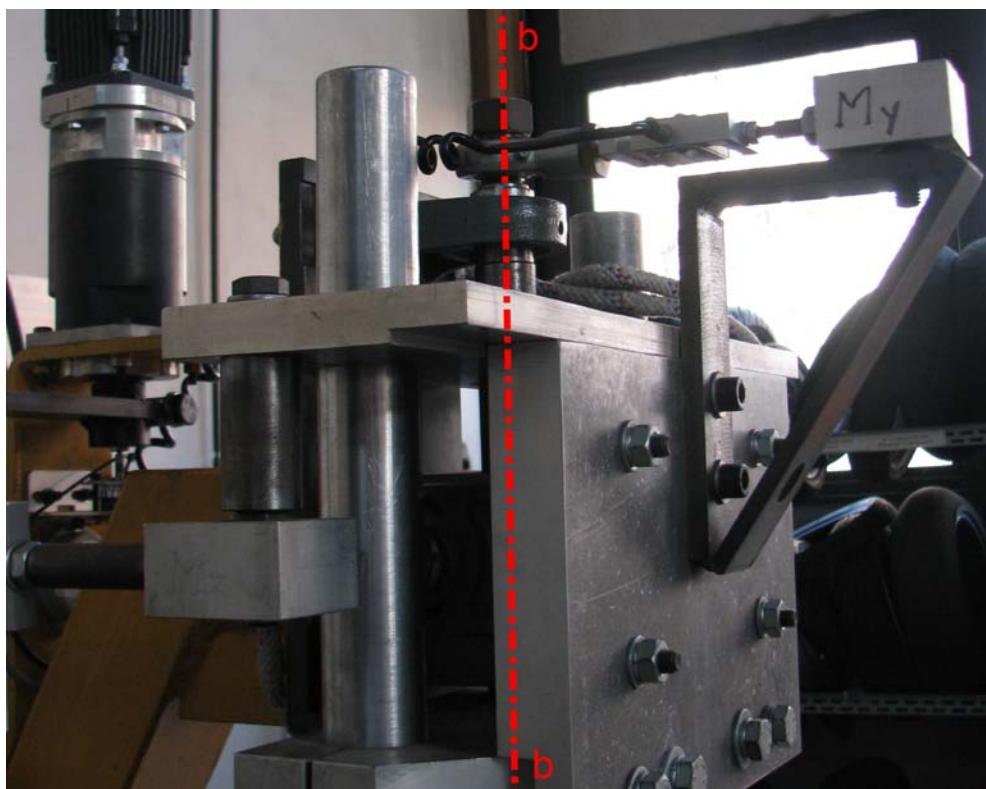


Figura 1.13: Asse di deriva del braccio porta ruota

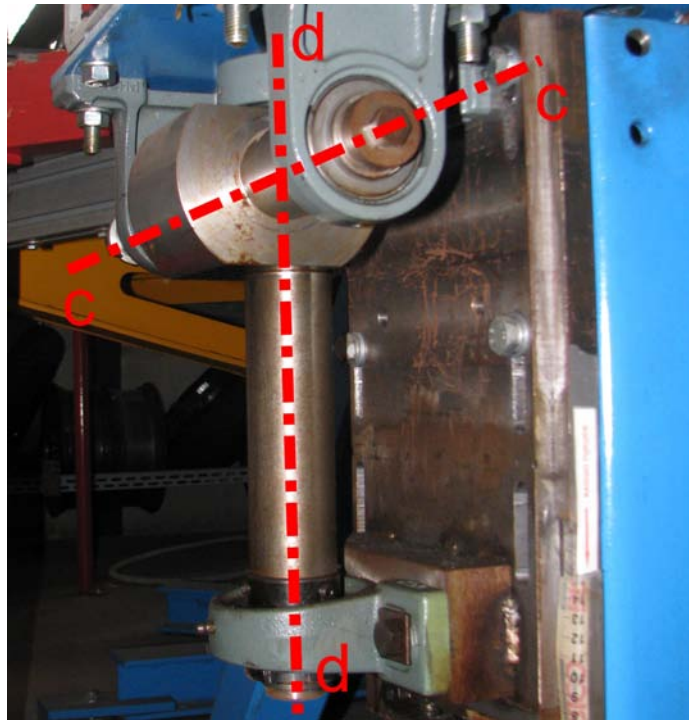


Figura 1.14: Assi c-c e d-d del braccio porta ruota

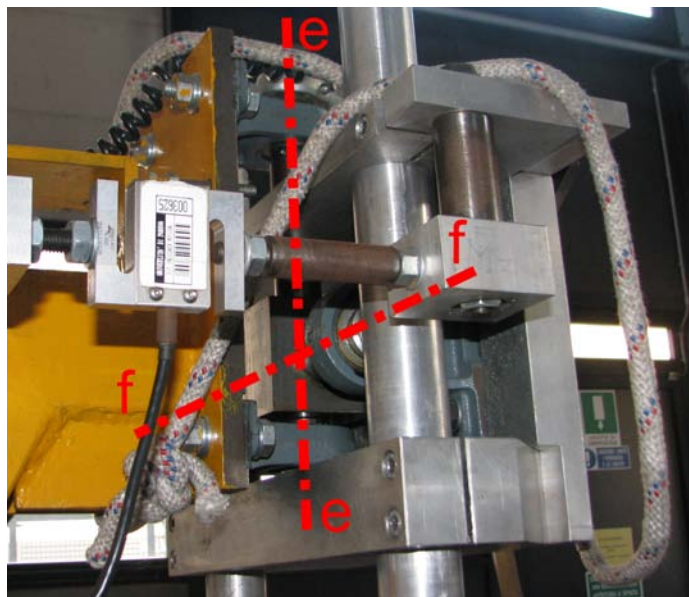


Figura 1.15: Assi e-e e f-f del braccio porta ruota



**Figura 1.16:** Telaioetto porta pesi, per l'applicazione del carico verticale sullo pneumatico

- il sistema di rilevamento delle forze e dei momenti nella zona di contatto tra pneumatico e disco è complesso, perché costituito da tre celle di carico;
- la procedura di montaggio e smontaggio di una gomma non è agevolmente realizzabile da una sola persona, a causa della configurazione a forcella;
- l'applicazione del carico è completamente manuale, si necessita di un operatore che posiziona i dischi di acciaio sul telaioetto porta pesi.

Questi aspetti negativi sono connessi solamente al braccio porta ruota e non al disco rotante, pertanto in quest'ottica si è pensato di progettare uno nuovo, che possa in un primo momento affiancare la struttura già presente, superandone gli aspetti negativi, per poi eventualmente rimpiazzarla, qualora si verifici l'affidabilità dei dati raccolti.

Nel prossimo capitolo si procede con la fase preliminare della progettazione, che comprende la definizione delle principali caratteristiche e funzioni che deve avere il nuovo braccio porta ruota, le prestazioni che si desidera raggiungere, ed in che modo ci si possa arrivare.

## Capitolo 2

# Progettazione preliminare

L'obiettivo principale di questo lavoro è di progettare un nuovo braccio porta ruota che sia migliore di quello attuale; pertanto, conoscendo i difetti di quest'ultimo, le caratteristiche che contraddistinguono la nuova realizzazione sono:

- la possibilità di ampliare il numero delle sollecitazioni misurabili nell'interazione tra pneumatico e disco, compresa la forza longitudinale di frenata;
- una rigidezza complessiva sufficientemente elevata, per non influenzare i risultati delle prove dinamiche;
- l'adozione di un sistema di rilevamento dei dati semplice, realizzato da un unico sensore;
- la ruota deve essere vincolata in modo da facilitare le operazioni di montaggio e smontaggio della stessa;
- il sistema di applicazione del carico verticale sullo pneumatico deve rendere agevole la variazione di questo, senza richiedere eccessivi sforzi fisici dell'operatore.

Il braccio deve essere in grado di:

- realizzare il movimento di deriva;
- realizzare il movimento di rollio;
- applicare il carico verticale;
- applicare il momento frenante sulla ruota;
- misurare le forze ed i momenti esercitati nel contatto tra pneumatico e strada.

Nella tabella 2.1 vengono definiti i dati di progetto che riguardano le prestazioni del nuovo braccio porta ruota.

### 2.1 Le soluzioni proposte

Di seguito verranno espone le varie soluzioni pensate per la realizzazione del braccio strumentato, volte a soddisfare il maggior numero possibile delle caratteristiche fondamentali elencate in precedenza.

**Tabella 2.1:** Dati di progetto del nuovo braccio porta ruota

Parametro	Valori	
Angolo di deriva $\lambda$	$-6^\circ \div 6^\circ$	
Angolo di rollio $\phi$	$-50^\circ \div 50^\circ$	
Carico verticale $F_{vert}$	$0 \div 2000$	$N$
Forza di frenata $F_{long}$	$0 \div 2000$	$N$

### 2.1.1 Braccio trapezoidale rollante

Questo layout consiste di un massiccio braccio trapezoidale rollante, che ha il notevole vantaggio di essere caratterizzato da una elevata rigidità, accoppiato tramite un giunto cilindrico ad un monobraccio che sostiene la ruota e su cui viene montata anche la cella di carico. Il giunto cilindrico si rende necessario per realizzare il movimento di deriva (g.d.l. di rotazione) e per riuscire a montare pneumatici con dimensioni diverse senza dover movimentare tutto il braccio trapezoidale (g.d.l. di traslazione). La soluzione di utilizzare per il sostegno della ruota una struttura a monobraccio è particolarmente interessante poiché permette di montare pneumatici da auto, essendo l'unico vincolo alla larghezza degli pneumatici dato dalla larghezza della pista, ed inoltre assicura la semplicità delle operazioni di montaggio e smontaggio della ruota.

Il movimento di rollio viene realizzato attraverso un giunto rotoidale posto tra il braccio trapezoidale e la struttura fissata al terreno, con questa soluzione è necessario movimentare una struttura con massa molto elevata e potrebbe creare dei problemi soprattutto per angoli di rollio elevati.

Per l'applicazione del carico verticale sulla ruota è necessario rilasciare un ulteriore grado di libertà, che in questo caso è il movimento di beccheggio dell'intera struttura; in questo modo si può semplicemente applicare il carico tramite una molla precaricata che si trova all'estremo opposto della struttura rispetto all'asse di beccheggio. La molla utilizzata dovrà essere sufficientemente soffice affinché piccole rotazioni dell'intera struttura attorno all'asse di beccheggio, che si possono verificare durante il funzionamento della macchina, non generino grandi variazioni del carico verticale. Per calcolare l'effettivo valore del carico verticale agente sul punto di contatto tra pneumatico e pista è sufficiente fare un bilancio dei momenti attorno all'asse di beccheggio.

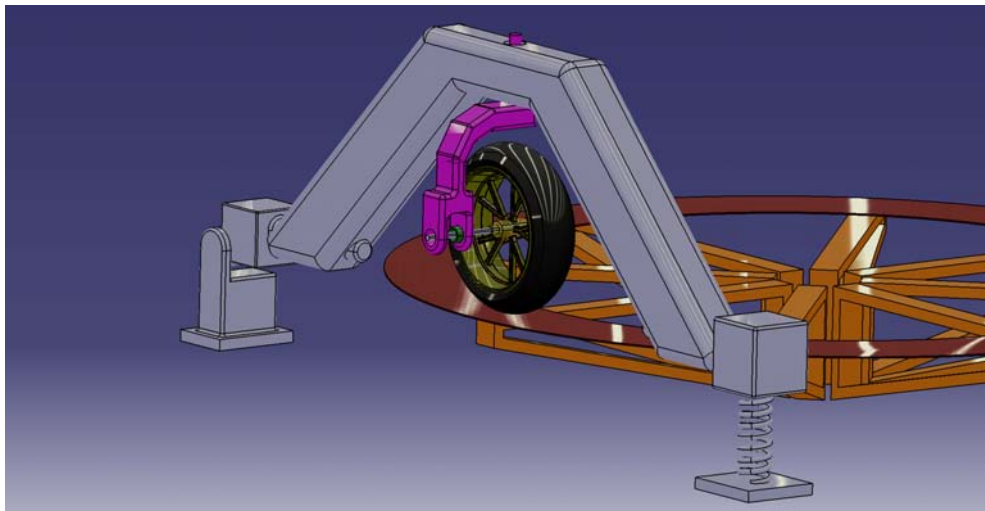
Le principali caratteristiche del layout appena descritto vengono riassunte dalla figura 2.1, dove si è data una rappresentazione concettuale di come potrebbe essere la realizzazione.

Passiamo ora ad analizzare i pro ed i contro di questo primo layout:

#### PRO

- possibilità di montaggio di pneumatici da auto;
- facilità di montaggio e smontaggio della ruota;
- applicazione del carico semplice e sempre in direzione verticale;
- realizzazione semplice;
- struttura rigida.





**Figura 2.1:** Schema concettuale del layout a braccio trapezoidale

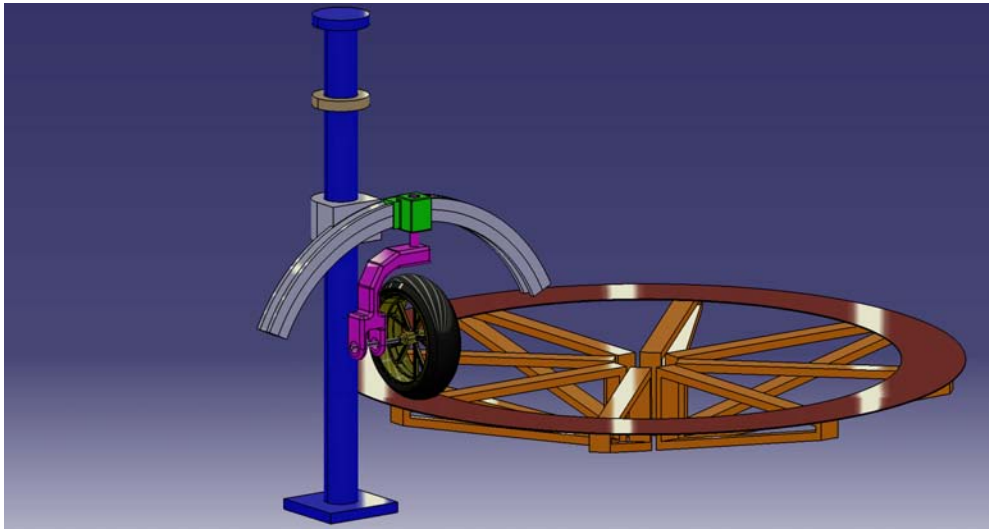
## CONTRO

- la massa elevata del braccio può causare dei problemi soprattutto ad angoli di rollio elevati;
- struttura ingombrante;
- l'asse di beccheggio deve giacere necessariamente nel piano della pista, altrimenti la forza di frenata genererebbe un momento che tende a far ruotare tutta la struttura attorno all'asse di beccheggio producendo così una variazione del carico verticale sulla ruota;
- anche se l'asse di beccheggio giace sul piano della pista, a causa della non perfetta planarità di quest'ultima, si possono innescare durante il funzionamento delle oscillazioni del braccio intorno all'asse di beccheggio, a seguito dell'applicazione di una forza frenante.
- difficoltà di posizionare l'asse di rollio in corrispondenza del centro del toroide dello pneumatico, poiché la sua posizione dipende dal movimento di beccheggio della struttura.

### 2.1.2 Colonna portante con guida circolare

Questa soluzione mantiene gli aspetti positivi del braccio trapezoidale, ovvero il monobraccio di sostegno della ruota accoppiato tramite un giunto cilindrico che permette i gradi di libertà di deriva e di compensazione per il montaggio di ruote di varie dimensioni. Tuttavia vuole essere più compatta e meno pesante, pertanto il monobraccio non viene fissato ad un braccio trapezoidale massiccio ma ad una guida circolare.

Il compito di questa guida è la realizzazione del movimento di rollio, quindi sostituisce il giunto rotoidale, ed è una soluzione molto interessante poiché conoscendo il raggio di curvatura di questa è possibile posizionare in modo molto preciso l'asse di rollio, e farlo quindi coincidere con il centro del toroide dello pneumatico. A sua volta



**Figura 2.2:** Schema concettuale del layout a colonna portante con guida circolare

la guida circolare è fissata su di una guida verticale, che ha il compito di fornire il grado di libertà necessario per l'applicazione del carico verticale sullo pneumatico.

La guida verticale forma con la colonna portante un vincolo di traslazione, e su di essa agisce una molla precaricata, di bassa rigidità, con la quale si applica il carico verticale.

La figura 2.2 mostra un design preliminare di questo layout.

### PRO

- stessi vantaggi del layout precedente connessi con l'adozione del sistema a monobraccio;
- la costruzione è sicuramente più compatta e con minori masse in gioco della precedente;
- l'asse di beccheggio è stato sostituito con la guida verticale, questa configurazione non dà problemi di oscillazioni durante la frenata;
- il carico sullo pneumatico viene regolato semplicemente agendo sul precarico della molla, inoltre resta costante anche quando la struttura è rollata;
- facilità di posizionamento dell'asse di rollio, perché indipendente dagli altri gradi di libertà; può essere regolato cambiando la posizione verticale della guida circolare, in modo che coincida con il centro del toroide dello pneumatico, con il piano della strada o anche con un punto sotto al piano della strada.

### CONTRO

- la guida circolare è sottoposta a notevoli sollecitazioni a causa dell'elevato braccio tra questa ed il punto di applicazione delle forze, pertanto è difficile assicurare una rigidità adeguata al braccio;

- le guide circolari ad elevata precisione hanno un costo eccessivo, e realizzarla in laboratorio è troppo complicato.

Gli svantaggi elencati possono essere ridotti al minimo attraverso un'ottimizzazione del layout, seguendo tre strade:

- ricerca della posizione ottimale della guida che minimizzi i momenti ribaltanti agenti su di essa, in questo modo a parità di rigidità è possibile ridurre la taglia della stessa;
- riduzione del raggio della guida, per ridurre i costi;
- impiegare due carrelli sulla stessa guida, in questo modo è possibile aumentare la rigidità del sistema a fronte di un modesto aumento del costo.

### 2.1.3 Colonna portante con braccio rollante

Uno dei grandi vantaggi del layout precedente è sicuramente l'adozione della colonna portante, che elimina i problemi collegati alla presenza dell'asse di beccheggio. Pertanto è stata proposta una soluzione alternativa che mantenga la colonna portante ed il monobraccio, ma sostituisca la guida circolare con qualcosa di più semplice e meno costoso.

L'elemento che collega la colonna ed il monobraccio sarà quindi un semplice braccio, collegato mediante un vincolo rotoidale alla colonna e con uno cilindrico al monobraccio. Il braccio in questione dovrà essere realizzato in modo da essere caratterizzato da grande rigidità, cercando comunque di contenere il peso complessivo della struttura. Sono state studiate diverse configurazioni in merito alla realizzazione del braccio, con l'ausilio di semplici analisi FEM preliminari al fine di individuare quella più adatta dal punto di vista della rigidità, leggerezza e semplicità.

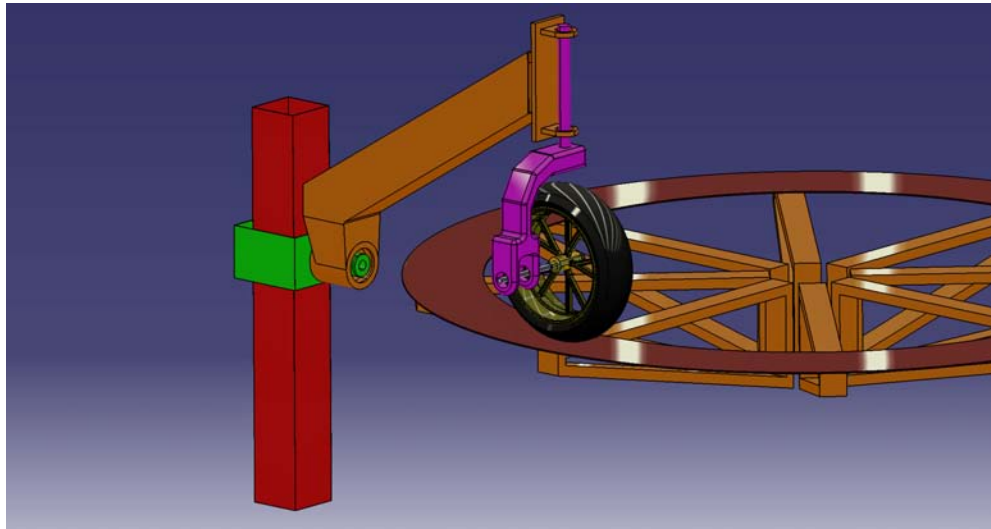
Nella figura 2.3 viene illustrato concettualmente il layout descritto, dove per quanto riguarda il braccio è stata scelta la soluzione con profilato quadrato. Il procedimento seguito per arrivare a questo risultato verrà descritto nel capitolo dedicato alla descrizione di questo componente.

