



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA
MECCANICA
- CURRICULUM MOTOVEICOLO -

Strumento di ottimizzazione per sospensioni motociclistiche posteriori

Relatore

Prof. Alberto Martini

Correlatore:

Ing. Davide Grillini

Presentata da

Idalgo De Maria

Sessione II Ottobre 2024

Anno Accademico 2023/2024

Indice

Introduzione	ix
1 Sospensioni Motociclistiche Posteriori	1
1.1 Tipologie di sospensioni posteriori	3
1.1.1 Forcellone oscillante	3
1.1.2 Sospensioni posteriori con meccanismi integrati	4
1.2 Caratteristiche delle sospensioni	6
1.2.1 Rigidezza Ridotta e Motion Ratio (MR)	7
1.2.2 Rigidezza ridotta della sospensione posteriore	8
1.2.3 Curve di rigidezza	11
1.2.4 Definizione e Funzione del Precarico	16
2 Sospensioni con meccanismi del quadrilatero articolato	21
2.1 Definizione di un quadrilatero articolato	22
2.2 Analisi Cinematica del quadrilatero articolato	24
2.2.1 Configurazioni singolari	25
2.3 Applicazioni del quadrilatero articolato nelle sospensioni	27
2.3.1 Prolink	28
2.3.2 Unitrack	30
2.3.3 Full Floater con ammortizzatore anteriore	32
2.3.4 Full Floater con ammortizzatore posteriore	34
2.4 Analisi Quasi-Statica	36
2.4.1 Prolink	37
2.4.2 Unitrack	38
2.4.3 Full Floater con ammortizzatore anteriore	40
2.4.4 Full Floater con ammortizzatore posteriore	41
3 Metodologia di ottimizzazione	43
3.1 Metodo di calcolo	46
3.2 Risoluzione Statica	46
3.2.1 Definizione dei Vincoli	47
3.2.2 Discretizzazione delle Variabili e numero delle configurazioni possibili	48
3.3 Risoluzione Cinematica	51
3.3.1 Input Cinematici	52
3.3.2 Risoluzione delle equazioni non lineari	52

3.3.3	Configurazioni valide	54
3.4	Determinazione delle Forze	55
4	UI - Interfaccia Utente	57
4.1	Suspension Optimization APP	60
4.1.1	Componenti dell'Applicazione (Design view)	60
4.1.2	Callback dell'Applicazione	64
4.2	Funzionamento dell'Applicazione "Suspension Optimization APP"	66
4.2.1	Design Base Tab	66
4.2.2	Optimization Tab	67
5	Simulazioni e risultati	73
5.1	Prolink	76
5.2	Unitrack	81
5.3	Full Floater con ammortizzatore anteriore	87
5.4	Full Floater con ammortizzatore posteriore	91
	Conclusioni	99
	Bibliografia	100

Elenco delle figure

1.1	Schema sospensione posteriore con forcellone oscillante [1]	3
1.2	Schema sospensioni posteriori con forcellone e quadrilatero [1]	5
1.3	Schema sospensione posteriore con quadrilateri alternativi [1]	6
1.4	Modello semplificato con rigidzze equivalenti [1]	8
1.5	Rigidzza ridotta di una sospensione posteriore [1]	9
1.6	Forza elastica e rigidzza ridotta della sospensione rispetto alla corsa verticale della ruota [1]	11
1.7	Comportamento con molla collegata al bilanciere [1]	13
1.8	Comportamento con molla collegata a biella [1]	14
1.9	Curve di rigidzza per diverse inclinazioni [1]	14
1.10	Curve di rigidzza per diversi bracci di leva [1]	15
1.11	Caratteristica della sospensione con variazione di precarico [1]	16
1.12	Deformazione massima per sospensione precaricata [1]	18
1.13	Carico statico al variare del precarico	19
1.14	Caratteristica della sospensione al variare della rigidzza [1]	19
2.1	Rappresentazione di un quadrilatero con angoli $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ e il telaio lato AD.	24
2.2	Rappresentazione di un quadrilatero con configurazione di singolarità (1).	26
2.3	Rappresentazione di un quadrilatero con configurazione di singolarità (2).	26
2.4	Schema per il Prolink della catena di chiusura evidenziate in verde.	28
2.5	Schema per Prolink del quadrilatero articolato evidenziate in blu.	29
2.6	Schema per il Unitrack della catena di chiusura evidenziate in verde.	30
2.7	Schema per Unitrack del quadrilatero articolato evidenziate in blu.	31
2.8	Schema per il Fullfloater della catena di chiusura evidenziate in verde.	32
2.9	Schema per il Full Floater del quadrilatero articolato evidenziate in blu.	33
2.10	Schema per il Full Floater della catena di chiusura evidenziate in verde.	34
2.11	Schema per il Full Floater del quadrilatero articolato evidenziate in blu.	35
2.12	Diagramma delle forze in x e y per Prolink, con N_r sul perno ruota $P6$	38
2.13	Diagramma delle forze in x e y per Unitrack, con N_r sul perno ruota $P6$	39
2.14	Diagramma delle forze in x e y per Full Floater, con N_r sul perno ruota $P6$	41
2.15	Diagramma delle forze in x e y per Full Floater, con N_r sul perno ruota $P6$	42

3.1	Esempio di sospensione con angolo ϕ e ed escursione verticale	44
3.2	Esempio di discretizzazione degli intervalli in $N_point = 4$	50
3.3	Diagramma di flusso della procedura MATLAB per l'analisi cinematica e statica.	56
4.1	Design View e Code View in App Designer di MATLAB	58
4.2	Design Base Tab	63
4.3	Optimization Tab	63
4.4	Esempio della Design Tab al termine del processo	67
4.5	Esempio della compilazione automatica delle tabelle	68
4.6	Esempio di alert numero possibili configurazioni	68
4.7	Barra di caricamento dell'ottimizzatore	69
4.8	Esempio della scelta tra le configurazioni valide	70
4.9	Esempio dell'Optimization Tab al termine dell'ottimizzazione	70
4.10	Esempio delle figure dopo aver premuto	71
5.1	Esempio forze con precarico e senza precarico	74
5.2	Configurazione base del Prolink	77
5.3	Risultati per la configurazione base del Prolink	77
5.4	Risultati per la configurazione ottimizzata del Prolink	79
5.5	Variazioni Lunghezze e Forze per il Prolink	79
5.6	Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata del Prolink	80
5.7	Configurazione base dell'Unitrack	82
5.8	Risultati configurazione base dell'Unitrack	82
5.9	Risultati configurazione Unitrack con Mean MR più elevato	83
5.10	Variazioni Lunghezze e Forze per Unitrack con Mean MR maggiore	84
5.11	Esempio di scelta tra configurazioni valide	84
5.12	Risultati configurazione Unitrack con MR minore	85
5.13	Variazioni Lunghezze e Forze per Unitrack con MR minore	85
5.14	Confronto configurazione con Mean MR maggiore	86
5.15	Confronto configurazione con Mean MR minore	86
5.16	Configurazione base del Full Floater Anteriore	88
5.17	Risultati configurazione base del Full Floater anteriore	88
5.18	Risultati configurazione ottimizzata del Full Floater anteriore	89
5.19	Variazioni Lunghezze e Forze per il Full Floater anteriore	90
5.20	Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata per Full Floater anteriore	90
5.21	Configurazione base del Full Floater Posteriore	92
5.22	Risultati configurazione base del Full Floater posteriore	92
5.23	Risultati configurazione ottimizzata per Full Floater posteriore	93
5.24	Risultati configurazione ottimizzata con maggiore discrezione	95
5.25	Variazioni dei componenti nei due casi ottimizzati per il Full floater posteriore	95
5.26	Variazioni Forze nei due casi ottimizzati per il Full floater posteriore	96
5.27	Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata con discretizzazione minore	96

5.28 Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata con discretizzazione più fine	97
--	----

Elenco delle tabelle

3.1	Combinazioni di configurazioni in base ai valori di N_{point} e N_{ang} . . .	51
4.1	Tabella delle Callback utilizzate	65
5.1	Parametri e limiti utilizzati per le simulazioni.	73
5.2	Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni	76
5.3	Coordinate iniziali dei punti della sospensione Prolink.	76
5.4	Tabella tempi di calcolo - Prolink	78
5.5	Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni	81
5.6	Coordinate iniziali dei punti della sospensione Unitrack.	81
5.7	Tabella tempi di calcolo - Unitrack	83
5.8	Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni	87
5.9	Coordinate iniziali dei punti della sospensione Full Floater Anteriore.	87
5.10	Tabella tempi di calcolo - Full Floater Anteriore	89
5.11	Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni	91
5.12	Coordinate iniziali dei punti della sospensione Full Floater Retro.	91
5.13	Tabella tempi di calcolo - Full Floater posteriore	93
5.14	Tempi di calcolo in funzione della discretizzazione	94

Introduzione

Nella fase di progettazione di un motoveicolo le geometrie alla base del progetto sono un aspetto fondamentale che influenza direttamente il comportamento dinamico del veicolo; occorre quindi approfondire quelle che sono le componenti di una moto, il loro ruolo ed i parametri geometrici coinvolti.