#### PRO

- mantiene il monobraccio come i due layout precedenti;
- mantiene la colonna portante con la guida verticale;
- il braccio è più rigido, semplice ed economico della guida circolare.

#### CONTRO

- nonostante il braccio sia rigido, è comunque sottoposto a notevoli sollecitazioni a causa dell'elevato braccio di applicazione delle forze;
- sul vincolo rotoidale si scarica il massimo momento flettente, pertanto è un componente fondamentale e dovrà essere massiccio;
- la realizzazione del vincolo di traslazione tra la colonna portante e la guida verticale è problematica poiché complicata e costosa.



**Figura 2.3:** Schema concettuale del layout a colonna portante con singolo braccio rollante

#### 2.1.4 Doppio braccio rollante o capriata

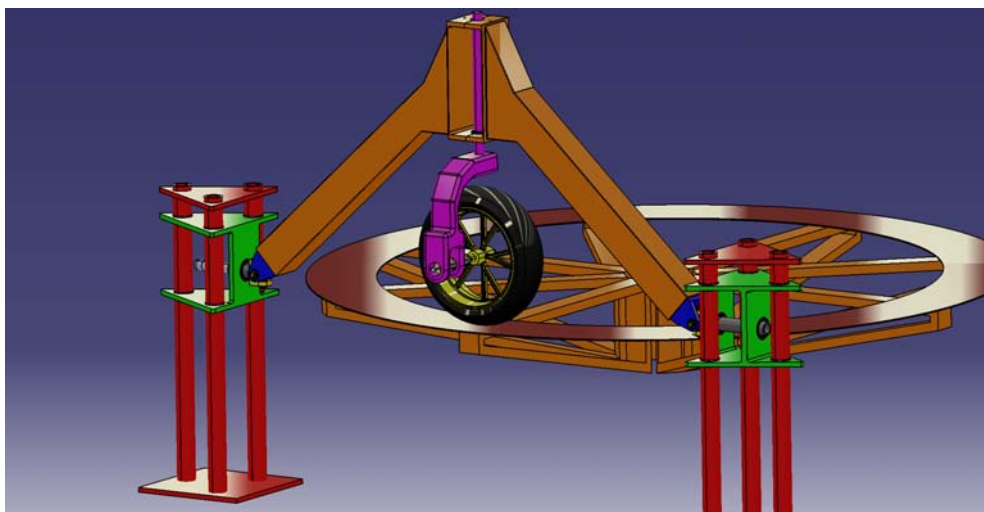
Per far fronte agli svantaggi riscontrati nel precedente layout si decide di apportare qualche modifica senza tuttavia sconvolgere lo schema di massima, che resta il migliore tra quelli analizzati fino ad ora. Gli sforzi progettuali si sono concentrati su tre aspetti principali che sono i punti deboli del layout precedente:

- cercare di migliorare la rigidezza della struttura complessiva;
- pensare ad un'alternativa per realizzare il vincolo rotoidale di rollio;
- pensare ad un'alternativa per il vincolo di traslazione del braccio.

Per quel che riguarda il primo punto l'idea portata avanti è stata quella di specchiare la struttura a singolo braccio rollante, in modo da ottenere un doppio braccio rollante, molto simile ad una capriata, che costituirà un solo corpo rigido e non due corpi separati. La rigidezza della struttura risulta così migliore, e paragonabile con quella del layout a braccio trapezoidale, senza tuttavia gli svantaggi che lo caratterizzavano.

Questa nuova soluzione porta con se un aspetto negativo; infatti da una semplice analisi dei gradi di libertà del sistema risulta che esso è iperstatico, ovvero ci sono più vincoli del necessario. L'iperstaticità comporta che le sollecitazioni nei vari corpi non sono definite a priori dalle forze di contatto e dalla cinematica del sistema, ma dipendono dalla rigidezza, e quindi dalla deformabilità, della struttura. Inoltre potrebbe causare anche degli impuntamenti della struttura nel moto di traslazione verticale.

Per ovviare a questi problemi la soluzione perseguita è di sostituire ai due vincoli rotoidali adibiti al rollio dei giunti cardanici; in questo modo, ricalcolando i gradi di libertà del braccio, si vede che la struttura è ora isostatica. Un ulteriore vantaggio di questa soluzione deriva dal fatto che il braccio rollante, con questo sistema di vincoli, è sottoposto solamente a forze ed eventualmente momento torcente ma non più a momento flettente; le deformazioni di questo componente durante il funzionamento ne risultano diminuite.



**Figura 2.4:** Schema concettuale del layout con tubi rettificati e doppio braccio rollante

L'ultimo aspetto ancora da definire è come realizzare il vincolo di traslazione tra la colonna portante e la guida verticale. L'argomento verrà discusso in modo appropriato nel capitolo dedicato a questi componenti, tuttavia si vuole anticipare la soluzione adottata, che consiste nel sostituire la colonna portante massiccia con dei tubi rettificati e la guida verticale con due piastre di acciaio collegate tra loro. Il vincolo di traslazione viene realizzato tramite delle boccole in teflon o bronzo inserite tra le piastre ed i tubi.

Questa soluzione è semplice e presenta degli altri vantaggi che verranno discussi in seguito; per quanto riguarda il dimensionamento dei tubi, il numero di tubi e la loro disposizione per realizzare il vincolo, si rimanda al capitolo dedicato.

L'applicazione del carico verticale sullo pneumatico si può pensare avvenga sempre tramite delle molle precaricate come nei layout precedenti, tuttavia sono possibili numerose altre soluzioni, che verranno analizzate in seguito.

In figura 2.4 si illustrano concettualmente le principali caratteristiche costruttive di questo layout.

### PRO

- mantiene tutti i vantaggi dei precedenti layout;
- la simmetria della struttura raddoppia la rigidezza rispetto al caso di un braccio singolo;
- le sollecitazioni agenti sul braccio rollante sono minori, poiché coi nuovi vincoli di rollio viene eliminato il momento flettente;
- lo stesso vincolo di rollio è meno sollecitato;
- il vincolo di traslazione è semplice ed economico.

### CONTRO

- specchiando la struttura aumenta il numero di componenti da realizzare, con conseguente aumento dei costi e del peso della struttura;

- l'ingombro totale della struttura è maggiore di alcuni dei layout precedenti, e si avvicina a quello della struttura a braccio trapezoidale.

## 2.2 Scelta della configurazione

Per confrontare tra loro le varie soluzioni proposte, vengono riassunte nella tabella 2.2 le caratteristiche che contraddistinguono ognuna di queste.

**Tabella 2.2:** Confronto delle soluzioni per la realizzazione del braccio porta ruota

Caratteristiche	Braccio a trapezio	Guida circolare	Braccio rollante	Braccio a capriata
Rigidezza elevata	✓			✓
Ingombro ridotto		✓	✓	
Assenza beccheggio		✓	✓	✓
Posizionamento asse rollio		✓	✓	✓
Economicità	✓			✓

Da questo confronto, considerando di secondaria importanza l'ingombro complessivo della realizzazione, si può concludere che la soluzione migliore tra le proposte è quella a capriata, e si può quindi passare alla progettazione preliminare vera e propria.

## 2.3 Definizione delle specifiche

In questo contesto si vuole definire le principali specifiche del braccio porta ruota, soffermandosi principalmente su:

- lo schema cinematico del braccio;
- l'analisi dei gradi di libertà;
- l'analisi dei modi di vibrare.

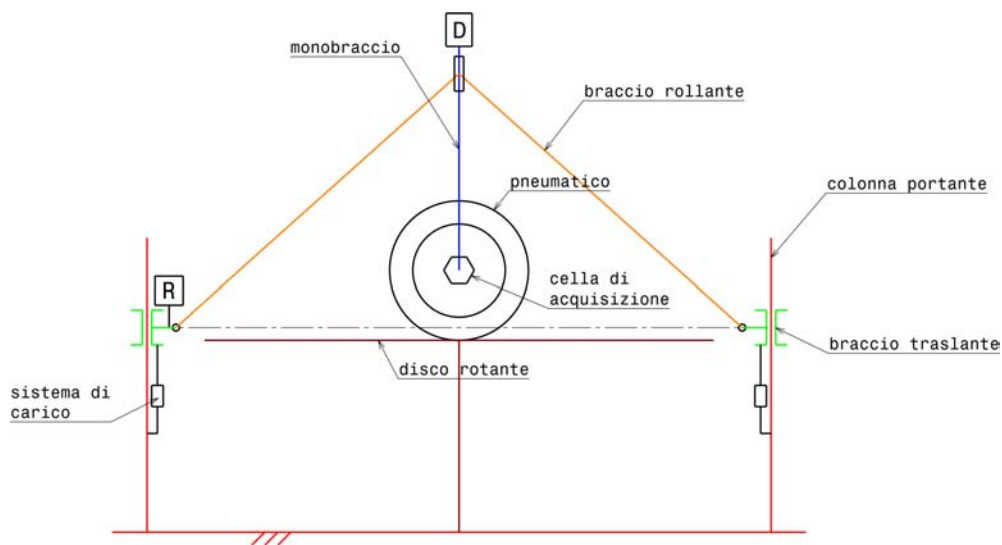
### 2.3.1 Schema cinematico

La definizione dello schema cinematico del braccio porta ruota è indispensabile nelle fasi preliminari della progettazione, al fine di individuare:

- quanti e quali componenti sarà necessario progettare per il corretto funzionamento del braccio strumentato;
- i vincoli e di conseguenza i gradi di libertà in gioco.

Nella figura 2.5 vengono evidenziati i componenti principali del braccio strumentato, che procedendo a ritroso partendo dalla ruota sono:

- la cella di carico a sei assi, fissata al mozzo della ruota;
- il monobraccio;



**Figura 2.5:** Schema cinematico dei componenti del braccio strumentato

- il/i motore/i per i movimenti di deriva e di compensazione del raggio dello pneumatico (D);
- il braccio rollante;
- il motore per il movimento di rollio (R);
- i due bracci traslanti;
- gli attuatori per l'applicazione del carico verticale;
- le colonne portanti.

Nella figura 2.6 invece sono stati evidenziati i vincoli ed i gradi di libertà che caratterizzano lo schema cinematico, considerando per semplicità la pista ferma quindi schematizzando la ruota ed il monobraccio con un corpo solo; i vincoli sono:

- uno sferico (S), che simula il contatto tra pneumatico e pista;
- un cilindrico (C) tra il corpo formato da monobraccio e ruota ed il braccio rollante;
- due sferici (S) tra il braccio rollante ed i bracci traslanti;
- due prismatici (P) tra i bracci traslanti e le colonne portanti.

I corrispondenti gradi di libertà dei precedenti vincoli sono:

- le rotazioni della ruota attorno al punto di contatto con la pista;
- la rotazione  $\lambda$  e la traslazione  $h$  del monobraccio rispetto al braccio rollante;
- la rotazione  $\phi$  del braccio rollante rispetto ai bracci traslanti, attorno all'asse di rollio;
- la traslazione  $y$  dei bracci traslanti rispetto alle colonne.

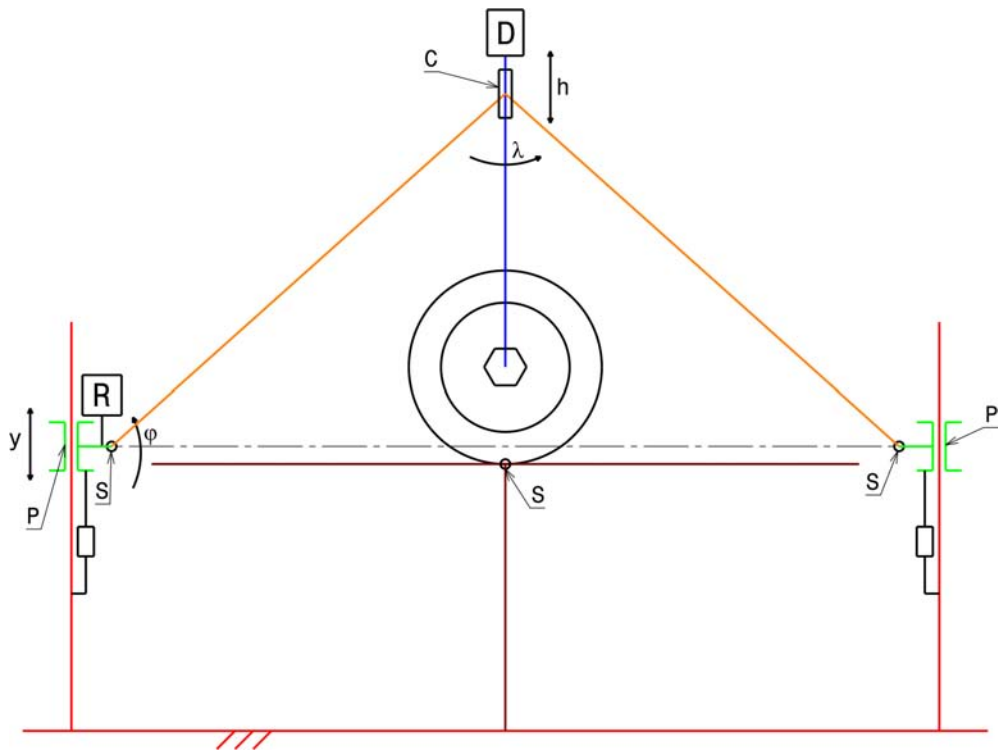


Figura 2.6: Schema cinematico dei gradi di libertà del braccio strumentato

### 2.3.2 Analisi dei gdl

Mediante la formula di Kutzbach si può calcolare semplicemente il numero di gradi di libertà della struttura nel suo complesso, per avere un'indicazione delle possibilità di movimento di questa durante il funzionamento. La formula di Kutzbach è:

$$n_{gdl} = 6(m - 1) - 5C_1 - 4C_2 - 3C_3 - 2C_4 - C_5 \quad (2.1)$$

dove:

- $m$  è il numero dei corpi della catena cinematica, comprendente anche il telaio;
- $C_1$  è il numero delle coppie cinematiche di primo grado, ovvero che lasciano libero un solo grado di libertà (es. rotoidale, prismatico);
- $C_2$  è il numero delle coppie cinematiche di secondo grado (es. cilindrica);
- $C_3$  è il numero delle coppie cinematiche di terzo grado (es. sferica);
- $C_4$  è il numero delle coppie cinematiche di quarto grado;
- $C_5$  è il numero delle coppie cinematiche di quinto grado.

Nel nostro caso il numero dei corpi è 5, poiché le due colonne portanti fanno parte del telaio e quindi devono essere conteggiate insieme a questo, e considerando la ruota ed il monobraccio come un corpo solo; pertanto risulta:



$$n_{gdl} = 6(5 - 1) - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 3 = 24 - 23 = 1 \text{ gdl} \quad (2.2)$$

Il grado di libertà individuato da questa equazione, da solo, non permetterebbe al sistema di compiere tutti i movimenti necessari per un corretto funzionamento. Questo è dovuto al fatto che l'equazione di Kutzbach fornisce risultati sbagliati quando sono presenti dei vincoli ridondanti, come in questo caso. Infatti i due vincoli prismatici rendono il sistema iperstatico alla traslazione in direzione  $x$  e  $z$ , pertanto bisogna aggiungere al conteggio altri due gradi di libertà, per un totale di 3 gdl, che sono:

- la rotazione di deriva  $y$  del monobraccio rispetto al braccio rollante;
- la rotazione di rollio  $\phi$  del braccio rollante rispetto ai bracci traslanti;
- la traslazione  $h$  del monobraccio rispetto al braccio rollante, necessaria per compensare ruote con raggi diversi mantenendo l'asse di rollio passante per il centro del toroide della sezione dello pneumatico; una volta posizionato correttamente, questo grado di libertà verrà bloccato quindi non sarà presente durante il funzionamento del braccio.

Quest'ultima accortezza si rende necessaria poiché si vuole che, durante il movimento di rollio, il punto di contatto dello pneumatico con la pista resti il più possibile fermo, ovvero che lo pneumatico rimanga sempre al centro della pista. In prima approssimazione si può pensare che lo pneumatico sia un toroide a sezione circolare; la condizione di prima risulta verificata quando l'asse di rollio passa per il centro della sezione del toroide. Pertanto il grado di libertà  $h$  serve per posizionare l'asse di rollio in modo che la sua traccia passi per il centro del toroide dello particolare pneumatico installato.

Lo schema cinematico risulta quindi soddisfare le caratteristiche fondamentali richieste al braccio strumentato, pertanto si può passare a definire in che modo realizzare i membri che compongono il braccio ed i vincoli cinematici elencati in precedenza.



## Capitolo 3

# Progettazione funzionale

Prima di passare alla progettazione di dettaglio dei singoli componenti del braccio porta ruota, vi è stata una fase in cui si sono valutate le diverse alternative possibili per la realizzazione di ognuno di questi. Nelle pagine seguenti viene riportata questa fase della progettazione, in un ipotetico “viaggio virtuale” che comincia dal fissaggio dello pneumatico alla cella di acquisizione dei dati, per finire con i sistemi di vincolo a telaio del braccio e di applicazione del carico.

Nella realtà non c'è stato un vero e proprio ordine di progettazione dei vari membri, ma si sono portati avanti tutti insieme, poiché ogni componente non è indipendente ma dipende dal resto della struttura e quindi non può essere progettato senza tenere conto dei vincoli imposti dagli altri membri.

### 3.1 Il sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione è il cuore del braccio strumentato, che ha il compito di rilevare le forze ed i momenti agenti sullo pneumatico nella sua interazione con il disco rotante e comunicarle ad un software di elaborazione dei dati, che fornirà all'utente un output visivo facilmente comprensibile.

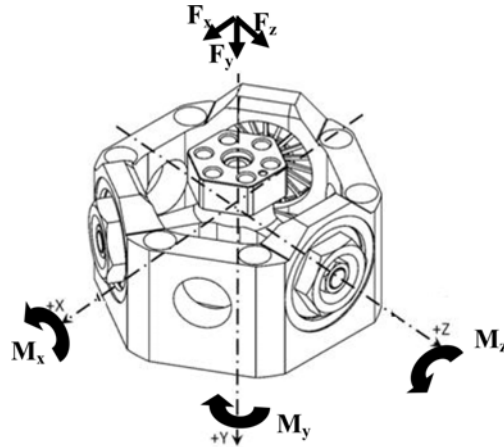
La parte sensibile di questo sistema è una cella di carico a sei assi, in questo modo con un unico strumento si possono rilevare tutte le interazioni.

Nel progettare il sistema di acquisizione è necessario prestare attenzione ad alcuni particolari, infatti bisogna tenere presente le prestazioni del sensore e fare in modo che le sollecitazioni non superino i massimi valori forniti dal costruttore. Inoltre il sistema di acquisizione deve prevedere anche la possibilità di montare cerchioni di misure diverse, poiché risulterebbe troppo dispendioso costruirne un *set custom* apposta per questo braccio.

Per facilitare la progettazione ed avere un'idea degli ingombri della ruota, si realizza un modello CAD parametrico di pneumatico e cerchione, che abbia come input le principali misure come larghezza, rapporto d'aspetto, diametro del cerchio.

#### 3.1.1 La cella di carico

Il sensore per la rilevazione delle forze e dei momenti agenti sull'impronta di contatto tra lo pneumatico ed il disco rotante è il SM\_LC, una cella di carico a sei assi realizzata dalla SMARTMechanical\_Company di Bergamo, una spin-off del Politecnico di Milano.



**Figura 3.1:** Definizione degli assi principali del sensore SM\_LC

La scelta di questo prodotto è dovuta principalmente a due ragioni, già accennate in precedenza:

- con un solo strumento (la cella) si possono rilevare tutte le forze ed i momenti che interessano lo pneumatico; in questo modo il sistema di acquisizione risulta semplice, poco ingombrante e poco invasivo;
- il prodotto in questione ha un buon rapporto qualità-prezzo.

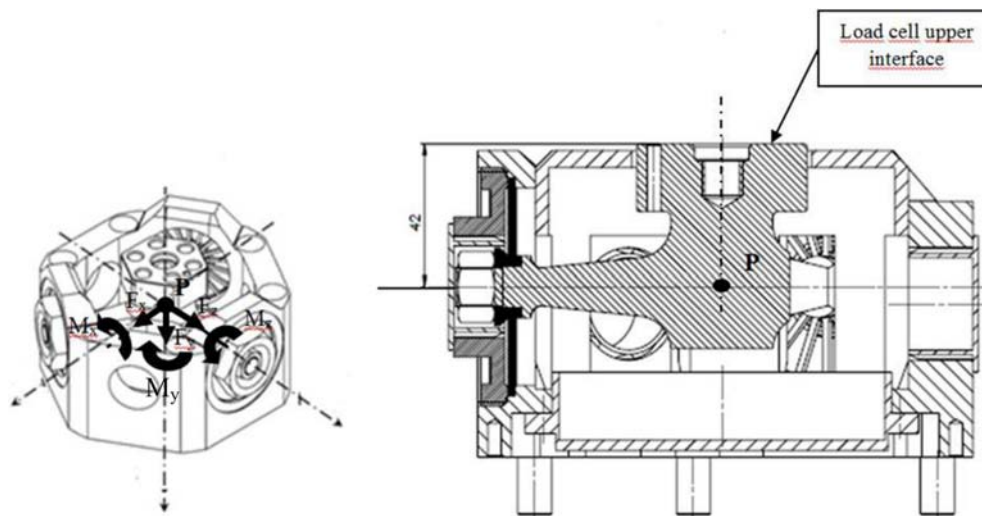
Nella tabella 3.1 vengono elencate le specifiche tecniche del sensore; per la definizione degli assi principali della cella, lungo i quali vengono misurate le forze ed i momenti si vedano le figure 3.1 e 3.2.