Questo lavoro si focalizza sullo sviluppo di un strumento che possa essere impiegato nelle prime fasi di progettazione, così da consentire ad un eventuale utente di analizzare la geometria ed il cinematismo iniziale di una sospensione posteriore per poi, in secondo luogo, effettuare un'ottimizzazione sulla base di vincoli cinematici e di design predefiniti, consentendo di eseguire valutazioni rapide ed efficaci nelle fasi preliminari di progettazione.

Il tool sviluppato in MATLAB accetta come input i punti geometrici della sospensione e, simulando l'escursione verticale della ruota posteriore, calcola il *Motion Ratio*, il quale sarà l'obiettivo principale della funzione di ottimizzazione. Inoltre, integra un'analisi quasi-statica delle forze, fornendo così un'idea preliminare delle sollecitazioni che subiscono i vari membri della sospensione e, delle reazioni vincolari al telaio. Tali informazioni sono fondamentali per il confronto tra diverse configurazioni geometriche, infatti lo strumento non esclude tutte le possibili soluzioni. Il tool include un'interfaccia utente (UI: User Interface) sviluppata tramite MATLAB App Designer, che ne facilita l'utilizzo e rende l'interazione più intuitiva. Si è scelto di lavorare in ambiente MATLAB, perché capace di offrire un elevato grado di flessibilità, permettendo di implementare in futuro il modello e di adattarlo alle esigenze progettuali, come ad esempio l'aggiunta di nuove funzionalità, grafici e plot

per analisi specifiche.

Questo elaborato è strutturato in cinque capitoli. Nel primo capitolo vengono introdotti i concetti fondamentali legati alla progettazione delle sospensioni motociclistiche e il ruolo del *Motion Ratio* e delle rigidità. Nel secondo viene esaminata la cinematica base dei meccanismi considerati. Il terzo capitolo descrive lo sviluppo del tool in MATLAB e le scelte algoritmiche, mentre il quarto l'integrazione dell'interfaccia utente tramite App Designer, con dettagli sull'implementazione. Nel quinto vengono discussi i risultati ottenuti da alcune simulazioni; inclusi confronti con geometrie esistenti e un'analisi delle sollecitazioni quasi-statiche.

Capitolo 1

Sospensioni Motociclistiche

Posteriori

L'evoluzione delle tecnologie informatiche e il costante progresso delle prestazioni dei calcolatori hanno trasformato il modo in cui avviene la progettazione meccanica. Se un tempo la realizzazione di prototipi fisici era una tappa imprescindibile, oggi buona parte delle attività progettuali può essere svolta in un ambiente virtuale. Questo approccio comporta vantaggi notevoli in termini di riduzione dei tempi e dei costi di sviluppo, soprattutto nel contesto del design motociclistico iniziale, dove le masse e i volumi dei vari componenti non sono ancora definiti con precisione. Affidarsi a calcolatori per lo studio del comportamento cinematico (che non considera le inerzie) risulta particolarmente utile; permette infatti di raggiungere soluzioni ottimali senza dover ricorrere a metodi sperimentali costosi e dispendiosi in termini di tempo. Questo tipo di analisi dà la possibilità di farsi un'idea preliminare del comportamento della sospensione e del cinematismo associato, facilitando la valutazione delle configurazioni iniziali prima di passare a modelli più complessi.

E' chiaro che la sospensione di una moto, rappresenta un'area di grande interesse e complessità, che ha visto il susseguirsi di numerose soluzioni ingegneristiche, mirate a migliorare le prestazioni della moto in linea con l'aumento delle potenze dei motori

e delle aspettative degli utenti. Nel corso degli anni, in particolare la sospensione posteriore delle motociclette ha subito un'evoluzione significativa, con l'introduzione di varie soluzioni tecniche per rispondere alle crescenti esigenze in termini di prestazioni.

Il sistema di sospensione deve svolgere tre funzioni principali:

- **Assicurare l'aderenza** della ruota al manto stradale, permettendo la trasmissione ottimale delle forze longitudinali (come trazione e frenata) e laterali (specialmente in curva).
- **Controllare l'assetto del veicolo** in diverse condizioni di utilizzo, mantenendo la stabilità e la precisione di guida.
- **Ridurre la trasmissione delle vibrazioni** e delle forze verticali dovute alle irregolarità del manto stradale, migliorando il comfort del pilota e, nel caso di una moto touring, anche del passeggero.

Tuttavia, cercare di ottimizzare questi tre aspetti simultaneamente è una sfida ingegneristica notevole. Ad esempio, una sospensione più morbida può migliorare il comfort, ma potrebbe compromettere la stabilità del veicolo, richiedendo una maggiore escursione della sospensione stessa, che potrebbe non essere desiderabile in tutte le situazioni. Inoltre, un set up ottimale per una condizione specifica, come la guida su strada asciutta, potrebbe non essere altrettanto efficace in condizioni diverse, come su strada bagnata o con variazioni di temperatura. Anche il carico variabile sulla moto, dovuto a piloti di diversa corporatura o alla presenza di un passeggero, richiede una considerazione attenta nella progettazione.

1.1 Tipologie di sospensioni posteriori

Prima dell'introduzione delle sospensioni, le motociclette degli anni '20 e '30 affrontavano terreni irregolari, spesso non asfaltati, affidandosi unicamente alla capacità degli pneumatici di assorbire piccole asperità; questo comportava un'esperienza di guida difficoltosa, non confortevole, con scarsa aderenza e vibrazioni trasmesse direttamente al pilota tramite sella, manubrio e pedaliere. Le prime sospensioni furono quindi concepite per mitigare questi problemi, isolando il telaio, il motore e il pilota (le cosiddette "masse sospese") dalle irregolarità del terreno.

Per rispondere alle diverse esigenze di guida, nel tempo, sono stati sviluppati vari schemi di sospensione posteriore. Tra questi, il **forcellone oscillante classico** e il **forcellone oscillante cantilever** rappresentano due soluzioni storicamente significative.

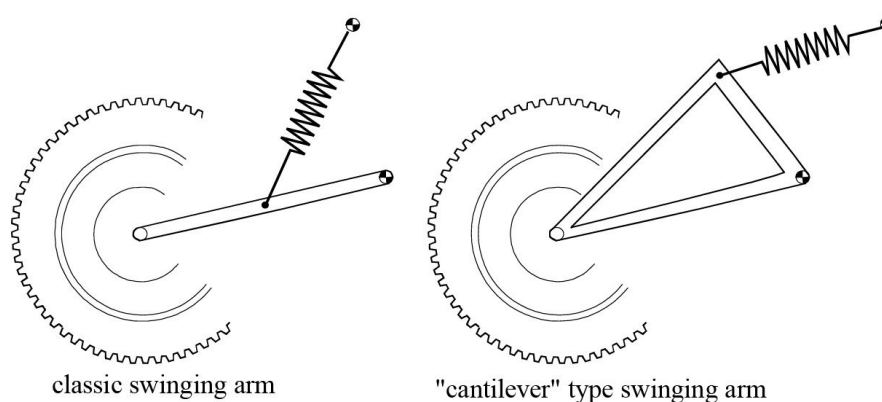


Figura 1.1: Schema sospensione posteriore con forcellone oscillante [1]

1.1.1 Forcellone oscillante

Il forcellone oscillante **classico**, uno dei primi sistemi adottati, si basa su un forcellone a due bracci, ciascuno dotato di un gruppo molla-ammortizzatore montato con una certa inclinazione. Questo sistema, grazie alla sua costruzione semplice, ha il vantaggio di evitare il surriscaldamento degli ammortizzatori durante l'uso intenso, garantendo così un funzionamento costante. Tuttavia, presenta alcuni limiti, come l'incapacità

di offrire un'escursione verticale della ruota sempre sufficiente e un comportamento progressivo della forza in funzione dello spostamento della ruota.

Un altro vantaggio del sistema è la grande escursione dell'ammortizzatore, che facilita il controllo dello smorzamento grazie a un ampio flusso d'olio. Le forze reattive al perno del forcellone sono relativamente modeste, ma esiste il rischio di torsioni del forcellone dovute alla presenza di due ammortizzatori, che potrebbero comportarsi in modo diverso a causa di differenze di taratura o condizioni operative.

Per risolvere i difetti del sistema classico, è stata sviluppata la configurazione **cantilever**. Questo schema utilizza un forcellone a bracci uniti, formando una leva adeguata per comprimere un unico gruppo molla-ammortizzatore. Questa configurazione migliora la rigidità torsionale e flessionale del forcellone, eliminando il problema delle torsioni riscontrato nel sistema classico. Inoltre, semplifica le operazioni di taratura e riduce la massa non sospesa, contribuendo ad una riduzione del peso complessivo del sistema.