**Tabella 3.1:** Prestazioni e caratteristiche principali del sensore SM\_LC

Carichi massimi		Rigidezza		Accuratezza	
$F_x$	5000 N	$K_x$	$28 \cdot 10^6$ N/m	$F_x$	$\pm 0.60\%$
$F_y$	10 000 N	$K_y$	$80 \cdot 10^6$ N/m	$F_y$	$\pm 0.14\%$
$F_z$	5000 N	$K_z$	$28 \cdot 10^6$ N/m	$F_z$	$\pm 0.64\%$
$M_x$	500 Nm			$M_x$	$\pm 0.40\%$
$M_y$	250 Nm			$M_y$	$\pm 0.41\%$
$M_z$	500 Nm			$M_z$	$\pm 0.74\%$

Un aspetto importante nella definizione del sistema di acquisizione è la disposizione della cella di carico, i cui assi principali vengono allineati agli assi dello pneumatico in modo da misurare direttamente le forze scambiate col terreno:

- l'asse  $y$  della cella corrisponde all'asse  $y$  dello pneumatico, pertanto misura la forza laterale;
- l'asse  $z$  della cella corrisponde all'asse  $z$  dello pneumatico, pertanto misura la forza verticale di carico;



**Figura 3.2:** Definizione di forze e momenti misurati dal sensore SM\_LC

- l'asse  $x$  della cella corrisponde all'asse  $x$  dello pneumatico e misura la forza longitudinale di frenata.

### 3.1.2 I componenti del sistema di acquisizione

Si possono suddividere i componenti necessari alla realizzazione del sistema di acquisizione in due categorie principali:

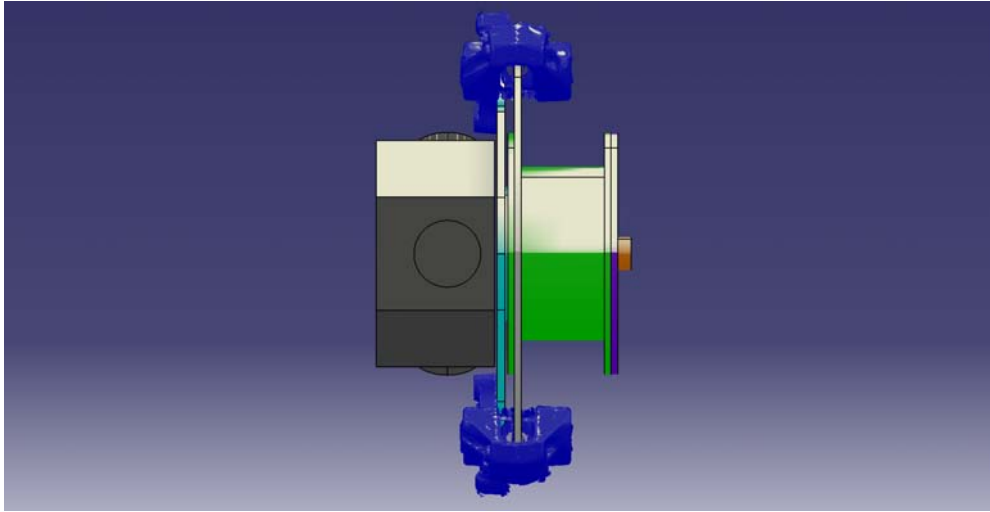
- gli elementi necessari per la misurazione delle componenti di interazione tra pneumatico e pista;
- gli elementi per realizzare il vincolo rotoidale tra ruota e sensore.

Nella prima categoria sono inclusi la cella di carico, il disco freno, le pinze e gli elementi che collegano le pinze alla parte sensibile della cella, in modo da misurare e controllare il momento frenante applicato alla ruota. Della seconda categoria fanno invece parte tutti i cuscinetti e le flange necessari alla realizzazione del vincolo rotoidale ed al fissaggio di ruote di dimensioni diverse.

Per realizzare il vincolo rotoidale tra la cella (fissa) e la ruota (mobile) e nello stesso tempo trasmettere tutte le forze ed i momenti di interazione tra lo pneumatico ed il disco rotante, è necessario agire come segue:

- realizzare il mozzo ruota in due pezzi separati, uno fissato alla cella (statore) ed uno fissato alla ruota (rotore), accoppiati tra loro mediante due cuscinetti a rulli conici; in questo modo si possono trasmettere alla cella tutte le forze ed i momenti flettenti;
- fissare delle pinze freno alla cella e un disco freno al rotore del mozzo, in questo modo si può trasmettere alla cella il momento frenante.

Pertanto i principali elementi che compongono il sistema vengono evidenziati nella figura 3.3 e sono:



**Figura 3.3:** Componenti principali del sistema di acquisizione

1. la cella di carico (grigio scuro);
2. due pinze freno Brembo a quattro pistoncini (blu), con la relativa flangia (azzurra) che le fissa all'elemento sensibile della cella;
3. un disco freno Brembo forato (grigio chiaro);
4. il mozzo della ruota, realizzato da una parte interna (rosa) solidale con l'elemento sensibile della cella ed una parte esterna (verde) solidale alla ruota;
5. una flangia (viola) che ha il compito di adattare gli attacchi caratteristici dei diversi tipi di cerchione al mozzo;
6. un albero (arancio) che serve per facilitare il centraggio della ruota.

### 3.1.3 Calcolo dei carichi sulla cella

Dopo aver definito in via di massima lo schema del sistema di acquisizione, risulta di fondamentale importanza accertarsi che le sollecitazioni misurate dal sensore non superino i valori limite indicati dal costruttore.

Per fare questo si realizza un programma tramite il software di calcolo Maple, che fornisca in *output* le sollecitazioni agenti sulla cella secondo le sue direzioni principali durante le varie condizioni di funzionamento, in funzione di un certo numero di *input*, come descritto nella tabella 3.2.

Da notare che, mentre la forza verticale e quella longitudinale sono dei parametri scelti direttamente, la forza laterale non compare nell'elenco degli *input*, poiché viene calcolata a partire dal carico verticale e dagli angoli di rollio e deriva secondo la seguente formula:

$$F_{lat} = (K_r \cdot r + K_y \cdot y) \cdot F_{ver}, \quad (3.1)$$

**Tabella 3.2:** Variabili di *input/output* nel calcolo delle sollecitazioni sulla cella

Input	Output
Carico verticale $F_{ver}$	$F_x$
Forza longitudinale $F_{long}$	$F_y$
Angolo di rollio $r$ (roll)	$F_z$
Angolo di deriva $y$ (yaw)	$M_x$
Rigidezza $K_r$ a rollio dello pneumatico (in gradi)	$M_y$
Rigidezza $K_y$ a deriva dello pneumatico (in gradi)	$M_z$
Distanza $a$ tra la faccia superiore della cella ed il piano di simmetria dello pneumatico	
Raggio esterno $R_w$ dello pneumatico	

In un primo momento si vuole analizzare come variano i carichi sulla cella durante le varie condizioni di funzionamento, e come siano influenzati dai parametri di *input*. Vengono riportati i risultati ottenuti da una delle tante configurazioni provate, caratterizzata dai valori di *input* riassunti nella tabella 3.3.

**Tabella 3.3:** Valori dei parametri di *input* per la configurazione studiata

Input	Valore	
Carico verticale $F_{ver}$	2000	$N$
Forza longitudinale $F_{long}$	$0 \div 2500$	$N$
Angolo di rollio $r$ (roll)	$-50^\circ \div 50^\circ$	
Angolo di deriva $y$ (yaw)	$-6^\circ \div 6^\circ$	
Rigidezza $K_r$ a rollio dello pneumatico	$\frac{1.2}{50^\circ}$	
Rigidezza $K_y$ a deriva dello pneumatico	$\frac{1.2}{6^\circ}$	
Distanza $a$ tra la faccia superiore della cella ed il piano di simmetria dello pneumatico	92	$mm$
Raggio esterno $R_w$ dello pneumatico	330	$mm$

Nella figura 3.4 e 3.5 si riportano i grafici ottenuti facendo variare uno solo dei parametri alla volta, e mantenendo nulli gli altri.

Da questa prima analisi si possono trarre le seguenti conclusioni:

- le forze restano entro i limiti prescritti dal costruttore del sensore in tutte le condizioni di funzionamento;
- in alcune condizioni di funzionamento i momenti possono eccedere i limiti del sensore;
- le sollecitazioni critiche per il sensore sono il momento  $M_x$  nelle prove a deriva ed il momento  $M_y$  nelle prove di frenata.

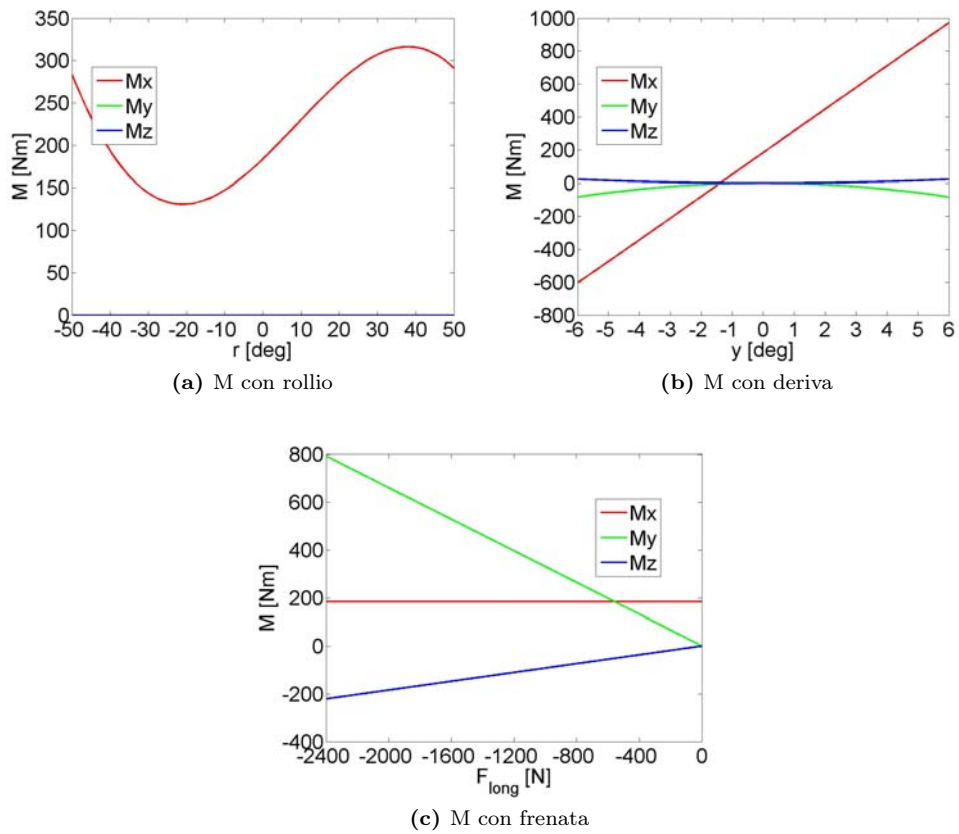


Figura 3.4: Momenti agenti sulla cella di carico nelle condizioni di funzionamento



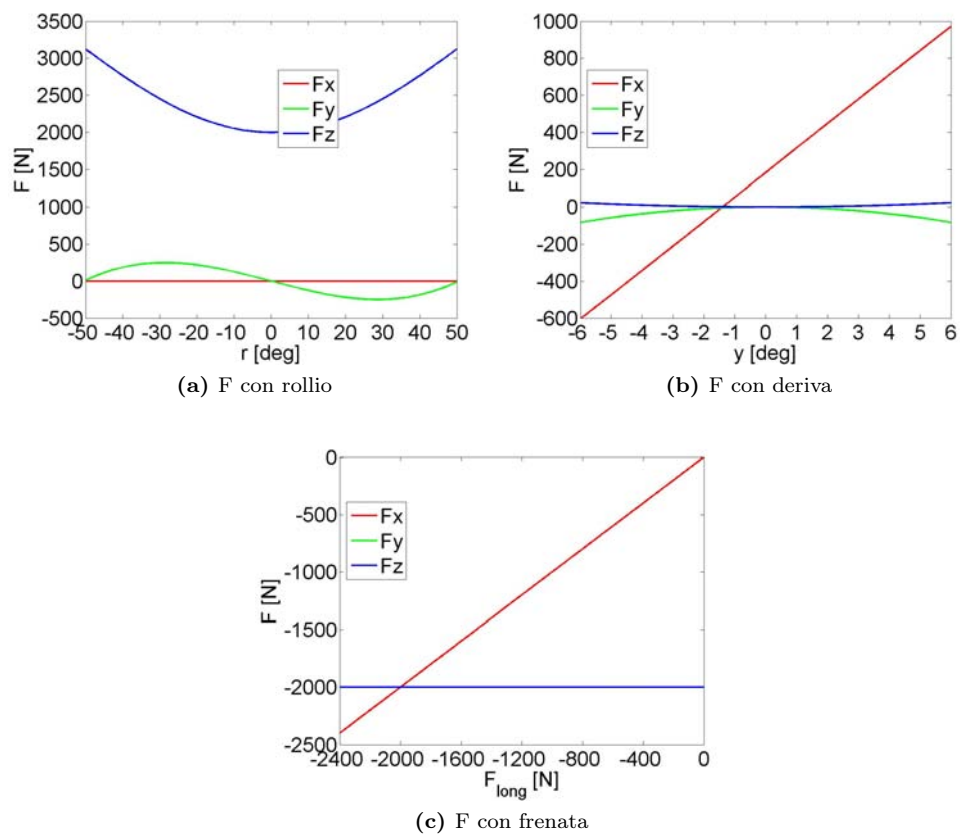


Figura 3.5: Forze agenti sulla cella di carico nelle condizioni di funzionamento

Sebbene alcune sollecitazioni superino i limiti consigliati per il sensore, è da tenere presente che questi limiti si riferiscono ad un sistema di carico dove le sollecitazioni agiscono contemporaneamente. Nelle situazioni esaminate, invece, vi è una sollecitazione principale, che è quella che eccede i limiti, mentre le altre restano ampiamente entro i massimi valori ammissibili.

Pertanto si è contattato il costruttore affinché fornisca dei nuovi limiti relativi ad un sistema di carico in cui agiscono contemporaneamente:

- il momento  $M_y$  dovuto principalmente alla forza longitudinale;
- il momento  $M_x$  dovuto principalmente alla forza laterale di deriva o rollio.

I nuovi limiti forniti sono:

- $M_y = 400 Nm$ , può porre delle limitazioni alle massime  $F_{long}$  misurabili per pneumatici con raggio esterno elevato (come il caso preso in esame);
- $M_x = 1000 Nm$ .

### 3.1.4 Prestazioni della cella

A questo punto non ci si concentra più su una particolare configurazione del sistema di acquisizione, ma si vogliono invece analizzare le prestazioni del sensore alla ricerca delle condizioni di prova limite realizzabili rispettando i nuovi limiti forniti dal costruttore, al variare della posizione relativa della cella rispetto al punto di contatto. Le curve che ne escono sono delle funzioni in tre variabili, quindi mappe tridimensionali; per una migliore lettura dei risultati si decide di sostituire alla variabile  $a$  un parametro, si ottengono pertanto delle curve parametriche. Queste sono utili poiché forniscono le massime condizioni di prova realizzabili avendo dato in *input* i limiti del sensore. Nella tabella 3.4 vengono riassunti i dati di *input*, i valori del parametro delle curve ed in *output* le condizioni di funzionamento.

**Tabella 3.4:** Dati per la costruzione delle curve parametriche

Input (N/m)	Parametro (m)	Output
$M_x = 1000$	$a_1 = 0.100$	$y$ e $F_{ver}$
$M_y = 400$	$a_2 = 0.150$	$r$ e $F_{ver}$
	$a_3 = 0.200$	$R_w$ e $F_{long}$
	$a_4 = 0.250$	

Per capire meglio le curve parametriche, nella figura 3.6 si riportano insieme a queste anche le corrispondenti mappe tridimensionali, dove le variabili indipendenti sono gli *output* delle curve parametriche e la variabile dipendente è il parametro  $a$ . I valori di  $a$  e  $R_w$  sono direttamente collegati al tipo di pneumatico (e al relativo cerchione) che equipaggia il braccio strumentato, pertanto questi grafici forniscono importanti informazioni sulle massime sollecitazioni misurabili nel punto di contatto in funzione della ruota in esame.

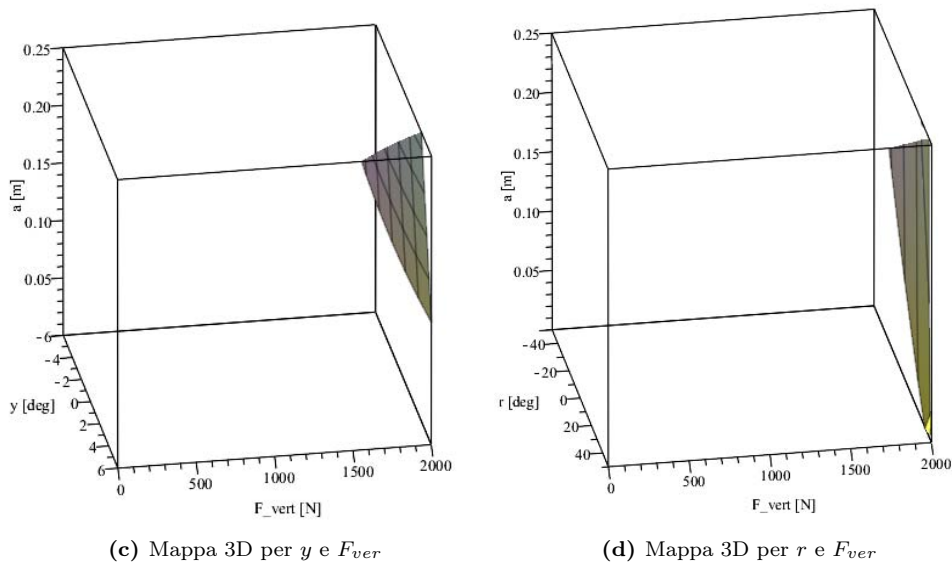
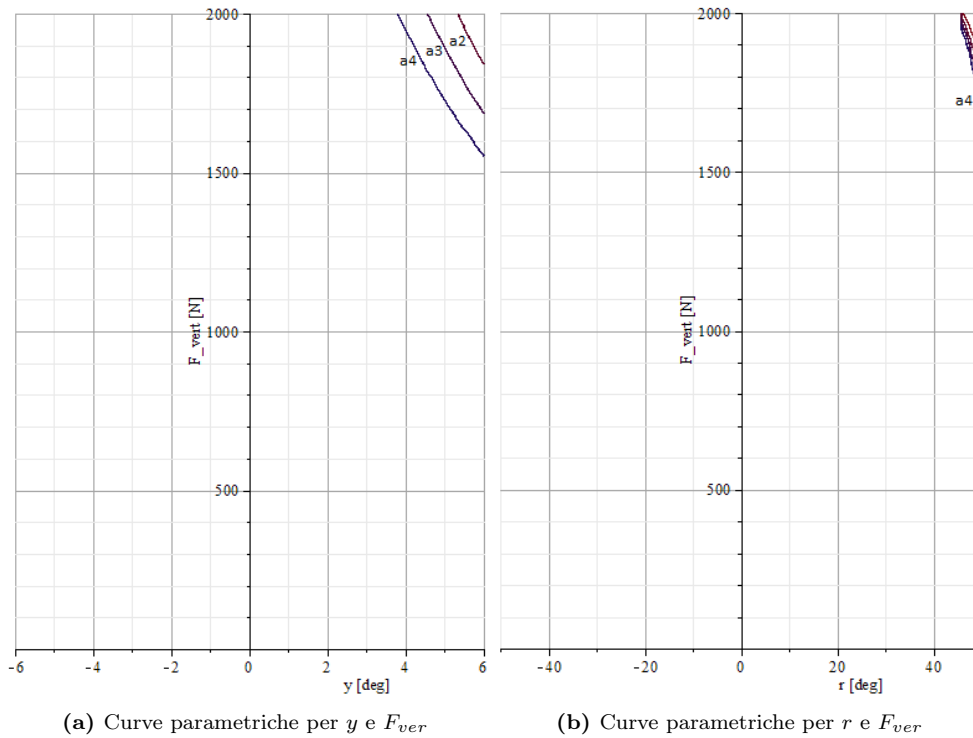


Figura 3.6: Prestazioni della cella al variare del parametro  $a$

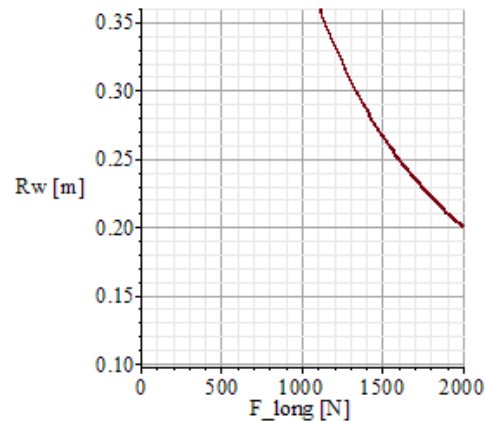


Figura 3.7: Prestazioni della cella al variare di  $R_w$

### 3.1.5 Configurazione finale del sistema

Come accennato precedentemente, bisogna prevedere la possibilità di montare ruote con cerchioni che possono differire in:

- tipologia di fissaggio, ovvero numero di fori sul cerchio e distanza di questi dal centro della ruota;
- larghezza del mozzo;
- simmetria o asimmetria.