Tuttavia, anche il sistema cantilever non è esente da limiti. In particolare, non permette di ottenere una curva forza-spostamento progressiva e, poiché l'ammortizzatore è spesso posizionato vicino al motore, può avere problemi di dissipazione del calore, che possono influire sulle sue prestazioni.

1.1.2 Sospensioni posteriori con meccanismi integrati

La necessità di ottenere curve di forza più progressive o regressive ha portato all'introduzione di meccanismi articolati nelle sospensioni, con il quadrilatero articolato che si afferma come il sistema più comune. Diverse case motociclistiche hanno sviluppato varianti specifiche di questo schema, ognuna con una propria denominazione commerciale. Ad esempio, Honda ha implementato il sistema **Pro-Link**, mentre Kawasaki ha sviluppato il sistema **Unitrak**. Suzuki, invece, propone un approccio distintivo con il sistema **Full Floater**, come illustrato nella Figura 1.2.

Queste soluzioni si differenziano principalmente per la disposizione dei punti di

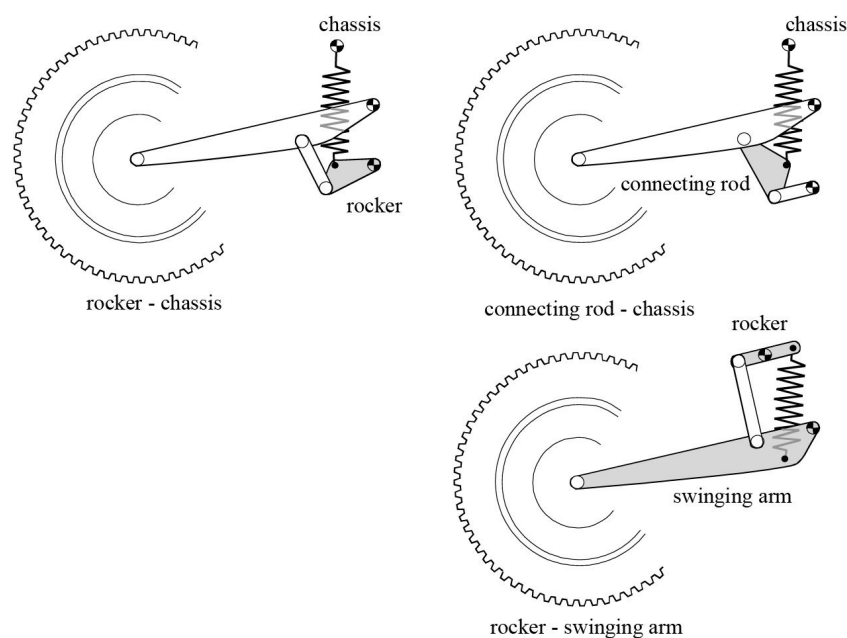


Figura 1.2: Schema sospensioni posteriori con forcellone e quadrilatero [1]

attacco del mono-ammortizzatore: nel sistema Honda, un'estremità del gruppo molla-ammortizzatore è collegata al telaio e l'altra al bilanciante del quadrilatero attaccato sul forcellone; nel sistema Kawasaki, il collegamento avviene tra il bilanciante e il telaio, questa volta con il bilanciante attaccato al telaio; infine, nel sistema Suzuki, il gruppo molla-ammortizzatore è montato tra bilanciante e forcellone, senza un collegamento diretto al telaio.

Queste configurazioni consentono di modulare la curva di rigidità per soddisfare esigenze specifiche, migliorando la reattività e il comfort della sospensione.

L'utilizzo di meccanismi articolati comporta una serie di vantaggi, bisogna però porre una maggiore attenzione alle forze reattive al perno del forcellone e, alle conseguenti sollecitazioni a cui sono sottoposti alcuni componenti.

Possiamo osservare anche casi specifici in cui le motociclette sono dotate di trasmissione ad albero con giunti cardanici, come il sistema **Paralever** di BMW, dove il quadrilatero articolato è spesso necessario per garantire un comportamento adeguato: la ruota è collegata ad una biella del meccanismo e la rotazione avviene rispetto al punto d'intersezione dei due bilancianti. Esistono alcune soluzioni sperimentali, come il

sistema a esalatero utilizzato nella Morbidelli 500 GP, che non hanno avuto ulteriori sviluppi a causa della loro complessità costruttiva.

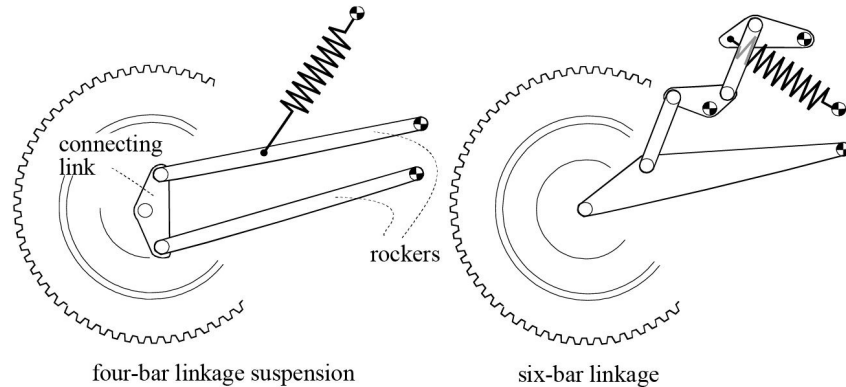


Figura 1.3: Schema sospensione posteriore con quadrilateri alternativi [1]

1.2 Caratteristiche delle sospensioni

Oltre alla tipologia adottata, quando si parla di sospensioni e del loro contributo al comportamento dinamico di un veicolo, è fondamentale considerare anche le caratteristiche dell'unità molla-smorzatore, in particolare:

- **Rigidezza della Molla:** indica la resistenza della molla alla compressione. Una maggiore rigidezza implica una sospensione più dura, che risponde meno ai piccoli urti, ma offre una maggiore stabilità su terreni irregolari.
- **Capacità di Smorzamento:** riguarda la capacità dell'ammortizzatore di dissipare l'energia durante il movimento della sospensione, influenzando il comfort di guida e la stabilità del veicolo.
- **Massima Escursione della Molla:** rappresenta la compressione massima che la molla può raggiungere, limitando quanto la sospensione può assorbire prima di raggiungere i suoi limiti meccanici.
- **Precarico:** si riferisce alla compressione iniziale della molla prima che sia applicato qualsiasi carico aggiuntivo. Questo parametro può essere regolato per influenzare l'altezza del veicolo e la risposta iniziale della sospensione.

Questi fattori, sebbene fondamentali, non sono sufficienti da soli a determinare il comportamento complessivo della sospensione.

Durante la fase di progettazione, oltre alle caratteristiche intrinseche di molla e ammortizzatore, risulta altrettanto determinante la disposizione geometrica della sospensione e lo spazio disponibile (ingombri). In particolare, l'uso di un meccanismo articolato, come il quadrilatero, influisce sul cinematismo della sospensione, ossia sul movimento relativo tra i suoi componenti durante il funzionamento.

Tale configurazione geometrica permette di modulare la forza elastica generata dalla molla, attraverso un sistema di leve che ne modifica la risposta agli ostacoli e sotto carico, migliorando la capacità di assorbimento e la reattività della sospensione.

1.2.1 Rigidezza Ridotta e Motion Ratio (MR)

Per analizzare il comportamento della sospensione in modo più approfondito, si utilizza spesso un modello semplificato basato sulle rigidezze ridotte. Questo modello permette di capire come la combinazione tra la rigidezza della molla, la geometria del sistema, la distribuzione dei pesi e le leve coinvolte influiscano sul comportamento della moto nel suo complesso. Si fa una distinzione tra masse sospese, che comprendono i corpi al di sopra delle sospensioni senza contatto diretto con il suolo, e masse non sospese, che invece sono a contatto diretto con il terreno.

Quando si introduce la rigidezza ridotta, uno dei parametri fondamentali per definirla è il **Motion Ratio (MR)**, che è il rapporto tra l'escursione della molla e l'escursione verticale della ruota, o alternativamente, il rapporto delle velocità di movimento tra questi due elementi. Il MR dipende fortemente dalla cinematica del sistema; cioè dal meccanismo con cui le componenti della sospensione interagiscono tra loro.

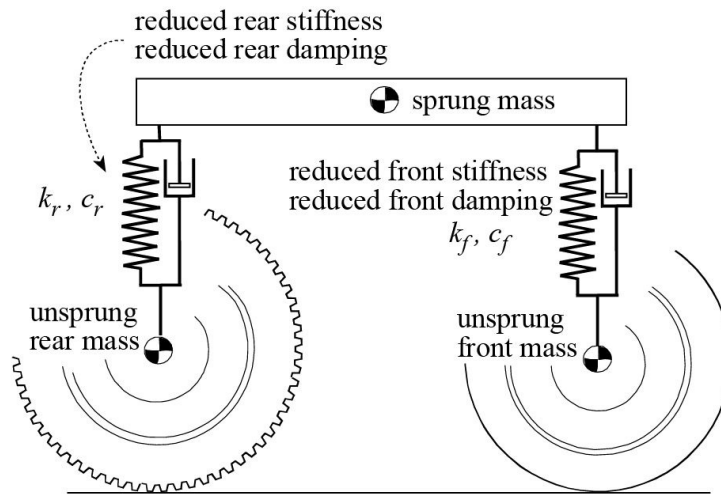


Figura 1.4: Modello semplificato con rigidzze equivalenti [1]

1.2.2 Rigidezza ridotta della sospensione posteriore

Per definire la rigidezza ridotta della sospensione posteriore è possibile partire dalla tipologia più semplice, quella a forcellone oscillante. La forza elastica F_e della molla è proporzionale alla sua deformazione:

$$F_e = k(L_m - L_{m_0})$$

dove:

- k è la rigidezza della molla,
- L_m è la lunghezza deformata della molla,
- L_{m_0} è la lunghezza iniziale della molla.

Il momento torsionale M_e esercitato sul forcellone è dato dal prodotto della forza elastica F_e per il **rapporto di velocità** $\tau_{m,\vartheta}$, che rappresenta il rapporto tra la deformazione della molla e lo spostamento angolare del forcellone:

$$M_e = F_e \cdot \tau_{m,\vartheta}$$

dove il **rapporto di velocità** $\tau_{m,\vartheta}$ è definito come:

$$\tau_{m,\vartheta} = \frac{\dot{L}_m}{\dot{\vartheta}}$$

in cui ϑ è lo spostamento angolare del forcellone.

Si può immaginare una molla torsionale, che genera un momento uguale a quello generato dalla molla effettiva, come illustrato nella Figura 1.5.

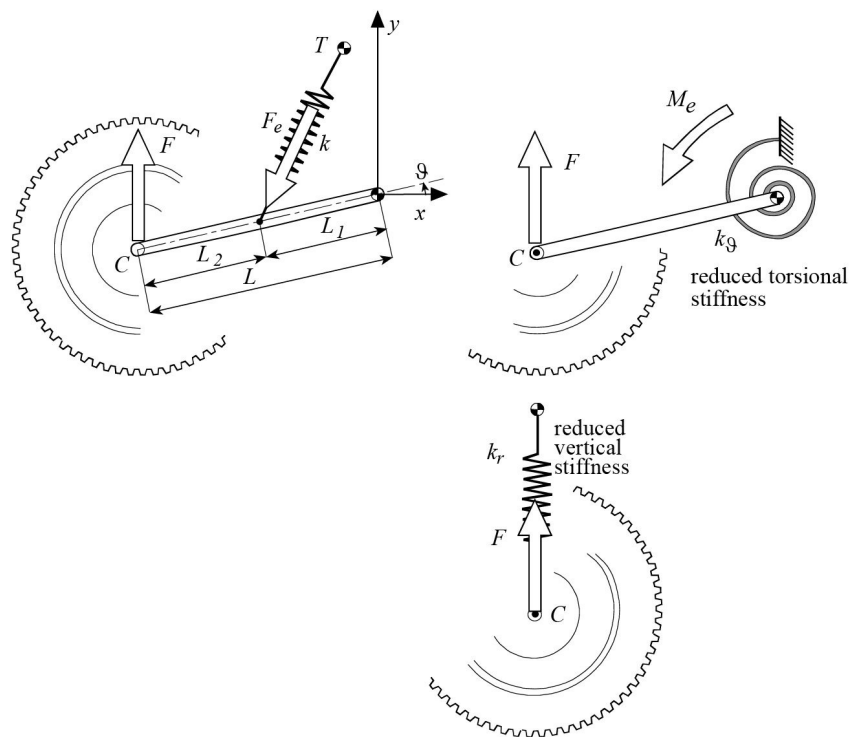


Figura 1.5: Rigidezza ridotta di una sospensione posteriore [1]

Derivando l'espressione del momento torsionale rispetto allo spostamento angolare ϑ , si ottiene la **rigidezza torsionale ridotta** k_ϑ :

$$k_\vartheta = \frac{\partial M_e}{\partial \vartheta} = k \cdot \tau_{m,\vartheta}^2 + k \cdot (L_m - L_{m0}) \cdot \frac{\partial \tau_{m,\vartheta}}{\partial \vartheta}$$

In prima approssimazione, il secondo termine può essere trascurato, in quanto è meno significativo rispetto al primo. La **rigidezza torsionale ridotta semplificata** diventa quindi:

$$k_{\vartheta} \approx k \cdot \tau_{m,\vartheta}^2$$

La sospensione posteriore può essere anche approssimata ad un modello ancor più semplice che vede la molla collegata direttamente al perno ruota, piuttosto che torsionale, come il modello appena descritto. La forza elastica ridotta F è pari al prodotto della forza elastica esercitata dalla molla F_e per il rapporto di velocità $\tau_{m,yC}$:

$$F = F_e \cdot \tau_{m,yC}$$

dove **rapporto di velocità** $\tau_{m,yC}$, anche noto come Motion Ratio (MR), rappresenta il rapporto tra la velocità di deformazione della molla e la velocità verticale della ruota;

$$(MR) = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C}$$

dove y_C è lo spostamento verticale del perno ruota.

Sostituendo l'espressione per F_e si ottiene **rigidezza ridotta** k_r :

$$k_r \approx k \cdot (MR)^2$$

In alcuni casi è comune trovare l'inverso del MR, ovvero il Lever Ratio (LR) che non è altro che il rapporto tra la velocità verticale della ruota e la velocità di deformazione della molla.

$$(LR) = \frac{\dot{y}_C}{\dot{L}_m}$$

1.2.3 Curve di rigidità

Una volta definito il *Motion Ratio*, diventa chiaro come esso influenzi direttamente la forza al perno ruota e la rigidità ridotta. In pratica, il MR è il rapporto tra la forza elastica generata dalla molla e la forza applicata alla ruota per l'escursione verticale. In particolare, andando a rappresentare in un piano cartesiano l'andamento della forza verticale al perno ruota (quella che genera lo spostamento verticale), si può notare come la sospensione può avere un comportamento **lineare**, **progressivo** o **regressivo**.

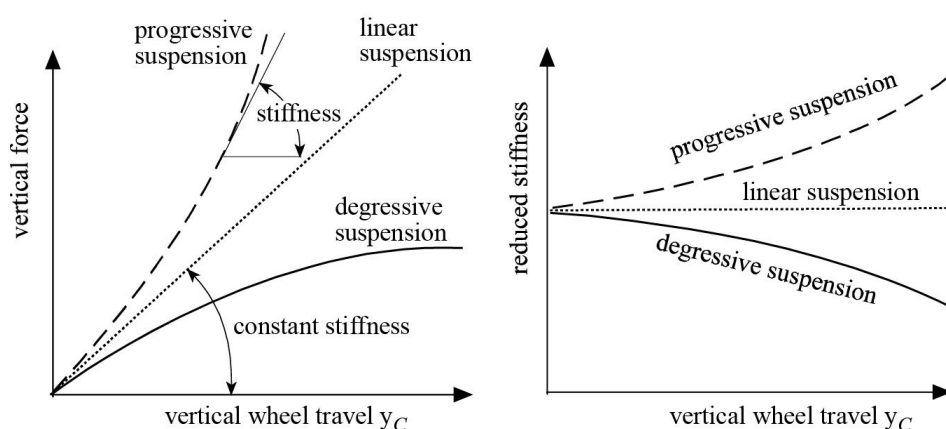


Figura 1.6: Forza elastica e rigidità ridotta della sospensione rispetto alla corsa verticale della ruota [1]

Analizzando l'andamento della rigidità ridotta è ancora più chiaro il diverso comportamento delle sospensioni:

- **Lineare:** la forza necessaria per comprimere la sospensione aumenta in modo direttamente proporzionale all'escursione verticale della ruota.
- **Progressiva:** la rigidità aumenta con l'escursione, rendendo la sospensione più rigida in presenza di forti compressioni (utile in condizioni di guida estrema).
- **Regressiva:** in questo caso la forza necessaria per comprimere la sospensione diminuisce all'aumentare dell'escursione, anche se questo tipo di configurazione è molto raro.

Le sospensioni lineari rappresentano una soluzione semplice e robusta, l'introduzione di sistemi progressivi offre vantaggi significativi in termini di comfort e stabilità, specialmente in un contesto di utilizzo stradale o misto. Le sospensioni regressive, sebbene meno comuni, possono risultare particolarmente efficaci in ambiti specifici. La chiave sta nel trovare il giusto equilibrio tra questi diversi approcci per soddisfare al meglio le aspettative del motociclista.