Per il primo punto è sufficiente realizzare due/tre flange di adattamento, indicate con il colore viola in figura 3.3, sulle quali si possano fissare i cerchioni con i loro attacchi caratteristici.

Per quanto riguarda il secondo punto, invece, la situazione è più delicata poiché strettamente connessa con il parametro distanza  $a$  di cui si è parlato nella sezione 3.1.4. Infatti al variare della distanza  $a$  il piano di simmetria dello pneumatico non si troverebbe più in corrispondenza del raggio medio del disco rotante. Per rimediare a questo inconveniente sono possibili due strade diverse:

- tenere la cella fissa al monobraccio e dimensionare tutto il sistema di acquisizione sulla base del cerchione che massimizza la distanza  $a$ ; a questo punto quando si monta un cerchione diverso essa tenderebbe a diminuire, bisogna pertanto utilizzare dei distanziali che la riportino al valore di progetto;
- vincolare la cella al monobraccio mediante un vincolo prismatico; nel dimensionamento del sistema di acquisizione non si prende quindi in considerazione la larghezza dei cerchioni.

La configurazione scelta è quella con vincolo prismatico tra cella e monobraccio, non tanto perché con le ruote strette le massime sollecitazioni misurabili nel punto di contatto risultano maggiori, ma soprattutto perché così non si rende necessaria l'adozione di boccole distanziali per compensare i diversi ingombri assiali dei cerchioni.

## 3.2 Il monobraccio

Le funzioni del monobraccio sono fondamentalmente due:

- sostenere tutto il sistema di acquisizione a cui è attaccata la ruota, vincolandolo tramite un accoppiamento prismatico, per i motivi descritti in precedenza;
- realizzare il movimento di deriva dello pneumatico ed il movimento che consente di compensare i diversi raggi di rotolamento degli pneumatici.

L'idea di base per la realizzazione del componente si basa sull'utilizzo di un profilato standard di acciaio a sezione rettangolare o quadrata, alle cui due estremità vanno realizzati il vincolo prismatico ed il vincolo cilindrico.

Il vincolo prismatico viene realizzato semplicemente con un accoppiamento di forma tra il tubo in Ergal solidale al sistema di acquisizione ed un tubo di acciaio che viene saldato al profilo del monobraccio. Bisogna prevedere un sistema di bloccaggio di questo vincolo, in modo che durante il funzionamento della macchina, il sistema di acquisizione resti nella posizione originaria.

Il vincolo cilindrico si realizza invece tramite il fissaggio di un tubo di acciaio (saldato al profilo del monobraccio) e due chioccioline di una vite a ricircolo di sfere. Questa ha il duplice compito di lasciare liberi sia il grado di libertà di deriva che quello di traslazione del monobraccio, necessario per compensare i diversi raggi di rotolamento degli pneumatici. L'adozione di una vite a ricircolo di sfere comporta l'accoppiamento dei due gradi di libertà, pertanto l'applicazione di un certo angolo di deriva implica come effetto collaterale una traslazione verticale del monobraccio e quindi dello pneumatico; si rende necessario controllare dunque l'ordine di grandezza di questi spostamenti.

Si considera in un primo momento di utilizzare una vite a ricircolo di sfere con passo  $p = 5 \text{ mm}$ ; la variazione di spostamento verticale del monobraccio in seguito al passaggio da  $-6^\circ$  a  $6^\circ$  di deriva risulta:

$$\Delta_z = p \cdot \frac{+6 - (-6)}{360} = 0.16 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Si può concludere che, con questi valori, l'accoppiamento tra i due gradi di libertà non causa problemi al funzionamento della macchina. Nel dimensionamento e realizzazione del monobraccio, affrontati nel capitolo 4, è di fondamentale importanza raggiungere una elevata rigidità strutturale, al fine di:

- non influenzare eventuali misure dinamiche svolte con il braccio strumentato;
- minimizzare lo spostamento del punto di contatto tra pneumatico e disco rotante, in seguito alle deformazioni del componente.

## 3.3 I movimenti di deriva e compensazione

Come accennato precedentemente, il vincolo cilindrico permette sia l'applicazione dell'angolo di deriva allo pneumatico, che la compensazione della posizione della cella di carico necessaria in seguito ai differenti raggi di rotolamento delle ruote.

### 3.3.1 Compensazione

L'attuazione della compensazione del raggio dello pneumatico viene effettuata manualmente attraverso una manovella che agisce direttamente sulla vite a ricircolo; questa soluzione si rende apprezzabile poiché non comporta l'acquisto di un motore dedicato. L'azionamento manuale si rende possibile poiché le coppie da applicare sono trascurabili, dovendo solamente vincere la forza peso del monobraccio e del sistema di acquisizione durante la corsa di salita.

La scelta di una vite a ricircolo irreversibile, ovvero con rendimento del moto retrogrado minore del 50%, si rende necessaria al fine di evitare che questa venga fatta ruotare:

- dal peso proprio complessivo del monobraccio, del sistema di acquisizione e della ruota, quando questa non sia in contatto con la pista;
- dal carico verticale applicato allo pneumatico, quando questo sia in contatto con la pista.

In poche parole si vuole che la vite a ricircolo sia comandata solamente attraverso l'attuazione manuale e non da azioni esterne. Si prevede comunque, in favore di sicurezza, un sistema di bloccaggio della manovella quando lo pneumatico viene appoggiato sulla pista, per evitare movimenti indesiderati della vite durante il funzionamento della macchina.

### 3.3.2 Deriva

Il movimento di deriva viene realizzato per mezzo di un attuatore lineare posto tra il braccio rollante ed il monobraccio, ad una certa distanza dall'asse di deriva dello pneumatico; la scelta di questo tipo di azionamento è apprezzabile sia per la semplicità sia per i ridotti costi da sostenere. A causa della configurazione del sistema, si è già visto che il monobraccio è libero di traslare verticalmente rispetto al braccio rollante; questo comporta che l'inclinazione dell'attuatore di deriva è differente a seconda dello pneumatico montato.

Per questo motivo il collegamento dell'attuatore ai due elementi deve avvenire per mezzo di due *uniball*, per non inserire alcuna iperstaticità nel sistema di vincoli dell'attuatore.

Nel capitolo 4 viene illustrato il procedimento che ha portato alla definizione delle caratteristiche per la scelta dell'attuatore.

## 3.4 Il braccio rollante

Le funzioni del braccio rollante sono:

- sostenere il monobraccio realizzando il vincolo cilindrico che permette i movimenti di deriva e compensazione descritti in precedenza;
- realizzare il movimento di rollio dello pneumatico.

Nello svolgere questi compiti, valgono anche per il braccio rollante le stesse considerazioni svolte per il monobraccio, ovvero uno dei parametri più importanti da tenere sotto controllo è la rigidità del componente da progettare.

A differenza del monobraccio, in questo caso si deve tuttavia tenere sotto controllo anche un altro parametro, l'ingombro della sezione braccio. Infatti, a seguito dei grandi valori dell'angolo di rollio definiti nelle prestazioni della macchina ( $-50^\circ \div 50^\circ$ ), le dimensioni del braccio rollante non possono essere eccessive per scongiurare eventuali interferenze con il disco rotante quando l'angolo di rollio è elevato.

Per la realizzazione di questo componente si sono studiate due diverse alternative che verranno discusse ed analizzate in questo contesto; la migliore tra queste sarà poi sviluppata e descritta nel capitolo 4. Per rendere più agevole lo studio delle alternative, esse vengono studiate nella configurazione a singolo braccio rollante (braccio a sbalzo); i risultati sono poi applicabili anche alla configurazione a capriata.

Per confrontare tra di loro le soluzioni, si è deciso di prendere come metro di misura un parametro facilmente misurabile nelle analisi FEM, che si è chiamato *deformazione specifica* ( $D_{spec}$ ):

$$D_{spec} = d_C \cdot M \quad (3.3)$$

dove:

- $d_C$  è il modulo dello spostamento del punto di contatto tra pneumatico e pista in seguito all'applicazione delle forze di contatto;
- $M$  è la massa del braccio rollante.

Questo parametro è di facile interpretazione, e quanto più risulta piccolo tanto più la soluzione analizzata è buona. Infatti, confrontando due soluzioni caratterizzate da valori diversi del parametro, un valore minore della deformazione specifica indica che, a parità di peso della struttura, lo spostamento del punto di contatto è minore. Analogamente, a parità di spostamento del punto di contatto, indica che la struttura può essere più leggera.

### 3.4.1 Braccio reticolare

La prima soluzione consiste nel realizzare una struttura reticolare mediante la tecnologia taglio-piega al laser di tubi a sezione circolare o quadrata.

Prima ancora di andare ad analizzare nello specifico i risultati di un'analisi FEM, si possono già individuare degli aspetti negativi connessi a questa soluzione:

- per dotare la struttura di una certa rigidità, sarà necessaria la presenza di giunzioni formate da tre o più tubi insieme, con relativo aumento delle complicazioni;
- la sezione massima di ingombro del braccio reticolare, a parità di rigidità, dovrà essere sicuramente maggiore della soluzione con braccio profilato; questo può tradursi in problemi di interferenza tra il braccio ed il disco rotante, ad angoli di rollio elevati.

Nella figura 3.8 si mostra una delle possibili realizzazioni della struttura reticolare, con tubi a sezione circolare di diametro esterno  $d_e = 30 \text{ mm}$  e spessore  $s = 2.55 \text{ mm}$ . Per svolgere l'analisi FEM di questo componente, si definiscono i vincoli e carichi:

- sulla superficie laterale dei tubi che si innestano sul vincolo di rollio vengono applicati degli incastri; questo equivale a considerare tali tubi infinitamente rigidi, assunzione ragionevolmente realizzabile saldando in modo appropriato i vari membri, con eventuali fazzoletti di rinforzo;

- le sollecitazioni di carico verticale ( $F_{vert} = 2000 N$ ) e forza laterale ( $F_{lat} = 2300 N$ ) vengono applicate nel punto di contatto tra pneumatico e disco, e quindi trasmesse alla struttura mediante un corpo rigido virtuale; questa schematizzazione equivale a considerare quello che si trova tra il braccio ed il terreno (vite a ricircolo, monobraccio, mozzo ruota, pneumatico) infinitamente rigido.

Con queste semplificazioni si riesce ad ottenere in modo immediato il valore dello spostamento del punto di contatto tra pneumatico e disco rotante, che, conoscendo il valore del peso della struttura, ci fornisce il parametro di confronto con la soluzione alternativa. Il peso totale della struttura è  $M = 59 kg$ , il modulo dello spostamento del punto di contatto  $d_C = 2.65 mm$ , da cui il parametro deformazione specifica:

$$D_{spec} = 2.65 mm \cdot 59 kg = 156.35 kgmm \quad (3.4)$$

### 3.4.2 Braccio profilato

L'alternativa al braccio reticolare è l'utilizzo di un profilato unico di acciaio a sezione quadrata, di lato  $l = 150 mm$  e spessore  $s = 4 mm$ .

Nella figura 3.9 viene mostrata questa soluzione alternativa; la scelta dei vincoli e carichi deve essere il più possibile assimilabile al caso precedente, affinché le due soluzioni siano confrontabili:

- sul contorno del profilo che si innesta sul vincolo di rollio vengono applicati degli incastri;
- l'applicazione delle sollecitazioni viene mantenuta uguale al caso precedente, sia dal punto di vista numerico, sia per quanto riguarda la schematizzazione dell'assieme formato da vite a ricircolo, monobraccio, mozzo ruota e pneumatico con un unico corpo rigido.

Analogamente a quanto svolto precedentemente, si calcola il peso della struttura, lo spostamento del punto di contatto dello pneumatico mediante analisi FEM, ed infine il parametro deformazione specifica. Il peso totale del braccio profilato, comprendente il vincolo di rollio ed i supporti per la vite a ricircolo, è  $M = 58.3 kg$ , il modulo dello spostamento del punto di contatto è  $d_C = 2.24 mm$ , pertanto:

$$D_{spec} = 2.24 mm \cdot 58.3 kg = 130.6 kgmm \quad (3.5)$$

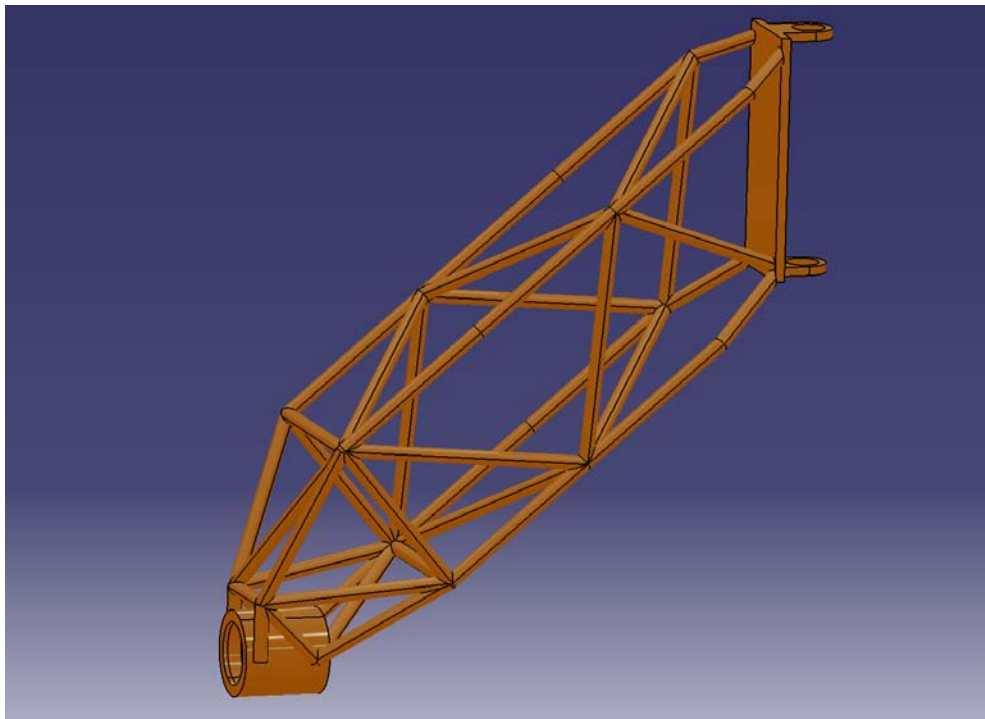
Sebbene i valori numerici siano da considerare con un occhio critico in seguito alle schematizzazioni fatte, sono comunque utili per confrontare tra di loro le due soluzioni proposte. Nella tabella 3.5 vengono confrontate le due soluzioni dal punto di vista della rigidità (con il parametro deformazione specifica), della complessità realizzativa, e dell'ingombro della sezione del braccio.

Si decide pertanto di utilizzare la soluzione con braccio profilato, che verrà esaminata più dettagliatamente nel capitolo 4.

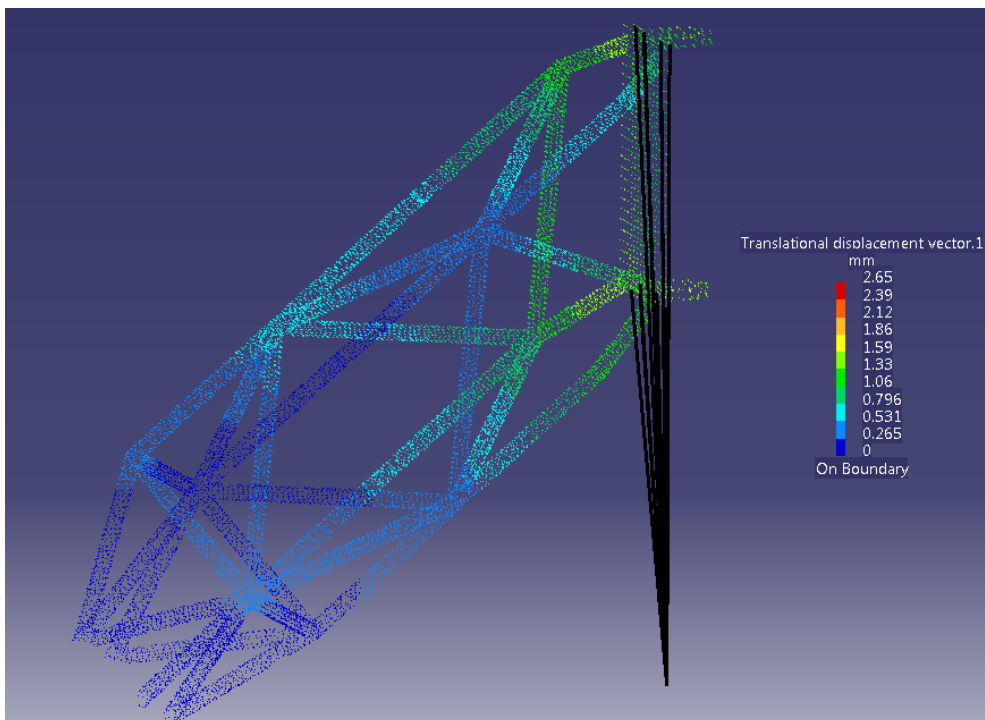
## 3.5 Il movimento di rollio

Tale movimento ha lo scopo di imprimere allo pneumatico un determinato angolo di rollio, all'interno del range indicato nelle prestazioni della macchina. Per realizzarlo



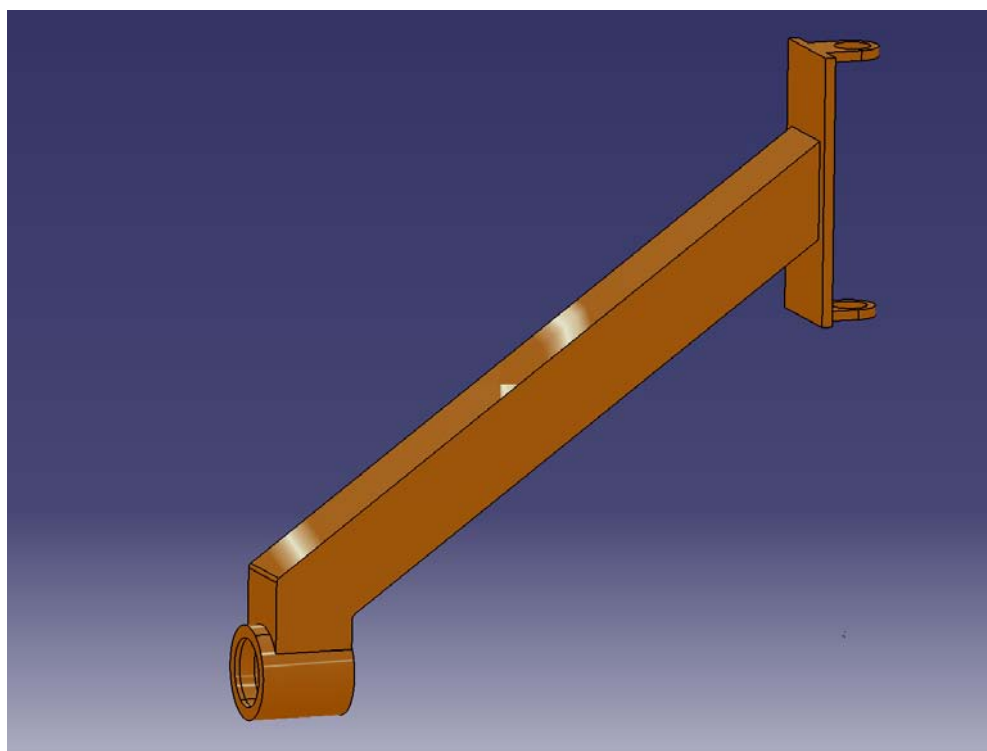


(a) Modello CAD

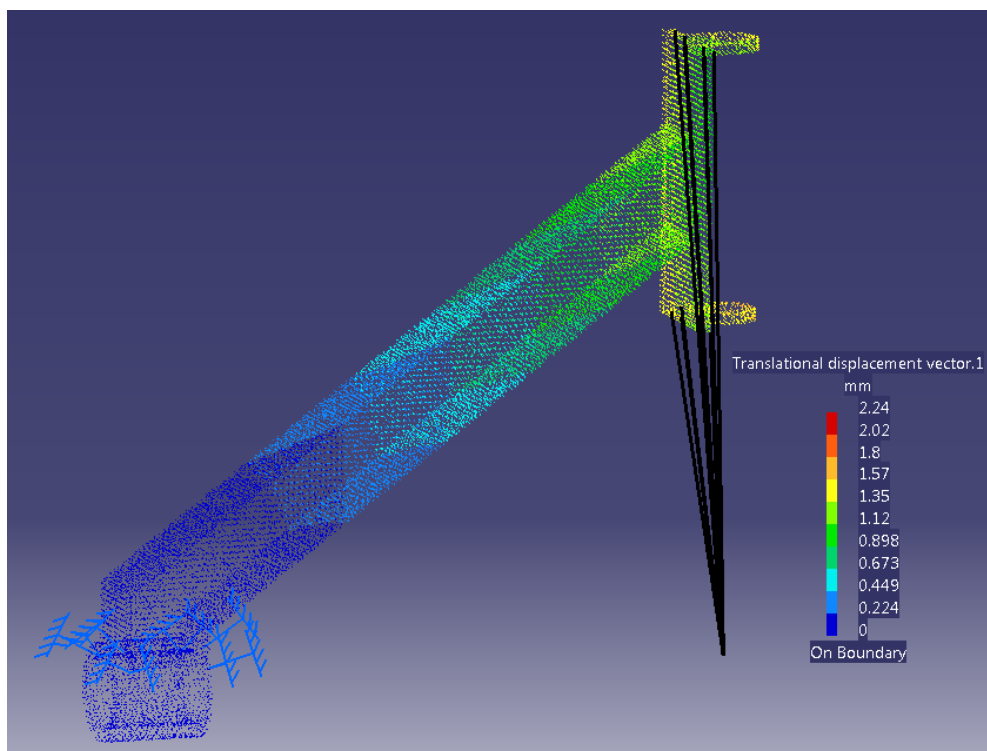


(b) Analisi FEM

**Figura 3.8:** Realizzazione del modello solido del braccio rollante nella configurazione reticolare, ed analisi FEM per il controllo della rigidità



(a) Modello CAD



(b) Analisi FEM

**Figura 3.9:** Realizzazione del modello solido del braccio rollante nella configurazione profilato, ed analisi FEM per il controllo della rigidità

**Tabella 3.5:** Confronto delle soluzioni alternative per la realizzazione del braccio rollante

Caratteristica	Braccio reticolare	Braccio profilato
Deformazione specifica (kgmm)	156.35	130.6
Semplicità realizzativa	no	si
Larghezza sezione (mm)	400	150

si necessita innanzitutto di un vincolo opportuno che lasci libero il grado di libertà di rollio, e quindi di un sistema di azionamento adatto all'applicazione.

Il sistema di azionamento che si prevede per l'attuazione del movimento di rollio è formato da un servomotore brushless accoppiato ad un riduttore a vite senza fine combinato.

### 3.5.1 Giunto rotoidale ad 1 gdl

La prima soluzione presa in considerazione per la realizzazione del vincolo di rollio consiste nella realizzazione di un giunto rotoidale semplice ad un grado di libertà.

Questa configurazione risulta indispensabile con la soluzione a braccio rollante a sbalzo, poiché altrimenti la struttura risulterebbe labile. Le problematiche connesse con questa realizzazione sono dovute principalmente al dimensionamento del giunto.

Infatti, a causa dell'elevato braccio di applicazione delle forze di interazione tra pneumatico e pista, il momento flettente che si scarica sul giunto è notevole. Il giunto deve pertanto essere massiccio, realizzato con tubi di acciaio ad alto spessore accoppiati mediante grandi cuscinetti a rulli obliqui, che sono costosi.

Bisogna inoltre fare i conti con lo schema cinematico che si desidera adottare, poiché se questa soluzione è indispensabile con il singolo braccio rollante a sbalzo, diventa problematica con il braccio rollante a capriata. Infatti, oltre a dover realizzare due giunti rotoidali con conseguente raddoppio dei costi, il sistema di vincoli risulta iperstatico come già spiegato nella fase di progettazione preliminare.

### 3.5.2 Giunto di cardano a 3 gdl

Si cerca a questo punto di trovare un giunto che, mantenendo sempre il grado di libertà di rollio, possa essere applicato alla soluzione con braccio rollante a capriata senza renderla iperstatica.

Il giunto che permette ciò deve lasciare libere tutte le rotazioni attorno a tre assi, si tratta perciò di un giunto sferico o di un giunto di cardano. La scelta ricade sul giunto di cardano perché permette di trasmettere il movimento di rollio dal motoriduttore al braccio rollante.

L'applicazione non convenzionale di questi due giunti di cardano (uno per parte), rende i prodotti in commercio non adatti ad essere utilizzati, quindi è necessaria una progettazione *ad hoc* di questi. Infatti l'utilizzo prevalente dei giunti commerciali prevede la trasmissione di coppia e potenza tra due assi non allineati, a velocità di rotazione sostenute. Al contrario, la funzione del giunto nel nuovo braccio strumentato consiste nel trasmettere un moto rotatorio attorno ad un asse fisso, che è quello di rollio, lasciando tuttavia libere anche le rotazioni attorno agli altri due assi di una terna di riferimento. Nel fare questo il giunto è sottoposto ad elevate coppie torcenti

dovute al peso proprio della struttura rollante e l'angolo tra i due assi del cardano è più elevato di quelli caratteristici dei giunti commerciali, che nella configurazione singola vengono limitati a  $15^\circ$  per mantenere l'omocineticità del giunto.

Per tutti questi motivi risulta necessaria una progettazione dedicata, che viene affrontata nel capitolo 4.

## 3.6 Il braccio traslante

Questo componente ha il compito di permettere la traslazione verticale rigida di tutta la struttura, formata dai componenti presentati fino ad ora, rispetto al telaio che è fissato al suolo, per due motivi principali:

- l'applicazione del carico verticale;
- la regolazione della posizione dell'asse di rollio, necessaria a causa dei diversi raggi dei toroidi degli pneumatici.

Sono state analizzate due soluzioni alternative per la realizzazione del pezzo.

### 3.6.1 Vincolo prismatico con elementi volventi

La prima consiste nel realizzare il vincolo prismatico per mezzo dell'accoppiamento di due profili quadrati in acciaio, uno dei quali funge da telaio quindi è fissato al terreno, mentre l'altro deve essere libero di scorrere sul primo. Tra i due profili vanno interposti degli elementi volventi che rendano agevole il movimento relativo, ad esempio:

- cuscinetti;
- gabbie a rullini, sono quelle utilizzate nelle guide lineari.

Entrambe queste opzioni sono difficili da realizzare poiché gli elementi volventi vanno precaricati per annullare i giochi; inoltre è problematico assicurare al giunto un'adeguata rigidità. Infatti il contatto tra gli elementi volventi ed il profilo interno avviene su una linea, pertanto agiscono elevate pressioni di contatto che possono causare deformazioni locali di questi o del profilo.

### 3.6.2 Vincolo prismatico con elementi striscianti

L'alternativa consiste nel realizzare l'accoppiamento prismatico mediante degli elementi striscianti a basso coefficiente di attrito, che possono essere ad esempio delle boccole cilindriche in teflon o bronzo.

Questa configurazione risolve i problemi riscontrati nella prima, infatti risulta più facile precaricare le boccole ed il contatto tra il telaio e gli elementi striscianti avviene su di una superficie cilindrica, pertanto le pressioni di contatto sono minori del caso precedente.

Nel capitolo 4 si descrive in modo più approfondito la realizzazione del vincolo prismatico con questa soluzione.

### 3.7 Modi di vibrare

Dopo aver definito in via preliminare tutti i componenti del braccio, si può stimarne il peso complessivo, per poter analizzare in prima approssimazione le frequenze proprie dei principali modi di vibrare della struttura nel suo complesso. Per quel che riguarda gli elementi progettati, si ottiene una stima del peso applicando il materiale corrispondente all'interno del modello CAD; per gli elementi da acquistare si ricava il peso dai rispettivi cataloghi, oppure si cerca di stimare un valore che si ritiene verosimile. Nella tabella 3.6 si riportano i valori stimati per le masse dei singoli componenti:

**Tabella 3.6:** Stima delle masse degli elementi che compongono l'assieme

Componente	Massa [kg]
Braccio rollante a capriata	70
Monobraccio	27
Giunto di cardano	11
Braccio traslante	48
Riduttore sul rollo	33
Motore sul rollo	9
Compensazione raggio ruota	4
Cella di carico + mozzo ruota	10
Pneumatico + cerchione	15

Il peso totale della struttura così stimato risulta  $286\text{ kg}$ ; da questo primo dato, tenendo presente le prestazioni del braccio, si capisce già che il compito del sistema di carico è generare una forza verticale opposta in verso alla forza peso della struttura, per diminuire il carico verticale agente sullo pneumatico a causa di quest'ultima, che eccede i limiti fissati in precedenza. Si passa ora ad uno schema semplificato della struttura che consenta di calcolare semplicemente in modo analitico i principali modi di vibrare della struttura. Lo schema viene illustrato nella figura 3.10, dove si riconoscono il braccio a capriata ed il monobraccio che formano un unico corpo rigido, vincolato al terreno mediante tre molle in parallelo, due delle quali rappresentano il sistema di applicazione del carico e l'ultima rappresenta la rigidità dello pneumatico. Il meccanismo risulta semplice e caratterizzato da due gradi di libertà nel piano:

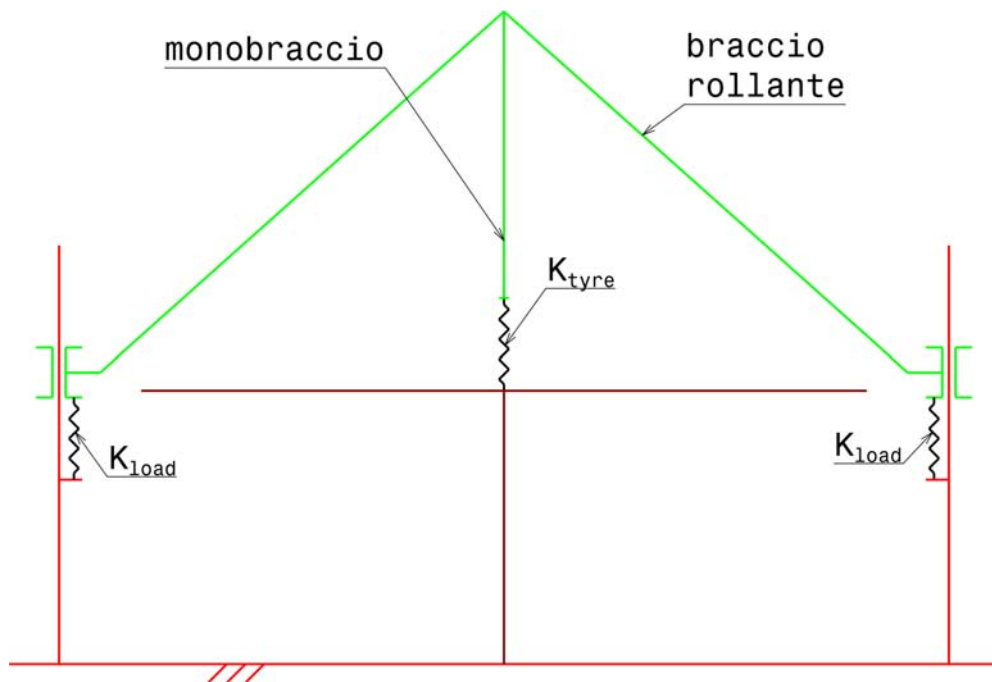
- la traslazione verticale  $z$  del corpo, con tutte le molle che sono in fase;
- la rotazione rigida  $\theta$  del corpo attorno al punto di contatto dello pneumatico, con le molle esterne in controfase e quella centrale indeformata,

ai quali corrispondono due modi di vibrare, che vengono chiamati rispettivamente:

- *bounce*;
- *pitch*,

per l'analogia che si riscontra con i modi di vibrare dei motocicli.

Per calcolare le frequenze proprie dei modi di vibrare è necessario stimare i valori delle rigidità, che per lo pneumatico è circa  $K_{tyre} = 100\,000\text{ N/m}$ , mentre per il sistema di carico  $K_{load}$  è una scelta di progetto. Si preferisce avere una bassa rigidità



**Figura 3.10:** Schema semplificato del braccio per il calcolo delle vibrazioni

in modo che le oscillazioni della struttura durante il funzionamento non influenzino in maniera sostanziale il carico applicato sullo pneumatico; vengono analizzati tre casi differenti al variare della  $K_{load}$ .

**Tabella 3.7:** Rigidezza del sistema di carico

Caso	$K_{load}$ [N/m]
Caso 1	10 000
Caso 2	1000
Caso 3	100

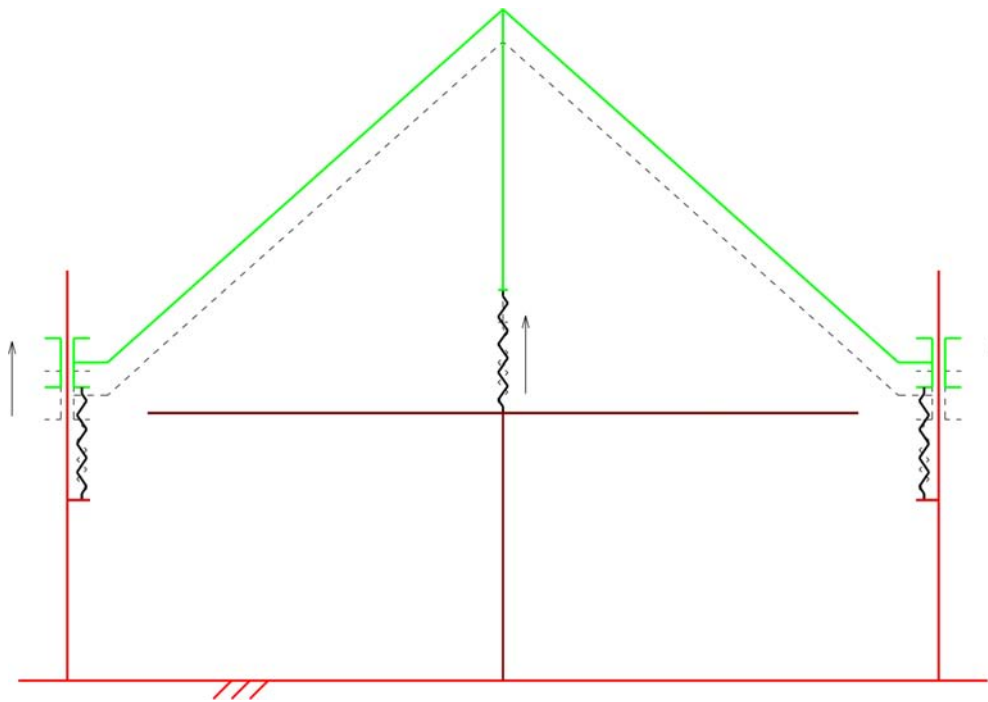
### 3.7.1 Bounce

Come si vede dalla figura 3.11, il modo di bounce è una vibrazione collegata ad uno spostamento rigido verticale del sistema, con tutte e tre le molle in parallelo che si muovono in fase. Le formule per calcolare la frequenza propria di questo modo di vibrare sono:

$$\omega = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_{tot}}}, \quad (3.6)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi}, \quad (3.7)$$

dove:



**Figura 3.11:** Modo di vibrare di *bounce*

- $K_{eq} = K_{tyre} + 2K_{load}$
- $M_{tot} = 286 \text{ kg}$ .

Le frequenze proprie di *bounce* nei tre casi vengono riassunte nella tabella 3.8.

**Tabella 3.8:** Frequenze proprie del modo di *bounce*

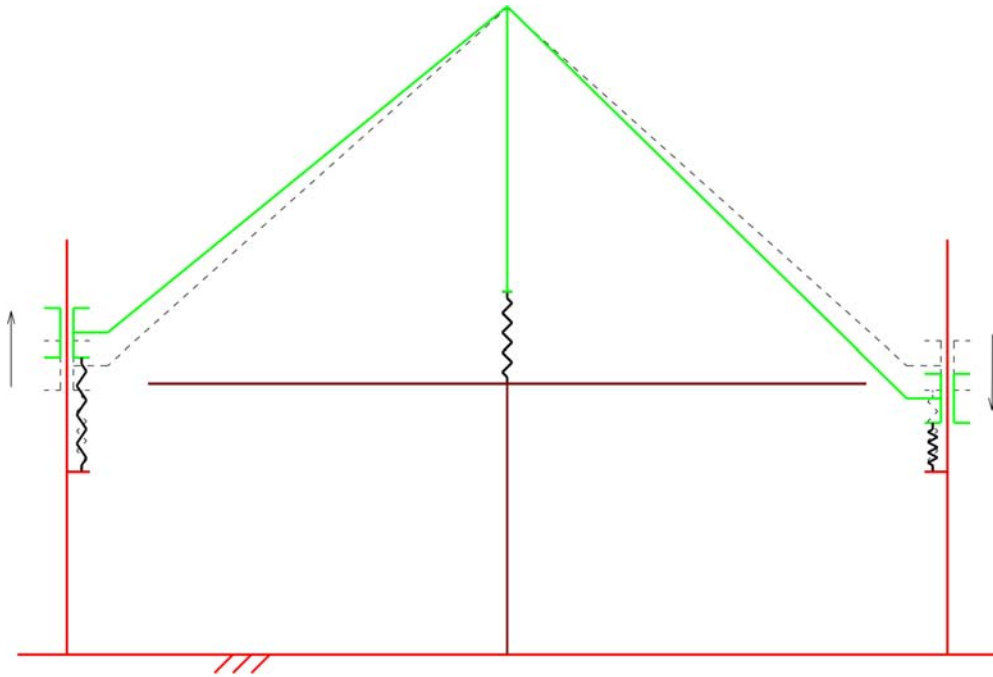
Caso	$f_{bounce}$ [Hz]
Caso 1	3,26
Caso 2	3
Caso 3	2,98

Come si vede, ad una grande variazione della  $K_{load}$  non corrisponde una altrettanto grande variazione della frequenza propria di *bounce*. Ciò è dovuto al fatto che la rigidità dello pneumatico resta sempre di almeno un ordine di grandezza maggiore della  $K_{load}$ ; si può pertanto scrivere:

$$K_{eq} \approx K_{tyre}. \quad (3.8)$$

### 3.7.2 Pitch

Nella figura 3.12 si mostra il modo di vibrare di *pitch*; esso è collegato ad una rotazione rigida del sistema attorno al punto di contatto tra pneumatico e pista. Le



**Figura 3.12:** Modo di vibrare di *pitch*

molle esterne si muovono in contropase, mentre la molla centrale risulta indeformata. Considerando la simmetria del sistema, le formule per calcolare le frequenze proprie di questo modo di vibrare sono:

$$\omega = \sqrt{\frac{K_{load}a^2 + K_{load}a^2}{I_{yC}}}, \quad (3.9)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi}, \quad (3.10)$$

dove:

- $a$  è la distanza tra le molle  $K_{load}$  ed il punto di contatto  $C$  attorno a cui ruota la struttura;
- $I_{yC}$  è il momento d'inerzia della struttura rispetto all'asse  $y$  passante per il punto di contatto  $C$ .

Il momento d'inerzia  $I_{yC}$  si misura direttamente dal modello CAD del braccio, tenendo conto degli elementi principali che partecipano al modo di vibrare, ovvero il braccio rollante a capriata ed il monobraccio. Si trascura il momento d'inerzia della ruota e del sistema di acquisizione, poiché dipendono dal raggio dello pneumatico ed hanno comunque un'influenza trascurabile.

I dati da inserire per calcolare la frequenza propria di *pitch* sono pertanto:

- $a = 1.117 \text{ m}$
- $I_{yC} = 95 \text{ kgm}^2$



**Tabella 3.9:** Frequenze proprie del modo di *pitch*

Caso	$f_{pitch}$ [Hz]
Caso 1	2,58
Caso 2	0,82
Caso 3	0,26

Le frequenze proprie di *pitch* vengono riassunte nella tabella 3.9.

Questo studio preliminare sui modi di vibrare, sebbene i dati forniti siano da prendere con cautela a seguito delle numerose approssimazioni fatte, consente di fare alcune importanti considerazioni:

- le frequenze di *bounce* sono determinate prevalentemente dalla rigidità dello pneumatico;
- i bassi valori delle frequenze di *bounce* indicano che le oscillazioni prodotte dalla non perfetta planarità della pista circolare, durante il funzionamento della macchina, possono mandare in risonanza la struttura;
- le frequenze di *pitch* dipendono dalla rigidità del sistema di applicazione del carico, e si vede che con il più piccolo valore di rigidità la frequenza associata è sufficientemente bassa da non introdurre problemi di risonanza durante il funzionamento.