L'adozione di un certo grado di progressività nelle sospensioni rappresenta un importante avanzamento rispetto al comportamento lineare. I principali vantaggi di un sistema progressivo sono:

- **Migliore Assorbimento degli Urti:** la sospensione più morbida all'inizio della corsa assorbe meglio le piccole asperità del terreno, migliorando il comfort di guida. Tuttavia, con l'aumento della rigidità durante la compressione, evita che la sospensione raggiunga escursioni eccessive, mantenendo così un buon controllo e una buona aderenza.
- **Costanza delle Frequenze di Vibrazione:** l'aumento della rigidità con la deformazione consente di mantenere costanti le frequenze di vibrazione del veicolo, indipendentemente dalle variazioni di carico, come l'aggiunta di bagagli o un passeggero. Questo aspetto è determinante per garantire un comportamento prevedibile e stabile in diverse condizioni.

Le molle molto morbide, pur offrendo elevato comfort, riducendo le frequenze delle vibrazioni, presentano alcuni svantaggi, come significative variazioni nell'altezza del veicolo in funzione del carico e cambiamenti nell'assetto durante le fasi di guida, come in curva o durante accelerazione e frenata. Al contrario, molle troppo rigide possono migliorare la stabilità riducendo tali variazioni, ma compromettono il comfort e possono ridurre l'aderenza degli pneumatici, specialmente nelle fasi critiche.

Meno diffuse rispetto alle sospensioni progressive sono le sospensioni regressive, che diventano più morbide con l'aumentare della compressione. Trovano applicazione in situazioni specifiche, dove il fondo stradale è irregolare e l'aderenza ridotta.

In questi casi, le sospensioni regressive possono offrire un controllo superiore e una maggiore stabilità, anche sui terreni più difficili.

La scelta delle caratteristiche delle sospensioni di un motociclo è complessa e dipende da numerosi fattori, spesso contrastanti, che richiedono compromessi per ottenere un equilibrio ottimale. Tra questi fattori si includono: il peso del pilota e del veicolo, la posizione del baricentro, la distribuzione dei carichi, le condizioni d'uso, la superficie stradale, la tecnica di guida e il costo del sistema.

Ogni aspetto del sistema sospensivo è influenzato da queste variabili, rendendo difficile definire condizioni ottimali per ogni esigenza. Tuttavia, grazie all'evoluzione tecnologica e all'esperienza accumulata sia su strada che nelle competizioni, sono emerse alcune soluzioni generali che cercano di bilanciare esigenze spesso contrastanti come stabilità, comfort e tenuta di strada.

Le figure seguenti illustrano alcune delle soluzioni adottate per ottimizzare il comportamento delle sospensioni posteriori:

- La Fig. 1.7 mostra un leveraggio progressivo, ottenuto tramite uno schema a quadrilatero articolato. Le tre curve indicano come la progressività sia influenzata dai punti di attacco del mono-ammortizzatore al bilanciante, con la massima progressività ottenuta quando l'inclinazione la molla è perpendicolare al bilanciante.

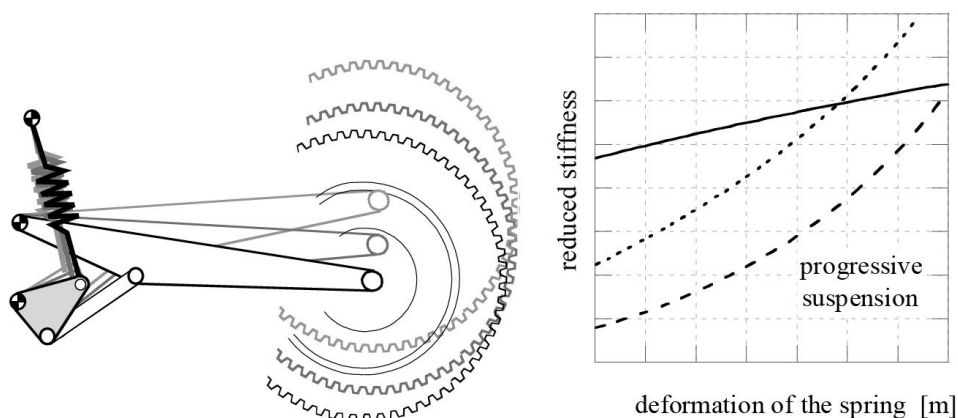


Figura 1.7: Comportamento con molla collegata al bilanciante [1]

- La Fig. 1.8 illustra come il punto di attacco della molla alla biella del quadrilatero influisca sulla curva di rigidità, con comportamenti che possono essere progressivi, lineari o regressivi, (le sospensioni regressive sono utilizzate raramente).

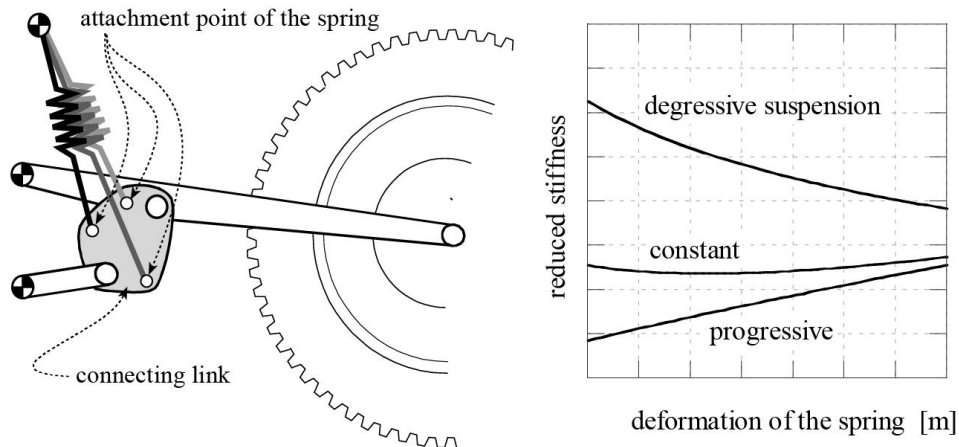


Figura 1.8: Comportamento con molla collegata a biella [1]

- Anche le sospensioni posteriori semplici a braccio oscillante presentano una certa progressività, come mostrato nella Fig. 1.9, che evidenzia la rigidità ridotta rispetto all'angolo di inclinazione degli ammortizzatori; mentre la Fig. 1.10 illustra come la progressività aumenti con l'avvicinarsi del punto di attacco della molla al forcellone, rispetto al pivot del forcellone.

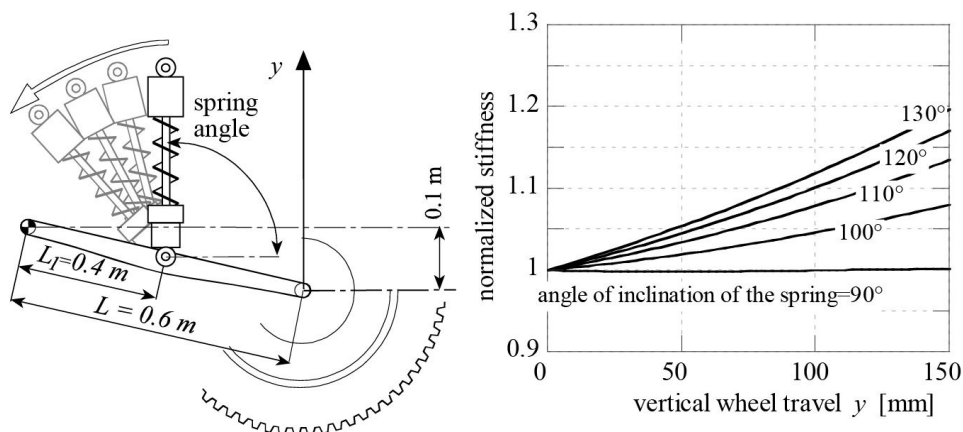


Figura 1.9: Curve di rigidità per diverse inclinazioni [1]

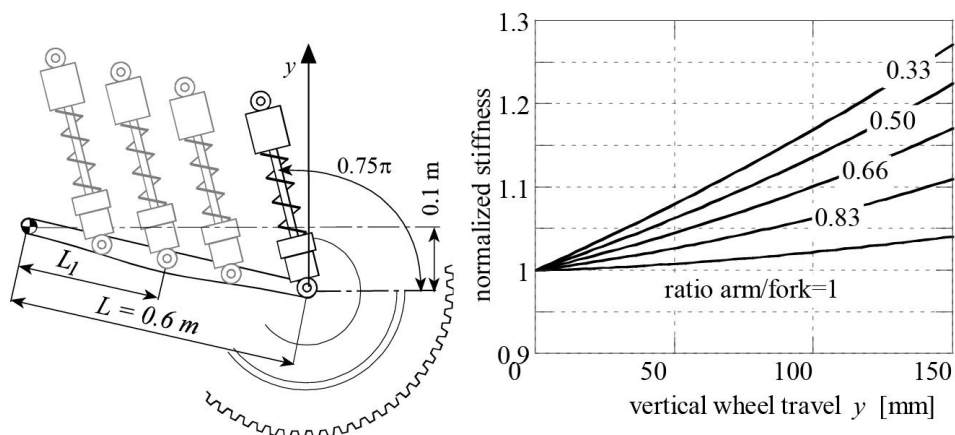


Figura 1.10: Curve di rigidezza per diversi bracci di leva [1]

Questi principi permettono di ottimizzare la sospensione per determinate condizioni d'uso, bilanciando comfort e controllo del veicolo, indipendentemente dalle condizioni di guida.