Pertanto si decide di progettare un sistema di carico che abbia rigidità pari a  $K_3$ , e prevedere comunque anche degli smorzatori di vibrazioni per evitare i problemi di risonanza del modo di vibrare di *bounce*.

### 3.8 L'applicazione del carico

Il carico verticale sullo pneumatico viene fornito mediante l'applicazione di una forza sui due bracci traslanti, in questo modo, anche quando la struttura è rollata, la forza resta sempre in direzione perpendicolare al terreno. Deve essere prevista la possibilità di disaccoppiare le due forze quindi regolarle indipendentemente, poiché, per la presenza del motoriduttore, il braccio non è perfettamente simmetrico ed in assenza di forze esterne la forza peso crea uno sbilanciamento verso la parte più pesante. La regolazione indipendente delle forze esterne applicate rende possibile la compensazione di questo sbilanciamento, che altrimenti potrebbe causare dei problemi di impuntamento nel movimento di traslazione verticale. Dalla stima preliminare delle masse dei componenti del sistema, si era ricavato che la massa complessiva degli elementi mobili è circa 286 kg, pertanto la forza verticale dovuta al peso proprio della struttura è:

$$F_{vert} = M_{tot} \cdot g = 286 \cdot 9.81 = 2800 \text{ N} \quad (3.11)$$

che è maggiore del massimo carico verticale previsto dalle prestazioni della macchina (2000 N).

Il sistema di carico è pertanto a singolo effetto, ovvero agisce sempre nella stessa direzione, che è quella opposta alla forza peso, in modo da ridurre il carico sullo

pneumatico per raggiungere di volta in volta il valore fissato per la prova corrente. Nel dimensionamento si usa come massima forza sviluppabile dal sistema di carico il valore  $2800\text{ N}$  ricavato prima, poiché deve essere in grado di tenere sollevata tutta la struttura mobile quando lo pneumatico non è in contatto con il terreno, come nelle operazioni di montaggio e smontaggio di una ruota.

Si analizzano ora le varie soluzioni possibili per la realizzazione di un sistema di carico con le caratteristiche appena citate.

### 3.8.1 Sistema a molle

In questa configurazione si prevede di applicare una molla su ognuno dei due bracci traslanti e regolare la forza verticale esercitata da esse mediante la variazione del precarico. Questa soluzione è apprezzabile poiché permette una regolazione precisa del carico, tuttavia è caratterizzata da alcune problematiche:

- è necessario un doppio sistema di regolazione del precarico, uno che agisca su entrambe le molle ed un altro che agisca direttamente su queste in maniera indipendente;
- nel decidere la rigidità delle molle bisogna tenere presente un paio di concetti:
  - più la molla è soffice, maggiore è la deformazione statica necessaria a raggiungere il precarico voluto;
  - più la molla è rigida, maggiore è la variazione del carico in seguito alle deformazioni della molla che si possono verificare durante un test.

Per spiegare l'ultimo punto bisogna far riferimento alla forma reale della sezione di uno pneumatico. Infatti, se nello stato indeformato questa può essere approssimata con un toroide caratterizzato da un preciso valore del raggio  $r_T$ , questo non è più possibile quando lo pneumatico è deformato in seguito al carico verticale. Per questo motivo quando lo pneumatico deformato ruota attorno all'asse di rollio della macchina, si verificano degli spostamenti verticali che possono variare in modo significativo la forza esercitata dalle molle.

Gli spostamenti verticali possono essere stimati approssimandoli con la deformazione statica dello pneumatico a seguito dell'applicazione del carico verticale, pertanto:

$$\Delta_{vert} = \frac{F_{vert}}{K_{tyre}} = \frac{2000}{100\,000} = 0.02\text{ m} \quad (3.12)$$

A questo punto resta da dimensionare la rigidità delle molle in modo che la deformazione statica e la variazione della forza in seguito allo spostamento verticale stimato in precedenza non siano eccessivamente elevate. La massima deformazione statica della molla si verifica quando non vi è contatto tra pneumatico e terreno, quindi il peso della struttura si scarica tutto sulle molle.

In prima approssimazione consideriamo il sistema simmetrico, pertanto su ogni molla agiscono:

$$F_{molla} = \frac{2800}{2} = 1400\text{ N} \quad (3.13)$$

Ipotizzando una rigidità dell'ordine di  $K_{molla} = 10\,000\text{ N/m}$ , la massima deformazione risulta:

$$\Delta x_{max} = \frac{1400}{10\,000} = 0.14\,m \quad (3.14)$$

che risulta un valore ragionevole.

A questo punto bisogna controllare la variazione della forza dovuta allo spostamento verticale:

$$\Delta N_{molla} = K_{molla} \cdot \Delta_{vert} = 10\,000 \cdot 0.02 = 200\,N \quad (3.15)$$

La variazione su ognuna delle due molle risulta quindi il 10% del carico di progetto, che sommandosi danno luogo ad una variazione complessiva del 20%, che è un valore troppo elevato per il grado di accuratezza richiesto alla macchina, pertanto sarebbe necessario di volta in volta aggiustare manualmente il precarico delle molle per ottenere il valore desiderato sullo pneumatico.

### 3.8.2 Sistema a pesi

Una soluzione alternativa consiste nella costruzione di un sistema con carrucole e fili ai quali sono applicati delle masse, simile alla configurazione adottata negli attrezzi da palestra.

I vantaggi di questo sistema sono:

- non vengono introdotti elementi deformabili, pertanto anche a seguito dello spostamento verticale  $\Delta_{vert}$  non si verificano variazioni del carico sullo pneumatico;
- la regolazione manuale del carico è semplice, poiché è sufficiente caricare o scaricare le masse necessarie al raggiungimento del valore desiderato.

Il principale difetto di questo sistema è la mancanza di flessibilità.

### 3.8.3 Sistema pneumatico

Questo sistema prevede di utilizzare una derivazione della rete di aria compressa per azionare due cilindri pneumatici. Il controllo della forza esercitata dai cilindri può essere effettuato in modo automatico attraverso la regolazione dell'apertura e chiusura delle valvole di ingresso e sfiato. La soluzione si presenta di facile realizzazione, ed ha il pregio di poter decidere la rigidità equivalente dei cilindri attraverso il dimensionamento del serbatoio a cui sono collegati.

In questo modo è possibile realizzare delle rigidità equivalenti sufficientemente basse, tali da garantire una variazione della forza (dovuta allo spostamento verticale) minore rispetto alla soluzione con le molle, senza tuttavia avere i problemi caratteristici delle molle soffici, ovvero deformazioni statiche eccessive.

Si decide pertanto di utilizzare tale configurazione e si rimanda al prossimo capitolo per il dimensionamento del sistema.



## Capitolo 4

# Progettazione di dettaglio

A questo punto del progetto, sono già stati definiti in linea di massima tutti i componenti necessari e sufficienti al corretto funzionamento del braccio porta ruota. Nelle prossime pagine viene descritta la fase di progettazione dettagliata, nella quale si sono:

- definiti i componenti da acquistare;
- realizzati i modelli 3D e le analisi FEM per i componenti da costruire/far costruire.

### 4.1 Il sistema di acquisizione

Prima di passare alla realizzazione del modello 3D del mozzo ruota, si devono scegliere i componenti che è necessario acquistare per la realizzazione di questo. Nelle tabelle 4.1 e 4.2, si riassumono brevemente i componenti da acquistare e quelli da realizzare, con le loro rispettive funzioni.

**Tabella 4.1:** Componenti da acquistare e relative funzioni

Componente	Funzione
Pinze freno Brembo	applicare il momento frenante
Disco freno Brembo	applicare il momento frenante
Cuscinetti radiali a rulli obliqui	trasmettere forze e momenti flettenti tra le due parti del mozzo
Molla/e a tazza	applicare il precarico ai cuscinetti a rulli obliqui
Cuscinetto radiale a sfere	vincolare l'albero di centraggio del cerchione alla parte interna del mozzo
Viteria	assemblare i componenti

Il predimensionamento porta alla scelta dei seguenti cuscinetti:

- 32014  $X/Q$  per l'accoppiamento tra mozzo interno ed esterno;
- 61808 per l'accoppiamento tra l'albero di centraggio ed il mozzo interno.

**Tabella 4.2:** Componenti da realizzare e relative funzioni

Componente	Funzione
Flangia fissaggio pinze freno	trasmettere il momento frenante alla cella di carico
Statore mozzo	solidale con la cella, le trasmette forze e momenti flettenti
Rotore mozzo	solidale con la ruota, porta il disco freno e trasmette forze e momenti flettenti al mozzo interno
Albero centraggio	facilita il centraggio del cerchione
Flangia cerchione	adatta gli attacchi standard dei cerchioni agli attacchi del mozzo esterno

I due cuscinetti 32014X/Q vengono disposti secondo la configurazione ad O, anche chiamata *back-to-back*, che li rende più rigidi ai momenti flettenti. Per annullare i giochi ed evitare lo smontaggio delle piste, questi cuscinetti devono essere precaricati in modo che la forza assiale risultante non si annulli mai. Il valore del precarico viene quindi posto uguale alla massima forza laterale  $F_{lat} = 2000 N$ .

Per applicare il precarico si utilizzano una o più molle a tazza compresse tra una flangia fissata al mozzo interno e la pista interna del cuscinetto. Date le dimensioni dei cuscinetti, si sceglie una molla a tazza reggispira Christian Bauer 99 X 70.5 X 1, che può esercitare una massima forza di 333 N. Pertanto risulta necessario impilare insieme più molle di questo tipo realizzando quindi una configurazione in parallelo, dove la forza caratteristica di una delle molle viene moltiplicata per il numero di molle.

Il minimo numero di molle che è necessario adoperare è pertanto:

$$n_{molle} = \frac{Precarico}{F_{molla}} = 7 \quad (4.1)$$

Nella tabella 4.3 vengono riassunti tutti i componenti da acquistare, indicando quali sono eventualmente già presenti a magazzino.

**Tabella 4.3:** Scelta dei componenti da acquistare

Componente	n. pezzi	Designazione
Pinze freno Brembo	2	P4 30/34, interasse 65 mm, a magazzino
Disco freno Brembo	1	forato, $\phi_e = 300 mm$ , a magazzino
Cuscinetti radiali a rulli obliqui	2	SKF 32014 X/Q
Molla/e a tazza	7	99 X 70.5 X 1
Cuscinetto radiale a sfere	1	SKF 61808
Viteria		assortita

Definiti questi, si può passare alla progettazione dei componenti da realizzare presso il Laboratorio del Dipartimento di Fisica; sono tutti realizzati in Ergal, pertanto i collegamenti dovranno essere bullonati e non saldati.

#### 4.1.1 Vincolo prismatico col monobraccio

Come accennato nella progettazione funzionale, risulta conveniente vincolare la cella al monobraccio per mezzo di un giunto prismatico.

Per ottenere questo sono necessari i seguenti pezzi, realizzati in Ergal:

- una flangia fissata alla cella mediante 6 viti  $M10$  a testa svasa, con relativi dadi;
- un tubo realizzato per elettroerosione, fissato alla flangia precedente mediante 6 viti  $M10$ ; su questo è previsto un dentello che ha il compito di mantenere sempre nella corretta orientazione la cella di carico.

#### 4.1.2 Flangia di fissaggio pinze freno

Questo è un componente di collegamento tra l'elemento sensibile della cella, le pinze freno ed il mozzo interno. Come già spiegato tutti i collegamenti devono essere bullonati dato che si utilizza l'Ergal; pertanto la flangia deve avere:

- n. 6 fori per il fissaggio della cella con viti  $M10$ ;
- n. 4 fori per il fissaggio delle pinze freno con viti  $M10$ ;
- n. 12 fori per il fissaggio del mozzo interno con viti  $M5$  a testa svasa.

#### 4.1.3 Statore mozzo

Il mozzo interno viene realizzato in due parti:

- un tubo rettificato che fa da albero porta cuscinetti a rulli obliqui;
- una flangia che serve per applicare il precarico ai cuscinetti a rulli obliqui.

Per assemblare tra loro le due parti si utilizzano 6 viti  $M5$  a testa svasa.

#### 4.1.4 Rotore mozzo

Viene realizzato in tre parti separate:

1. una flangia a cui si attacca il disco freno;
2. un tubo rettificato che fa da sede esterna ai cuscinetti a rulli obliqui;
3. una flangia a cui si attacca il disco di adattamento dei vari cerchioni, e che funge anche da secondo appoggio per l'albero centrale.

Le varie parti vengono assemblate con:

- 1 – 2 → n. 12 viti  $M5$ ;
- 2 – 3 → n. 12 viti  $M5$ .

#### 4.1.5 Albero di centraggio

Viene vincolato allo statore del mozzo con il cuscinetto a sfere, ed alla flangia del rotore con un accoppiamento albero-foro. L'estremità dell'albero è filettata per consentire l'avvitamento di una ghiera di bloccaggio che fissi il cerchione al mozzo.

### 4.1.6 Flangia cerchione

Si realizzano un certo numero di versioni di questo componente, ognuna delle quali ha il compito di adattare gli attacchi caratteristici del particolare cerchione, che possono variare per numero di fori e distanza dal centro cerchio, agli attacchi del mozzo esterno.

## 4.2 Il monobraccio

La realizzazione del monobraccio viene affidata ad una officina esterna specializzata nei lavori di carpenteria di grandi dimensioni. La struttura principale è costituita da un profilo rettangolare standard di acciaio di lati  $150 \times 100 \text{ mm}$  e  $4 \text{ mm}$  di spessore. A questa vanno saldati i due tubi di acciaio per realizzare i vincoli prismatico e cilindrico.

Il tubo addetto al vincolo prismatico deve poter essere chiuso per mezzo di bulloni sul tubo in Ergal fissato alla cella di carico; in questo modo, una volta posizionato il sistema di acquisizione affinché il piano di simmetria della ruota giaccia sulla circonferenza media della pista abrasiva, si può fissare il tutto ed evitare movimenti relativi durante il funzionamento della macchina.

L'altro tubo è invece caratterizzato da alcuni fori sui quali vengono fissate le chiocciolate flangiate della vite a ricircolo di sfere.

Una prima analisi FEM mostra che la rigidezza del monobraccio non è sufficiente ad assicurare spostamenti trascurabili del punto di contatto tra pneumatico e disco rotante, pertanto si prevede l'applicazione mediante saldatura di un fazzoletto di rinforzo, realizzato con lo stesso profilato del monobraccio. Si ripete quindi l'analisi FEM applicando il carico verticale ( $2000 \text{ N}$ ) e la forza laterale ( $2400 \text{ N}$ ) nel punto di contatto, collegato alla superficie interna del tubo di acciaio del monobraccio mediante una parte rigida virtuale. Per vincolare la struttura si decide di bloccare la superficie interna del tubo di acciaio del vincolo cilindrico.

Nella figura 4.1 si mostrano il modello CAD del monobraccio ed il risultato dell'analisi FEM ottenuta, dove il massimo spostamento corrisponde proprio a quello del punto di contatto.

## 4.3 Il movimento di deriva e di compensazione

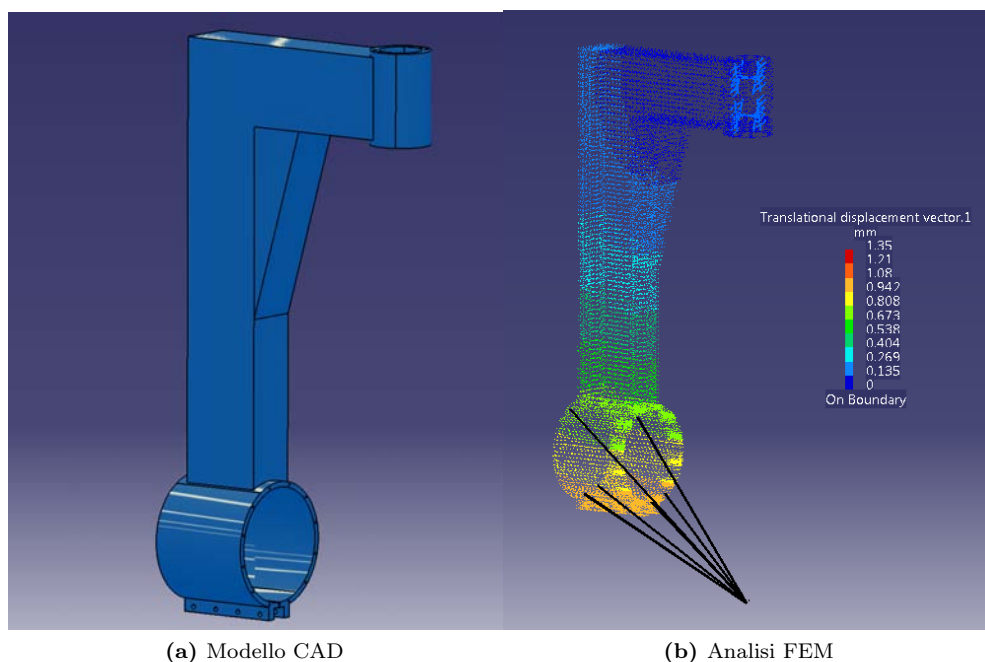
La scelta della vite a ricircolo di sfere viene effettuata sulla base di due caratteristiche principali:

- la lunghezza della parte filettata;
- il diametro nominale della vite.

La lunghezza del filetto deve essere sufficiente per assicurare alle chiocciolate della vite a ricircolo l'escursione che serve per compensare i diversi raggi di rotolamento e del toroide degli pneumatici. Le due situazioni estreme sono:

- chiocciolate in basso → pneumatico con raggio di rotolamento minimo e raggio toroide massimo;
- chiocciolate in alto → pneumatico con raggio di rotolamento massimo e raggio toroide minimo.





**Figura 4.1:** Realizzazione del modello solido del monobraccio ed analisi FEM per il controllo della rigidità

Il diametro della vite deve invece assicurare la rigidità della stessa, inoltre dalla scelta della vite dipendono anche le chiocciolate da accoppiare; bisogna pertanto controllare che i carichi radiali a cui sono sottoposte siano compatibili con i valori massimi indicati nei cataloghi. Il rendimento del moto retrogrado della vite deve essere minore del 50%, ovvero deve essere irreversibile; in questo modo ci si assicura che l'applicazione di una forza in direzione assiale della vite, generata da:

- il peso complessivo del monobraccio, del sistema di acquisizione e della ruota, quando questa non sia in contatto con la pista;
- il carico verticale applicato allo pneumatico, quando questo sia in contatto con il disco rotante.

Nella tabella 4.4 vengono riassunte le caratteristiche della vite a ricircolo scelta.

La vite è fissata per mezzo di due cuscinetti a rulli obliqui alle sedi cuscinetto ricavate sul braccio rollante.

#### 4.3.1 Compensazione

L'attuazione manuale del movimento di compensazione del raggio di rotolamento avviene per mezzo di una manovella accoppiata con una chiavetta all'estremità superiore della vite a ricircolo e fissata con una ghiera.

L'aver scelto una vite irreversibile rende impossibile il moto retrogrado, tuttavia in favore di sicurezza si decide di prevedere dei fori con cui fissare per mezzo di una spina

Tabella 4.4: Caratteristiche tecniche della vite a ricircolo di sfere

Caratteristica	Valore (mm)
Diametro nominale $\phi$	50
Passo $p$	5
Lunghezza tratto filettato $L$	450

la manovella, dopo aver regolato l'altezza del monobraccio in modo che lo pneumatico poggi sul disco rotante.

### 4.3.2 Deriva

La scelta dell'attuatore e della sua posizione viene effettuata sulla base di alcuni criteri fondamentali:

- la coppia massima risultante sull'asse di deriva deve essere maggiore del momento di imbardata dello pneumatico;
- l'inclinazione dell'attuatore rispetto all'orizzontale non deve mai essere troppo elevata, poiché più questa aumenta più diminuisce la forza effettiva che genera la coppia attorno all'asse di deriva;
- la corsa dell'attuatore deve essere tale da consentire sempre l'applicazione degli angoli di deriva indicati nelle prestazioni del braccio ( $-6^\circ \div 6^\circ$ ); questa è la condizione meno restrittiva, visto il ridotto *range* di angoli da realizzare;
- la precisione lineare dell'attuatore deve essere tale da assicurare, nella peggiore situazione di lavoro (massima distanza tra l'asse dell'attuatore e l'asse di deriva), una adeguata precisione dell'angolo di deriva che viene individuata in  $\Delta y = 0,1^\circ$ .

Dai dati sperimentali recuperabili in letteratura e dalle misure effettuate con il MotoTireMeter si ricava che i massimi valori delle coppie di imbardata generalmente non superano i  $100 Nm$ , pertanto si prende questo valore come riferimento per la scelta dell'attuatore più adatto. Questa situazione corrisponde al caso in cui sia presente solo il momento di autoallineamento dovuto alla deriva, con il massimo angolo di deriva realizzabile dalla macchina e rollio nullo, per uno pneumatico posteriore da moto stradale (es. *Pirelli Diablo 190-50-ZR17*).

Poiché questo pneumatico genera i massimi momenti di imbardata e le sue dimensioni sono intermedie tra quelli da scooter e quelli da enduro, si decide di posizionare l'asse dell'attuatore parallelo al terreno in questa configurazione della macchina, per massimizzare la forza effettiva generata dall'attuatore. Pertanto ogni volta che il braccio strumentato sarà equipaggiato con uno pneumatico di misure diverse da quello sopra citato, l'asse dell'attuatore risulterà inclinato rispetto al terreno, pertanto la forza effettiva che genera il momento attorno all'asse di deriva sarà minore.

Si decide inoltre di posizionare l'attuatore in modo che, con angolo di deriva nullo, l'inclinazione del suo asse rispetto alla direzione di avanzamento dello pneumatico sia di  $45^\circ$ ; tale condizione massimizza il braccio di azione della forza e di conseguenza la coppia attorno all'asse di deriva.

Per determinare le minime prestazioni dell'attuatore è stato realizzato un foglio di calcolo in cui si sono analizzate tutte le possibili configurazioni al variare di:

- dimensioni dello pneumatico montato;
- angolo di deriva, quando è non nullo cambia il braccio d'azione della forza dell'attuatore.

Oltre a calcolare la minima forza necessaria per raggiungere i  $100 Nm$  di coppia di imbardata, si determinano anche il minimo valore della corsa che permetta all'attuatore di realizzare tutto il *range* di angoli di deriva indicato nelle prestazioni del braccio ( $-6^\circ \div 6^\circ$ ). Un altro parametro da controllare è la lunghezza dell'intero attuatore; infatti, secondo il parere di chi scrive, sembra una scelta ragionevole che quando l'asse dell'attuatore è parallelo al terreno e l'angolo di deriva nullo, la corsa di questo sia circa la metà di quella massima.

Le caratteristiche minime dall'attuatore, arrotondando in favore di sicurezza, sono:

- forza di tiro-spinta  $\rightarrow 400 N$ ;
- corsa  $\rightarrow 100 mm$ ;
- lunghezza con corsa nulla  $\rightarrow \sim 326 mm$

Nel prevedere la possibilità di eseguire anche prove dinamiche sulla deriva, come sul vecchio braccio, diventa importante definire la massima velocità lineare dell'attuatore. In questo modo, considerando una variazione sinusoidale dell'angolo di deriva, si può calcolare:

- la massima ampiezza della sinusoide (angolo di deriva), se si fissa la frequenza;
- la massima frequenza della sinusoide, se si fissa l'ampiezza.

Dalle prove sperimentali eseguite con il vecchio braccio, si ricava che la massima ampiezza della sinusoide è  $A = 1,5^\circ$  e la massima frequenza  $f = 3 Hz$ .

Si passa quindi a calcolare, nella situazione peggiore di funzionamento:

- la precisione lineare dell'attuatore ( $\Delta l$ ) che consenta una precisione sull'angolo di deriva pari a  $\Delta y = 0,1^\circ$ ;
- la velocità lineare dell'attuatore ( $v$ ) necessaria per avere  $A = 2^\circ$  e  $f = 3 Hz$ ; nel caso in cui non si riesca a trovare in commercio un attuatore con tali caratteristiche, si passa alla scelta di un attuatore che abbia prestazioni simili, e quindi si ricalcolano la massima ampiezza e la massima frequenza della sinusoide realizzabile, quando una delle due sia fissata.

Si calcola la precisione dell'attuatore:

$$\Delta l = \Delta y \cdot \frac{\pi}{180} \cdot b \quad (4.2)$$

dove  $b$  è la distanza tra l'asse dell'attuatore e l'asse di imbardata, quindi è il braccio di applicazione della forza dell'attuatore e, a causa dei piccoli valori dell'angolo di deriva, può essere considerato istantaneamente il raggio della traiettoria circolare descritta dal punto di intersezione tra  $b$  e l'asse dell'attuatore, che lega il movimento traslatorio dell'attuatore con quello rotatorio di deriva.

La condizione peggiore per quanto riguarda la precisione sull'angolo di deriva si verifica quando l'asse dell'attuatore è parallelo al terreno e con il minimo valore di  $b$ . Infatti in questa situazione, a parità di spostamento lineare dello stelo dell'attuatore corrisponde il massimo spostamento angolare del monobraccio. La minima precisione richiesta all'attuatore è quindi:

$$\Delta l = 0.1 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 266 = 0.46 \text{ mm} \quad (4.3)$$

che poi in favore di sicurezza viene portata a  $\Delta l = 0.2 \text{ mm}$ .

La velocità lineare dell'attuatore è:

$$v = 2\pi \cdot f \cdot A \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{b}{\cos \theta} \quad (4.4)$$

dove  $\theta$  è l'inclinazione dell'asse dell'attuatore rispetto al terreno.

La condizione peggiore di funzionamento in questo caso si verifica quando l'angolo  $\theta$  ed il valore di  $b$  risultano entrambi massimi. Infatti quando si verificano queste condizioni, a parità di velocità lineare dell'attuatore corrisponde la minima velocità angolare del monobraccio, che è legata alle massime  $A$  e  $f$  realizzabili in questa situazione. La massima inclinazione dell'asse dell'attuatore rispetto al terreno si verifica quando sulla macchina è montato lo pneumatico più grande, che si suppone essere un *Pirelli Scorpion Pro 90-90-21* da enduro. In questo caso l'angolo vale  $\theta \simeq 15^\circ$ .

Imponendo  $A = 2^\circ$  e  $f = 3 \text{ Hz}$  si ricava la minima velocità lineare dell'attuatore:

$$v = 2\pi \cdot 3 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{286}{\cos 15} = 194 \text{ mm/s} \quad (4.5)$$

Confrontando questo valore con i cataloghi in rete degli attuatori lineari, si vede come questo valore sia più caratteristico delle guide lineari che però non sono compatibili con la configurazione del sistema. Pertanto si impone una velocità massima dell'attuatore pari a  $v = 100 - 150 \text{ mm/s}$  e si ricavano  $A$  ed  $f$  nella situazione peggiore di funzionamento, cioè quella descritta prima.

In particolare, se si fissa  $v = 150 \text{ mm/s}$  e  $A = 2^\circ$ , la massima frequenza della sinusoide realizzabile con un attuatore con queste caratteristiche è:

$$f_{max} = \frac{150}{286 \cdot 2\pi \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{180}} \cdot \cos 15 = 2.3 \text{ Hz} \quad (4.6)$$

Fissando invece la frequenza  $f = 3 \text{ Hz}$ , la massima ampiezza della sinusoide è:

$$A_{max} = \frac{150}{286 \cdot 2\pi \cdot 3 \cdot \frac{\pi}{180}} \cdot \cos 15 = 1,5^\circ \quad (4.7)$$

I valori ricavati vengono considerati sufficienti, poiché compatibili con le prove dinamiche già eseguite con il vecchio braccio del MotoTireMeter; pertanto riassumendo le caratteristiche dell'attuatore da acquistare sono:

- forza di tiro-spinta  $\rightarrow 400 \text{ N}$ ;
- corsa  $\rightarrow 100 \text{ mm}$ ;
- lunghezza con corsa nulla  $\rightarrow \sim 326 \text{ mm}$
- precisione lineare  $\rightarrow 0.2 \text{ mm}$
- velocità massima  $\rightarrow 150 \text{ mm/s}$

## 4.4 Il braccio rollante a capriata

Il braccio è costituito da due profilati standard di acciaio a sezione quadrata, di lato  $l = 150 \text{ mm}$  e spessore  $s = 4 \text{ mm}$ . Per realizzare il collegamento tra i due profili, in modo che formino un unico componente, si effettua dapprima su ognuno un taglio a  $45^\circ$  a cui viene saldata una piastra di acciaio di spessore  $10 \text{ mm}$ . Infine si saldano perpendicolarmente a queste altre due piastre di acciaio, di spessore  $20 \text{ mm}$ , sulle quali vanno fissate le sedi dei cuscinetti che vincolano la vite a ricircolo di sfere.

Nella figura 4.2 viene illustrato il modello CAD del braccio rollante ed i risultati dell'analisi FEM eseguita sulla struttura, in cui:

- i vincoli vengono applicati sulla superficie delle due piastre che vanno fissate ai giunti di cardano;
- i carichi applicati sono la forza verticale di  $2000 \text{ N}$  e la forza laterale di  $2400 \text{ N}$ ; vengono applicati nel punto di contatto e poi trasmessi alla struttura per mezzo di una parte rigida virtuale.

Per aumentare ulteriormente la rigidità del braccio, si decide inoltre di applicare dei fazzoletti di rinforzo, realizzati con lo stesso profilo di acciaio, nei punti di congiungimento tra i profili e le piastre. Si riesegue quindi l'analisi FEM lasciando invariati tutti gli altri parametri, e si confrontano i nuovi risultati (riportati nella figura 4.3) con quelli ottenuti precedentemente

La struttura rinforzata è il 43% più rigida della struttura base, a fronte di un aumento di peso del 9%.

## 4.5 Dimensionamento del gruppo motoriduttore

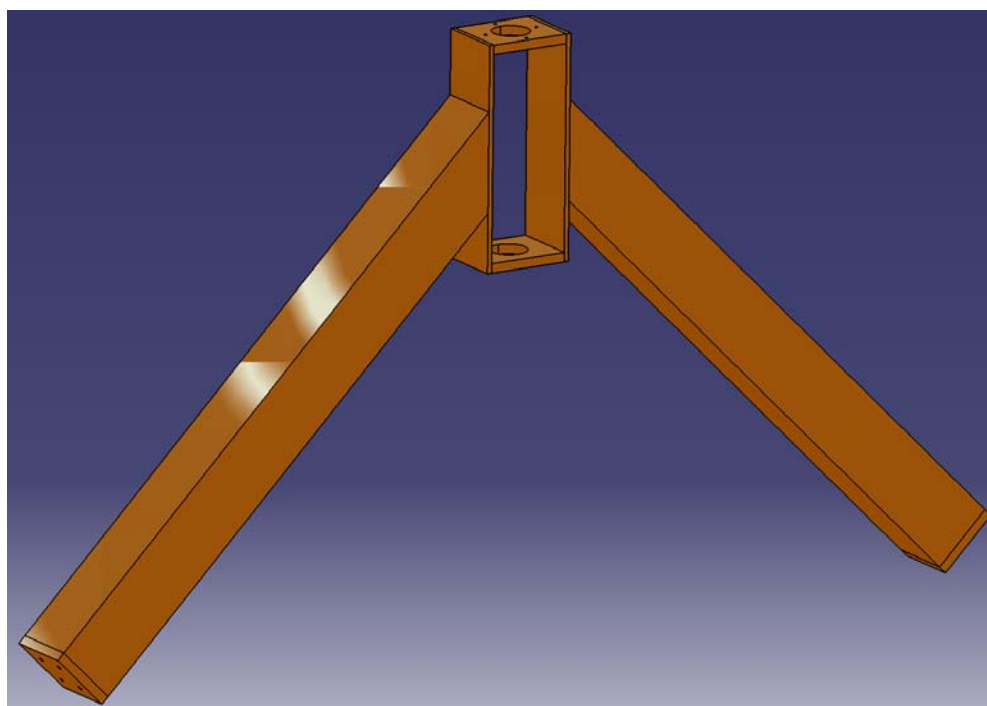
Per l'azionamento del movimento di rollio si usa un servomotore brushless accoppiato ad un riduttore a vite senza fine, fissato sul braccio traslante; questa soluzione presenta i seguenti vantaggi:

- si riescono a realizzare elevati rapporti di riduzione (nell'ordine delle centinaia) che permettono di sottodimensionare il motore;
- scegliendo un riduttore irreversibile, quando il braccio rollante è inclinato e si sta eseguendo una prova in condizioni statiche, il motore non deve erogare nessuna coppia.

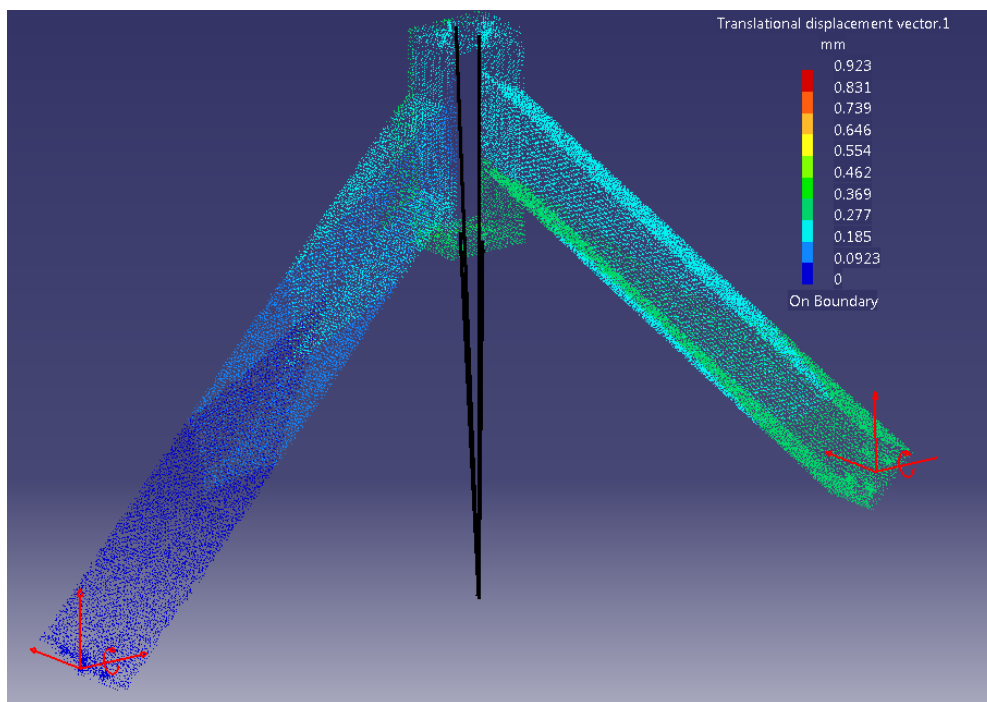
Per il dimensionamento si considerano due configurazioni rappresentative per il calcolo delle prestazioni del motore.

La prima permette di calcolare la massima coppia di spunto del motore; si verifica quando il braccio rollante è caratterizzato dal massimo angolo di rollio ( $50^\circ$ ) ed il disco rotante non si muove. Quando da questa situazione si vuole riportare a rollio nullo la struttura, il gruppo motoriduttore deve applicare una coppia pari al momento esercitato dalla forza peso del braccio rollante.

La seconda configurazione consente di calcolare la coppia nominale del motore; si verifica quando si sta riportando il braccio rollante dalla posizione più inclinata (rollio  $50^\circ$ ) alla posizione verticale (rollio  $0^\circ$ ). In questa situazione si può anche definire la velocità nominale del motore, che consente di calcolare l'intervallo di tempo necessario per svolgere questa operazione.

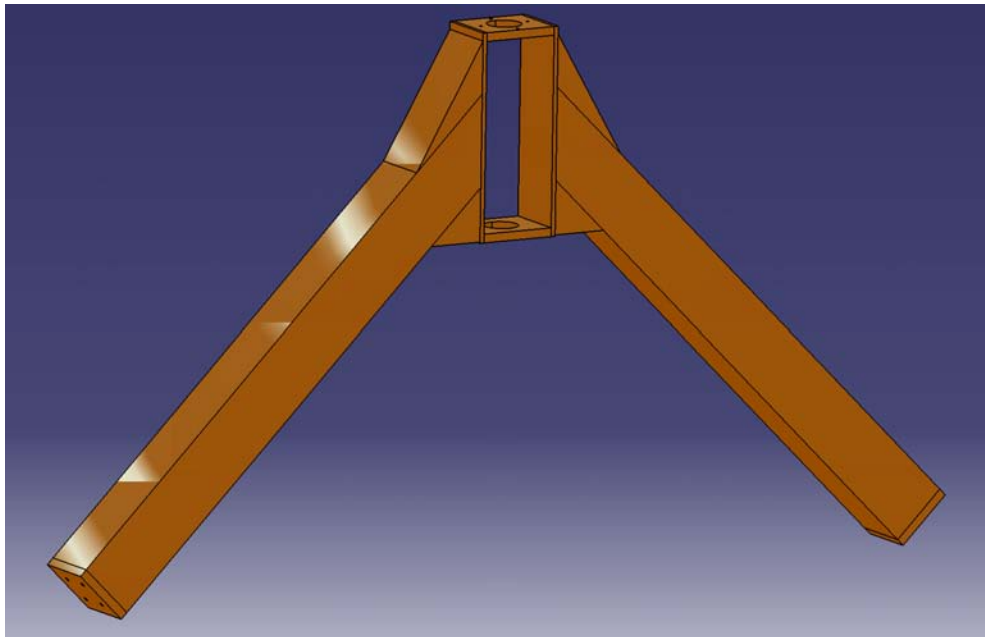


(a) Modello CAD

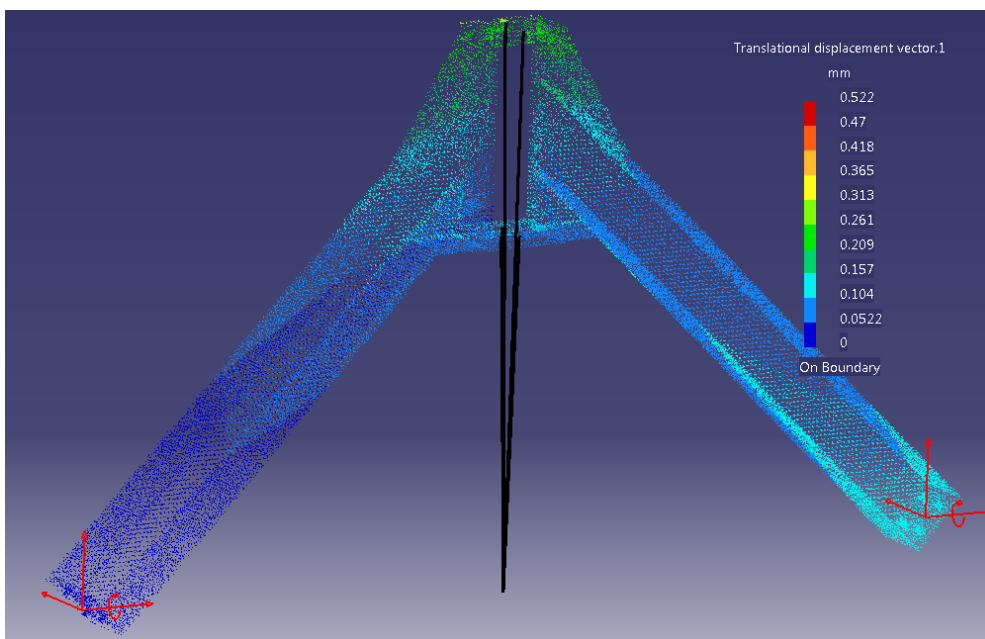


(b) Analisi FEM

**Figura 4.2:** Realizzazione del modello solido del braccio rollante a capriata ed analisi FEM per il controllo della rigidità



(a) Modello CAD



(b) Analisi FEM

**Figura 4.3:** Realizzazione del modello solido del braccio rollante a capriata rinforzato ed analisi FEM per il controllo della rigidità

Per dimensionare il riduttore a vite senza fine si fa riferimento alla massima coppia applicabile all'albero di uscita, che deve essere maggiore del massimo momento esercitato dalla forza peso del braccio rollante  $M_T = 760 \text{ Nm}$ . La scelta effettuata è un riduttore combinato Bonfiglioli, le cui caratteristiche sono riassunte nella tabella 4.5.

**Tabella 4.5:** Caratteristiche del riduttore a vite senza fine

Designazione	VF/W 49/110	
$M_{2n}$ massima coppia in uscita	1000	$\text{Nm}$
$i$ rapporto di riduzione	392	(7x56)
$\eta_s$ rendimento statico	29	%
$\eta_d$ rendimento dinamico	50	%

Le coppie massima e nominale richieste al motore sono:

$$M_{max} = \frac{M_T}{\eta_s \cdot i} = 6.68 \text{ Nm} \quad (4.8)$$

$$M_{nom} = \frac{M_T}{\eta_d \cdot i} = 3.87 \text{ Nm} \quad (4.9)$$

Con una velocità nominale del motore pari a  $n_{nom} = 3000 \text{ rpm}$ , l'operazione di riportare a rollio nullo il braccio rollante si svolge in:

$$t = \frac{i \cdot 60 \cdot 50^\circ}{n_{nom} \cdot 360^\circ} = 1.09 \text{ s} \quad (4.10)$$

Si opta per un servomotore brushless Parker, le cui caratteristiche vengono riassunte nella tabella 4.6.