1.2.4 Definizione e Funzione del Precarico

Il precarico consiste nella pre-compressione applicata alla molla dell'ammortizzatore che permette di ridurre la lunghezza della molla senza modificare l'interasse del gruppo smorzatore-molla. Questa pre-compressione determina un aumento della forza iniziale, necessaria per comprimere ulteriormente la sospensione; per questo motivo nei capitoli successivi si terrà conto del precarico per le analisi quasi-statiche delle forze del sistema. In termini matematici, la forza di precarico F può essere espressa mediante la seguente relazione:

$$F = K_m \Delta y + K_m y$$

dove Δy rappresenta l'entità della pre-compressione. Questo significa che, se la molla viene sollecitata da una forza inferiore o uguale alla forza di precarico, ovvero

$$F_{pc} = K_m \Delta y$$

essa non subirà alcuna deformazione.

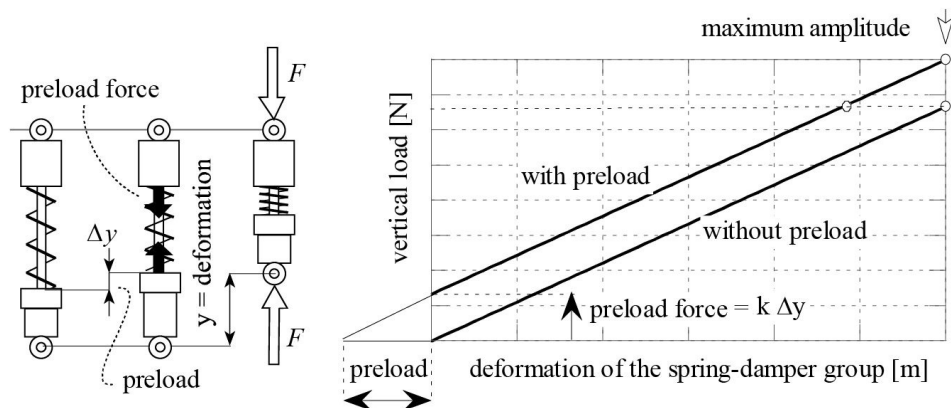


Figura 1.11: Caratteristica della sospensione con variazione di precarico [1]

Il precarico rappresenta uno degli elementi fondamentali nella regolazione delle sospensioni di una motocicletta, influenzando in modo significativo il comportamento dinamico del veicolo:

1. **Influenza sulla Compressione e sull'Escursione:** l'aggiunta di precarico comporta un ridotto abbassamento della motocicletta sotto l'effetto di carichi statici, come il peso del conducente e del passeggero. Per esempio, regolando il precarico in modo appropriato, la sospensione può essere impostata in modo da comprimersi solo del 15-20% della sua corsa totale quando si trasportano due persone, lasciando disponibile circa l'80% della corsa per ulteriori compressioni durante la guida.
2. **Risposta della Sospensione alle Irregolarità Stradali:** il precarico riduce la capacità della sospensione di estendersi, limitando così la sua abilità nel seguire irregolarità negative del terreno, come avvallamenti o buche. Se la molla è significativamente precaricata, l'ammortizzatore potrebbe non estendersi a sufficienza per mantenere il contatto con il suolo in presenza di tali irregolarità. In casi estremi, una molla con un precarico pari al peso della massa statica non reagirà minimamente alle irregolarità che riducono la distanza tra la ruota e il telaio.

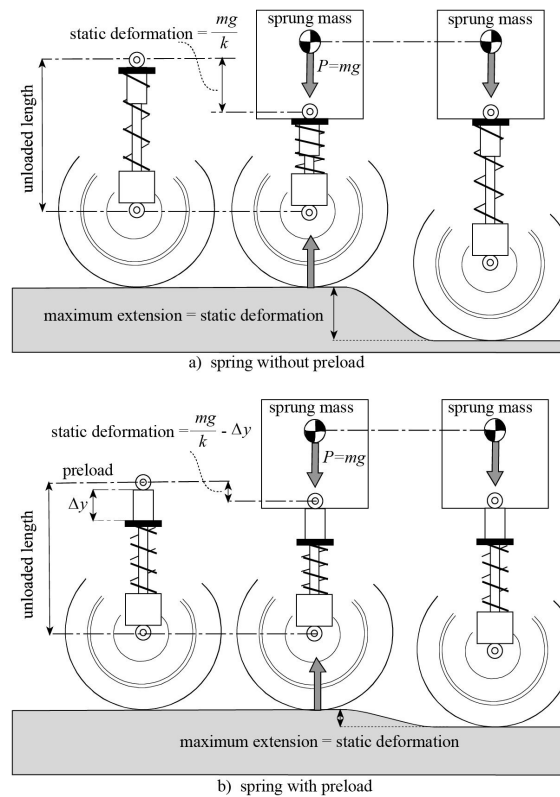


Figura 1.12: Deformazione massima per sospensione precaricata [1]

3. Regolazione del SAG (Static e Rider): la corretta regolazione del precarico

è strettamente legata alla misurazione del SAG, sia statico che dinamico:

- **Static SAG:** questo parametro misura quanto la sospensione posteriore si abbassa sotto il solo peso della motocicletta, senza carico aggiuntivo.
- **Rider SAG:** misura l'abbassamento della sospensione con il conducente a bordo, in assetto di guida.

I target per il rider sag e lo static sag dipendono dalla tipologia di moto e dalle specifiche del costruttore. Ogni categoria, come moto sportive, touring o off-road, ha valori ottimali differenti per garantire la giusta risposta della sospensione. Nello specifico, solitamente si richiede un certo carico statico come si può vedere nella Figura 1.13 : se l'abbassamento risulta inferiore ad un determinato valore, ciò indica che il precarico è eccessivo; al contrario, se è superiore, la sospensione potrebbe risultare troppo morbida.

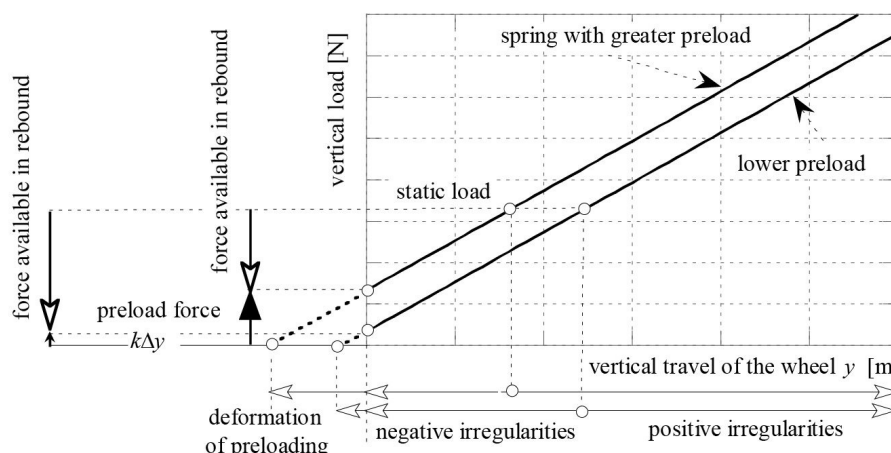


Figura 1.13: Carico statico al variare del precarico

In caso di necessità di un'ulteriore regolazione, come la sostituzione della molla, si dovrebbe considerare che un abbassamento eccessivo dovuto al peso della moto (Static SAG) indica la necessità di una molla più rigida, mentre un abbassamento insufficiente potrebbe indicare che la molla è troppo rigida. Saranno quindi necessari precarichi differenti a seconda della rigidezza come illustrato in Figura 1.14

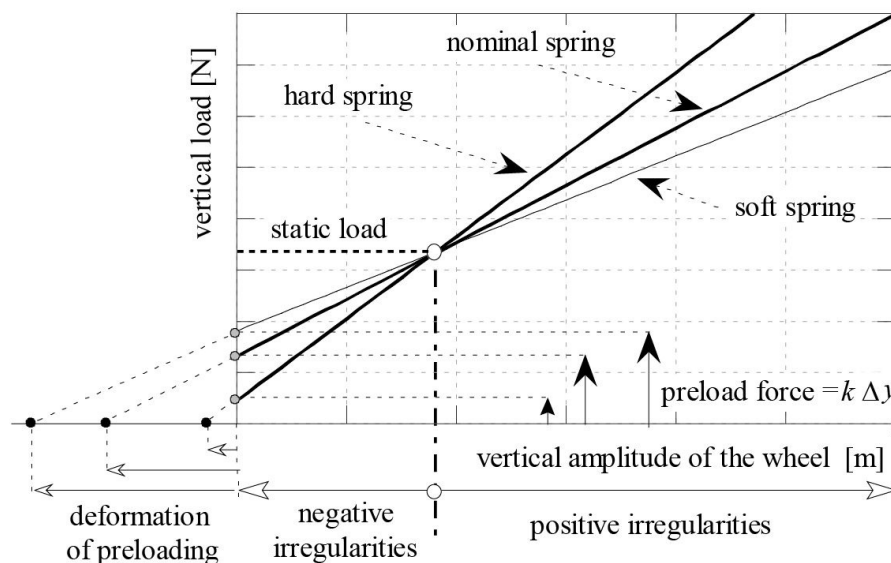


Figura 1.14: Caratteristica della sospensione al variare della rigidezza [1]

Si evince quindi che, la regolazione del precarico deve essere effettuata tenendo conto del tipo di utilizzo previsto per la moto, che può variare tra un uso stradale e

uno sportivo su pista. Un corretto precarico permette di ottimizzare l'assetto della motocicletta, migliorando stabilità, comfort e sicurezza.