**Tabella 4.6:** Caratteristiche del motore per il rollio

Designazione	SMB 1003006	
$M_{nom}$	5	$\text{Nm}$
$M_{max}$	18	$\text{Nm}$
$n_{nom}$	3000	$\text{rpm}$

## 4.6 Il giunto di cardano

I vari componenti che costituiscono il cardano sono:

- la staffa solidale con il motoriduttore, trasmette il moto di rotazione;
- la staffa solidale con il braccio rollante, ruota rigidamente assieme a tutte le altre parti del giunto attorno all'asse di rollio;
- la crociera centrale, che collega tra di loro le due staffe lasciando libere le rotazioni attorno a due assi perpendicolari;



- quattro cuscinetti a rulli obliqui che collegano la crociera alle staffe, necessari a causa dei carichi radiali ed assiali trasmessi tra le due staffe.

I tre pezzi vengono assemblati per mezzo di quattro cuscinetti a rulli obliqui, due per ognuna delle staffe.

Si esegue un predimensionamento del giunto, per calcolare in via preliminare i massimi carichi statici agenti sui cuscinetti, conoscendo il momento torcente agente sul cardano e la distanza tra essi.

Il momento torcente viene stimato dal peso complessivo della struttura rollante e dalla posizione del baricentro; infatti quando la struttura è rollata, la forza peso genera un momento dato da  $M_T = F_P \cdot B$ , dove  $F_P$  è la forza peso e  $B$  è il braccio di applicazione di essa, ovvero la distanza tra il baricentro della struttura rollante ed il punto di contatto dello pneumatico, proiettata sul terreno. Risulta  $M_T = 760 Nm$ .

La distanza  $c$  tra la mezzeria dei cuscinetti ed il centro della crociera viene posta per il momento  $c = 47.5 mm$ , riservandosi poi la libertà di poterla cambiare qualora durante la progettazione dei componenti le dimensioni ipotizzate non siano sufficienti all'assemblaggio del giunto.

Si calcola pertanto il carico statico sul cuscinetto più caricato, combinando tutte le forze agenti sullo pneumatico e la forza radiale conseguenza del momento torcente. Le forze sullo pneumatico vengono poste pari a:

- $F_{vert} = 2000 N$ ;
- $F_{long} = 2000 N$ ;
- $F_{lat} = 2400 N$ .

Questa condizione di carico non è reale perché non si verifica mai durante il funzionamento. Infatti il massimo  $M_T$  calcolato sopra, agisce quando il braccio è rollato di  $50^\circ$  ed il disco della macchina è fermo, poiché la forza laterale  $F_{lat}$  tende sempre a generare un momento che si oppone ad  $M_T$ . Pertanto dato che la pista non si muove le forze  $F_{lat}$  e  $F_{long}$  non possono essere presenti.

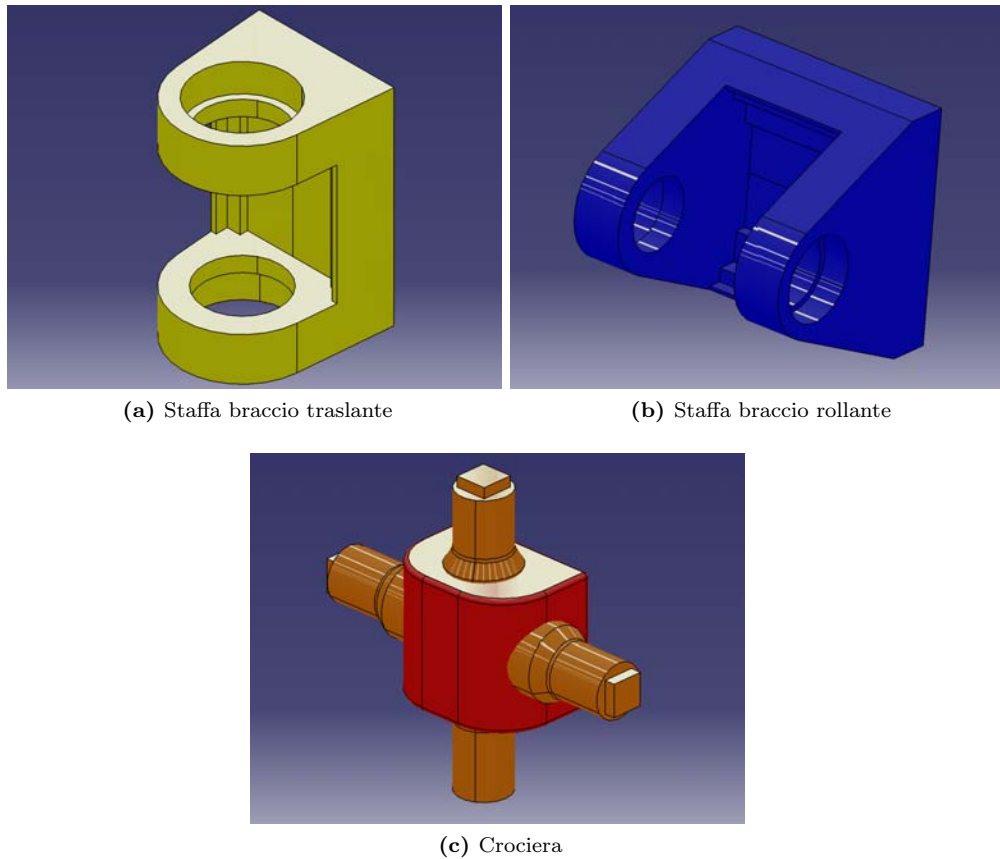
In favore di sicurezza si decide di considerare lo stesso questa condizione di carico come la più gravosa che possa agire, e si ottiene che il carico statico agente sul cuscinetto più caricato è  $P_0 = 10.5 kN$ .

Vengono scelti quattro cuscinetti uguali SKF a rulli obliqui, le cui caratteristiche sono riportate nella tabella 4.7.

**Tabella 4.7:** Caratteristiche dei cuscinetti per il giunto di cardano

Designazione	32005 X/Q	
D diametro esterno	47	mm
d diametro interno	25	mm
T larghezza	15	mm
$C_0$ carico statico	32,5	kN
$Y_0$ fattore di spinta	0,8	

In un primo momento la progettazione è stata effettuata pensando alla realizzazione dei pezzi in acciaio, tuttavia a causa della grande disponibilità di Ergal presso il Dipartimento di Fisica, dove verranno costruiti i pezzi, si rende necessaria una riprogettazione dei componenti del giunto data la minor rigidità del materiale.



**Figura 4.4:** Modelli CAD dei pezzi che formano il giunto di cardano

Entrambe le staffe (vedi figure 4.4a e 4.4b) vengono realizzate dal pieno mediante la combinazione delle tecnologie di elettroerosione e di macchine utensili.

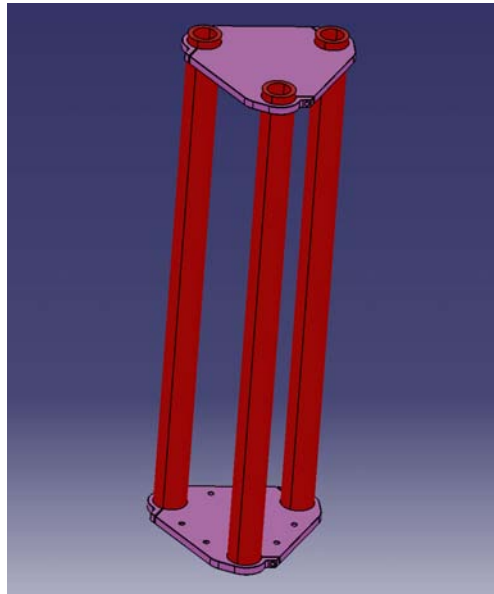
La progettazione della crociera (figura 4.4c) richiede qualche considerazione in più, infatti per realizzarla si parte da un blocco centrale sul quale si ricavano due fori passanti con asse perpendicolare tra loro, all'interno dei quali vanno fissati gli alberi che costituiscono la crociera. Per fissare gli alberi sono possibili due alternative:

- con accoppiamento filettato tra gli alberi ed i fori del blocco centrale;
- con accoppiamento per mezzo di spine cilindriche o coniche.

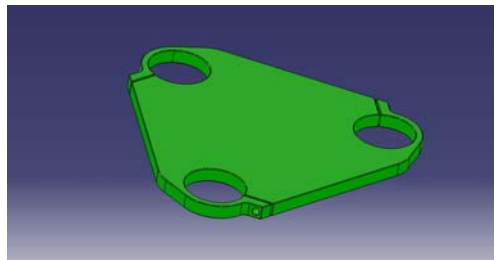
## 4.7 Il braccio traslante

Per realizzare il vincolo prismatico descritto nel capitolo 3, sono necessari tre componenti:

- un membro che funga da telaio, quindi deve essere fissato al terreno;



**Figura 4.5:** Componente del vincolo prismatico fissato a telaio



**Figura 4.6:** Piastra per la realizzazione del braccio rollante

- il braccio traslante vero e proprio, che è fissato mediante una coppia rotoidale al giunto di cardano;
- uno o più elementi striscianti a basso coefficiente di attrito, che rendano agevole il moto relativo tra i due membri per evitare impuntamenti.

Per il componente fissato a telaio (vedi figura 4.5) si decide di utilizzare dei tubi di acciaio rettificati, nello specifico tre tubi con diametro esterno  $80\text{ mm}$  e spessore  $12\text{ mm}$  disposti ai vertici di un triangolo equilatero e tenuti insieme da due piatti di acciaio di spessore  $20\text{ mm}$ .

Il braccio traslante è realizzato con due piastre di acciaio di spessore  $20\text{ mm}$  collegate tra loro, accoppiate tramite un giunto rotoidale al cardano. Le piastre devono consentire il precarico delle boccole per annullare i giochi ed una delle possibili soluzioni è illustrata nella figura 4.6.

## 4.8 Dimensionamento del sistema pneumatico

Dopo aver definito i dati di progetto del sistema di carico (vedi tabella 4.8), con il dimensionamento si vuole determinare:

- l'alesaggio  $d$  dei cilindri necessario affinché la forza massima sviluppabile sia maggiore della  $F_{max}$ ;
- il volume  $V$  del serbatoio da collegare ad ognuno dei due cilindri per ottenere una rigidezza pari a  $K_{eq}$ .

**Tabella 4.8:** Dati di progetto per il sistema di carico

Dati di progetto		
$K_{eq}$	100	$N/m$
$p_{max}$	8	$bar$
$F_{max}$	2800	$N$

$$A_{cil} = \frac{F_{max}}{2 \cdot p_{max}} = 1750 \text{ mm}^2 \quad (4.11)$$

$$d = \sqrt{\frac{4A_{cil}}{\pi}} = 47.2 \text{ mm} \quad (4.12)$$

Si sceglie pertanto l'alesaggio standard immediatamente superiore al valore calcolato e si ricalcola la massima forza totale sviluppabile dal sistema, che deve essere maggiore di  $F_{max}$ . Con  $d = 50 \text{ mm}$  risulta:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 1962,5 \text{ mm}^2 \quad (4.13)$$

$$F_{tot} = 2 \cdot p_{max} \cdot A = 3140 \text{ N} > 2800 \text{ N} \quad (4.14)$$

Il volume del serbatoio per ottenere una rigidezza  $K_{eq}$  del cilindro è:

$$V = \frac{p_{max} \cdot n \cdot A^2}{K_{eq}} = 30.8 \text{ l} \quad (4.15)$$

dove  $n$  è l'esponente della trasformazione seguita dal gas (aria), che in questo caso può essere considerata una isoterma, quindi  $n = 1$ , se la velocità dello stelo del cilindro è contenuta.

Dopo aver determinato questi due valori, si rende necessaria una considerazione; infatti poiché gli attuatori sono fissati alle colonne cilindriche, lo spostamento dei bracci traslanti dovuto ai diversi raggi dei toroidi degli pneumatici, comporterà una variazione della rigidezza  $K_{eq}$  in seguito alla variazione del volume interno del cilindro  $\Delta V = A \cdot \Delta y$ , dove  $\Delta y = 0.1 \text{ m}$  è la massima escursione del cilindro dovuta alla differenza tra i raggi toroide massimo e minimo.

$$|\Delta K_{eq}| = \left| -\frac{p_{max} \cdot A^2 \cdot \Delta V}{V^2} \right| = 6.4 \cdot 10^{-4} \text{ N/mm} \rightarrow 0.64 \text{ N/m} \quad (4.16)$$

La variazione percentuale della rigidità è dello 0.64%, pertanto può essere trascurata. Si ricorda in questo ambito che, come accennato nel capitolo 3, si prevede l'adozione di un ammortizzatore da accoppiare ad ogni cilindro, al fine di smorzare le vibrazioni che si verificano in esercizio.

Nella tabella 4.9 vengono riassunti i risultati di questo dimensionamento del sistema di carico.

**Tabella 4.9:** Risultati dimensionamento del sistema di carico

<b>Risultati</b>		
$d$	50	$mm$
$V$	30,8	$l$
$F_{tot}$	3140	$N$
$\frac{\Delta K_{eq}}{K_{eq}}$	0,64	%



## Capitolo 5

# Conclusioni

La necessità di rinnovare la macchina di misura MotoTireMeter ha portato allo studio ed alla progettazione di un nuovo braccio strumentato, per il raggiungimento di due obiettivi principali: la caratterizzazione degli pneumatici anche in condizioni di frenata ed una migliore accuratezza dei dati acquisiti.

Il punto di partenza di questo processo di progettazione è stato la definizione degli obiettivi e delle prestazioni che si sono cercati di raggiungere con questo lavoro. Quindi si sono abbozzate diverse soluzioni per la realizzazione del braccio e sono stati analizzati i pro ed i contro di ognuna di queste, individuando nella configurazione a capriata quella che sembra essere la più vantaggiosa.

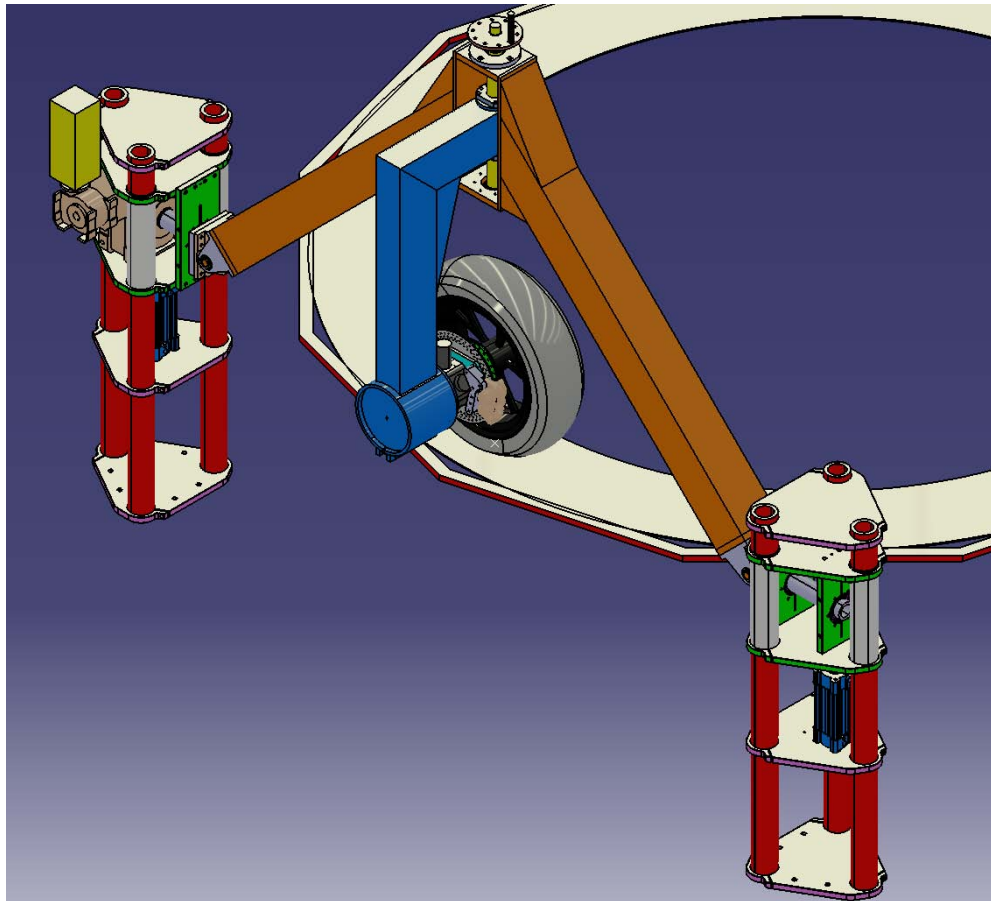
La definizione dello schema cinematico del braccio si è rivelata utile al fine di individuare tutti i membri ed i gradi di libertà necessari per il corretto funzionamento.

I componenti, i vincoli che li collegano ed i sistemi di azionamento dei gradi di libertà, sono stati studiati singolarmente nel capitolo 3 ponendo l'attenzione sulle loro funzioni e sulle alternative possibili per la realizzazione degli stessi, senza tuttavia scendere troppo nel dettaglio.

La progettazione dettagliata è stata affrontata nel capitolo 4, dove sono state incluse anche le analisi FEM preliminari eseguite su quei pezzi per i quali la rigidità è fondamentale perché influenza il corretto funzionamento del braccio. In questo ambito si sono anche dimensionati i sistemi di attuazione dei gradi di libertà descritti in precedenza (attuatori, motori, riduttore, vite a ricircolo di sfere).

Il modello CAD finale del braccio (vedi figura 5.1) riassume tutto il lavoro svolto finora, e sembra aver raggiunto gli obiettivi fissati all'inizio del progetto. Tuttavia si è visto come la cella di carico utilizzata imponga delle limitazioni alle massime forze longitudinali misurabili (in frenata), per gli pneumatici ad elevato raggio di rotolamento (tipo enduro). La caratteristica di questo limite, che è dovuto al sensore e non al braccio meccanico, lascia la libertà di poter acquistare, in un secondo momento, un sensore più performante e quindi migliorare ulteriormente le prestazioni del braccio per quel che riguarda le massime sollecitazioni misurabili nell'interazione con il disco rotante. Per quanto riguarda l'accuratezza dei dati che verranno acquisiti, legata soprattutto alla rigidità del braccio strumentato, le analisi FEM preliminari sono state utili al fine di scegliere tra le varie configurazioni quelle caratterizzate da una maggiore rigidità, tuttavia i risultati numerici devono essere trattati con cautela in seguito alle numerose approssimazioni fatte.

I modelli CAD dei singoli pezzi, di cui si è riportata qualche immagine nel precedente capitolo, sono il frutto di un processo di progettazione che ha portato ad una prima



**Figura 5.1:** Modello CAD finale del braccio strumentato



versione degli stessi. Nel passare alla realizzazione effettiva saranno probabilmente necessarie modifiche ed aggiustamenti ai modelli sviluppati, per tenere conto (tra le altre cose) della disponibilità di materiale e delle tecnologie disponibili presso i fornitori (Dipartimento di Fisica per le lavorazioni meccaniche, altrove per le lavorazioni di carpenteria).

Nell'immediato futuro il proseguimento del progetto passerà attraverso la fase di realizzazione dei componenti, assemblaggio e messa in opera del braccio strumentato, ed infine verrà concluso con la fase di definizione dello schema di acquisizione ed elaborazione dei dati tramite software LabVIEW.



# Bibliografia

Cossalter, Vittore

2008 *Motorcycle Dynamics - versione italiana.*

Cusimano, Gianmaria

2012 *New Mototiremeter.*

Ruffo, Nicolay

2000/2001 *Relazione riassuntiva macchina per la misura dei pneumatici di tipo motociclistico.*

SMART Mechanical

2013 *SM-LC Six axes load cell, ver. 1.5.*



# Ringraziamenti

I miei ringraziamenti più grandi vanno sicuramente ai miei genitori, che hanno sempre cercato di spingermi ed incoraggiarmi a seguire le mie passioni (tranne quella per le moto), aiutandomi a superare tutte le difficoltà che ho incontrato strada facendo, sia nella vita privata che in quella universitaria.

A mio fratello, che essendo l'esatto contrario di me, riesce con la sua spontaneità a mitigare alcuni aspetti chiusi della mia personalità, e a Camilla, che desiderava tanto essere inclusa nei ringraziamenti.

Ai miei nonni, che mi sono sempre vicini e a cui voglio un mondo di bene.

Ai miei amici, senza i quali la mia vita sociale ormai non esisterebbe più già da un pezzo.

Agli studenti o ex studenti del collegio Santa Giustina e ai compagni di banco del gruppo "Fifty-Fifty", che hanno saputo rendere questi anni padovani un'esperienza indimenticabile che mi ha arricchito profondamente.

Infine ringrazio Enrico Giolo, che mi ha aiutato molto in questi sei mesi, e tutto il gruppo MDRG (Motorcycle Dynamics Research Group) con i suoi dottorandi, assegnisti, ecc.