Capitolo 2

Sospensioni con meccanismi del quadrilatero articolato

Negli anni '70 le case motociclistiche giapponesi hanno rivoluzionato il settore del motociclismo, sviluppando nuove tipologie di sospensioni e integrando sistemi di leveraggio. Questo approccio consentiva un progressivo irrigidimento della sospensione in funzione dell'escursione della ruota posteriore, migliorando le prestazioni su terreni accidentati e in condizioni di guida estrema, trovando così impiego soprattutto nell'ambito del cross.

Nonostante le iniziali difficoltà strutturali dovute all'elevata progressione che generava forze notevoli sul telaio, le nuove tecniche di costruzione hanno permesso di superare tali problematiche, come la resistenza e la durata dei telai. Questi sviluppi hanno aperto la strada a configurazioni sempre più compatte ed efficienti, per questo il loro studio è diventato fondamentale in fase di progettazione.

L'adozione del meccanismo a quadrilatero articolato è stato un fondamento nell'evoluzione che ha portato all'ottimizzazione della rigidità e la precisione delle sospensioni. Questo capitolo esplorerà in dettaglio il funzionamento, i vantaggi e le applicazioni di questo sistema, essenziale per le moderne moto da cross e supersportive. Nei paragrafi successivi ci si focalizzerà sul sintetizzare vari tipi di sospensione in quadrilateri arti-

colati nel piano, osservando in particolare come un sistema con leveraggi genera una diversa variazione della velocità di compressione del sistema mono-ammortizzatore.

2.1 Definizione di un quadrilatero articolato

Un sistema articolato è un meccanismo composto da diversi corpi rigidi collegati tra loro attraverso vincoli interni e poi ad un telaio tramite vincoli esterni.

Come anticipato, qui di seguito verrà approfondito il caso specifico del quadrilatero articolato piano, il quale è costituito da quattro membri rigidi collegati da quattro coppie rotoidali con assi paralleli (ortogonali al piano del meccanismo):

- **Telaio:** rappresenta la parte fissa del sistema, rispetto alla quale si muovono gli altri tre membri del meccanismo.
- **Manovella:** se presente, è un membro collegato a un'estremità del telaio, in grado di compiere una rotazione completa di 360° intorno al suo asse di rotazione rispetto al telaio.
- **Bilanciere:** è un membro anch'esso collegato a un'estremità, ma che può solo oscillare e non riesce a effettuare una rotazione completa.
- **Biella:** è la componente che si muove secondo una traiettoria definita dalle geometrie del sistema e collega due membri.

Per determinare se i membri di un quadrilatero articolato sono manovelle o bilancieri si utilizza la **regola di Grashof**. Questo criterio si basa sulla relazione tra le lunghezze dei membri del quadrilatero:

- L : il membro più lungo,
- c : il membro più corto,
- l e m : i due membri intermedi.

La regola prevede di confrontare la somma della lunghezza del membro più lungo e di quello più corto ($L + c$) con la somma delle lunghezze dei due membri intermedi ($l + m$).

I casi possibili secondo la regola di Grashof sono i seguenti:

1. **Quadrilatero costituito solo da bilancieri** (ovvero tutti i membri oscillano e nessuno compie una rotazione completa):

$$L + c > l + m \quad (2.1)$$

In questo caso, nessun membro può ruotare completamente; tutti i membri si comportano da *bilancieri*, cioè oscillano avanti e indietro.

2. **Combinazioni di manovelle e bilancieri:**

$$L + c < l + m \quad (2.2)$$

In questo caso, ci sono diverse possibilità:

- Se il telaio del sistema articolato piano (il membro fisso) è opposto al membro più corto, il quadrilatero è costituito da *due bilancieri*.
- Se il telaio è il membro più corto, il quadrilatero è costituito da *due manovelle*, cioè due membri possono ruotare completamente.
- Se il telaio è uno dei membri adiacenti a quello più corto, si ha una *manovella e un bilanciante*.

3. **Quadrilatero costituito da due manovelle (caso limite):**

$$L + c = l + m \quad (2.3)$$

Questo è un caso particolare, chiamato *parallelogramma articolato*, in cui due membri opposti possono ruotare completamente e agiscono entrambi come manovelle.

Questi elementi lavorano insieme per realizzare la trasformazione del movimento desiderato, come si vedrà nei casi successivamente trattati; si farà riferimento in particolar modo al telaio, bilanciante e biella, comunemente usati nelle sospensioni.

2.2 Analisi Cinematica del quadrilatero articolato

Per conoscere il comportamento di una sospensione è necessario svolgere un'analisi di posizione.

L'analisi di posizione si basa sulle equazioni di chiusura per determinare la configurazione esatta del quadrilatero articolato per un dato set di condizioni iniziali, come gli angoli di ingresso della manovella o del bilanciante. Le equazioni di chiusura consentono di ricavare due equazioni scalari che dipendono dagli angoli di orientamento dei membri del sistema.

Queste equazioni sono di natura vettoriale e, proiettando i vettori lungo gli assi x e y del sistema di riferimento, si ottengono due equazioni scalari distinte.

Nel caso di un quadrilatero articolato piano, il sistema è composto da quattro vettori che formano un poligono chiuso.

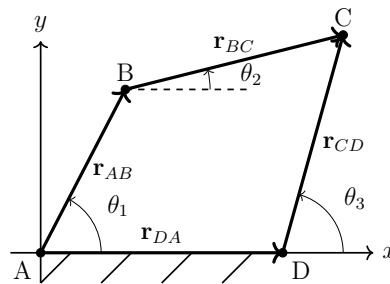


Figura 2.1: Rappresentazione di un quadrilatero con angoli θ_1 , θ_2 , θ_3 e il telaio lato AD.

La somma vettoriale dei quattro lati del poligono deve essere nulla, il che si traduce in:

$$\mathbf{r}_{AB} + \mathbf{r}_{BC} + \mathbf{r}_{CD} + \mathbf{r}_{DA} = 0 \quad (2.4)$$

Proiettando questa equazione sui due assi principali, si ottengono le equazioni scalari che descrivono la relazione tra i vari angoli:

$$\begin{cases} r_{AB} \cos(\theta_1) + r_{BC} \cos(\theta_2) - r_{CD} \cos(\theta_3) - r_{DA} = 0 & (\text{lungo } x) \\ r_{AB} \sin(\theta_1) + r_{BC} \sin(\theta_2) - r_{CD} \sin(\theta_3) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.5)$$

Queste equazioni descrivono le relazioni tra gli angoli di orientamento dei vari membri. Risolvendo tali equazioni, è possibile determinare la configurazione esatta del quadrilatero per un dato set di condizioni iniziali. Le equazioni di chiusura sono particolarmente utili nell'analisi di posizione, in cui si studia come si dispone il sistema in funzione di un angolo noto.

Una volta determinati gli angoli, la posizione di ogni punto del sistema è completamente definita, consentendo di calcolare anche velocità e accelerazioni mediante la derivazione rispetto al tempo delle equazioni di posizione.

2.2.1 Configurazioni singolari

Le configurazioni singolari rappresentano situazioni critiche per un quadrilatero articolato, in cui il sistema perde uno o più gradi di libertà, diventando instabile o inefficace. Nel caso specifico del quadrilatero articolato, la singolarità si verifica quando:

$$\sin(\vartheta_2 - \vartheta_3) = 0 \quad (2.6)$$

cioè quando ϑ_2 e ϑ_3 soddisfano le seguenti condizioni:

$$\vartheta_2 = \vartheta_3$$

$$\vartheta_2 = \vartheta_3 + \pi$$

Nel primo caso, i membri del quadrilatero diventano perfettamente collineari, mentre nel secondo caso diventano paralleli ma con direzione opposta come illustrato nelle Figure 2.2 e 2.3. In entrambi i casi, il sistema perde la capacità di trasmettere

correttamente il movimento, generando configurazioni critiche per il funzionamento del meccanismo, che può portare a malfunzionamenti o, in casi estremi, a rotture.

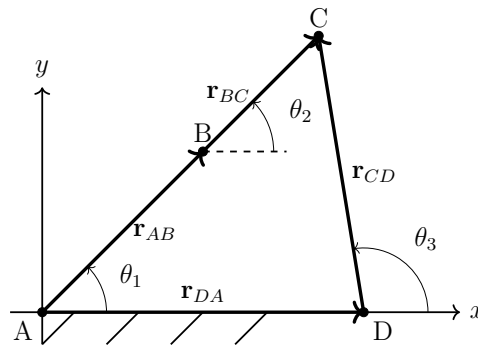


Figura 2.2: Rappresentazione di un quadrilatero con configurazione di singolarità (1).

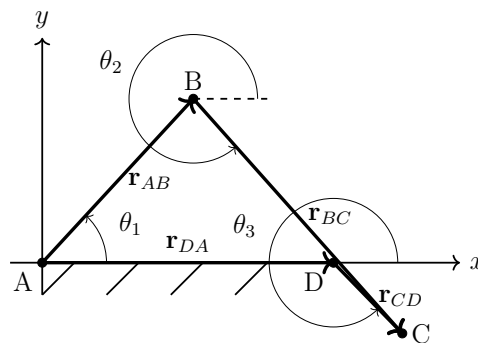


Figura 2.3: Rappresentazione di un quadrilatero con configurazione di singolarità (2).

Dal punto di vista matematico, la singolarità si verifica quando il determinante della matrice Jacobiana \mathbf{J} , che rappresenta le derivate delle equazioni di posizione rispetto agli angoli incogniti, si annulla. Se il determinante di \mathbf{J} è zero, il sistema diventa indeterminato, rendendo impossibile risolvere le equazioni di posizione in modo univoco.

Questo comporta una perdita di gradi di libertà, con il rischio che il sistema si muova in modi non previsti o rimanga bloccato. La condizione di singolarità può essere espressa come:

$$\det(\mathbf{J}) = 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Singolarità}$$

2.3 Applicazioni del quadrilatero articolato nelle sospensioni

In seguito verrà illustrata l'applicazione della teoria del quadrilatero articolato ai casi di studio delle diverse sospensioni. Per ciascuna tipologia di sospensione, saranno considerati due sistemi di equazioni di chiusura ciascuno. In entrambi i sistemi, uno dei lati appartiene al telaio e quindi è considerato fisso.

La principale differenza tra i casi analizzati è rappresentata dal quadrilatero evidenziato in blu e la catena chiusa dei membri, in verde:

- Nei casi evidenziati in blu, le lunghezze dei lati rimangono costanti perché rappresentano le componenti rigide di un quadrilatero articolato.
- Nei casi evidenziati in verde, durante il moto la lunghezza del lato corrispondente all'ammortizzatore varia nel tempo, così come gli angoli, ma il cinematismo deve essere sempre chiuso.

Il parametro fondamentale da cui dipendono i sistemi è l'angolo del forcellone rispetto all'asse x , identificato come ϕ . Questo angolo, a sua volta, è determinato dall'escursione verticale imposta al perno ruota (P6).

Nei prossimi esempi, nella formulazione delle equazioni, le lunghezze L , con i rispettivi pedici, rappresentano le distanze tra i punti relativi indicati dai pedici stessi.

Gli angoli α sono distinti tramite due pedici. Il primo pedice dell'angolo corrisponde al vertice dell'angolo, mentre il secondo indica il punto verso cui si estende il segmento, definendo quindi il verso dell'angolo. Gli angoli α sono misurati rispetto a una retta parallela all'asse x . Più precisamente, ciascun α rappresenta l'angolo formato tra il segmento identificato dai pedici e l'asse x .

2.3.1 Prolink

I segmenti $\overline{P_0P_2}$ e $\overline{P_0P_3}$, rappresentati da linee tratteggiate, delineano il telaio del sistema di sospensione di tipo Prolink. Il segmento $\overline{P_3P_4}$ rappresenta la biella che collega il telaio al bilanciante. I segmenti $\overline{P_1P_4}$ e $\overline{P_1P_5}$ formano invece parte del bilanciante, con P_1 come punto di collegamento con il forcellone, mentre il triangolo $\triangle P_0P_1P_6$ evidenzia il forcellone.

Il sistema di equazioni è diviso in due parti, come segue:

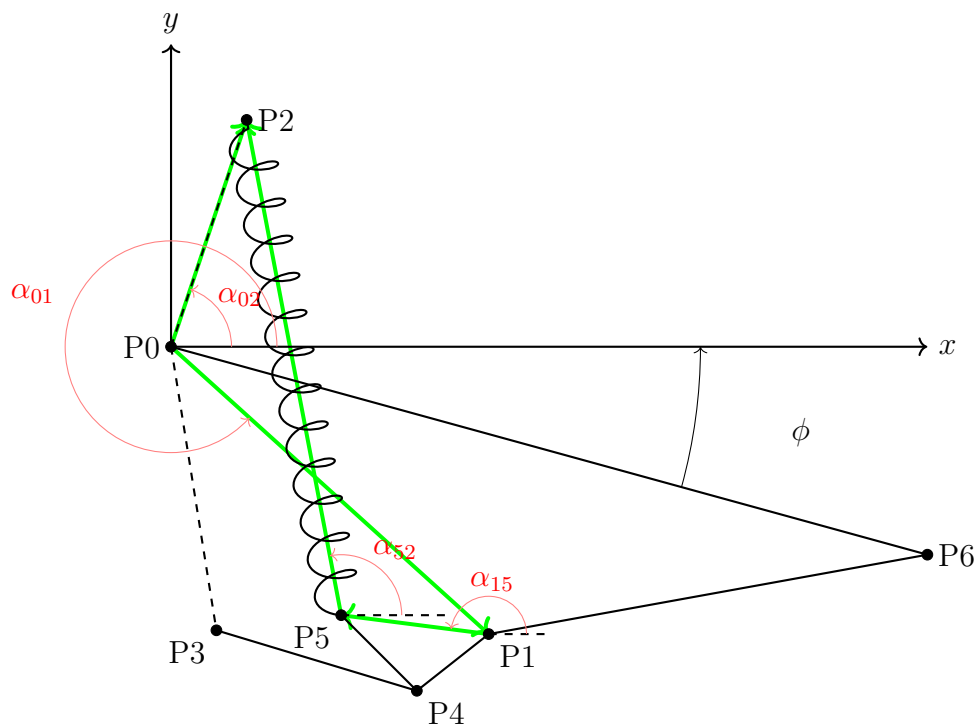


Figura 2.4: Schema per il Prolink della catena di chiusura evidenziate in verde.

Meccanismo Verde:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{15} \cos(\alpha_{15}) + L_{52} \cos(\alpha_{52}) - L_{02} \cos(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{15} \sin(\alpha_{15}) + L_{52} \sin(\alpha_{52}) - L_{02} \sin(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.7)$$

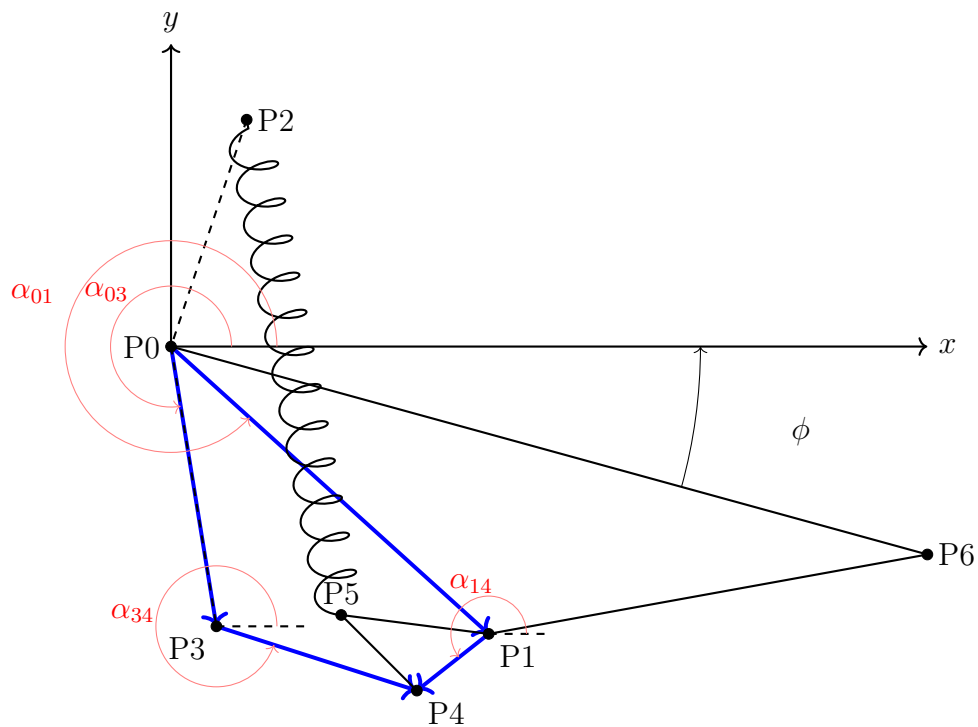


Figura 2.5: Schema per Prolink del quadrilatero articolato evidenziate in blu.

Meccanismo Blu:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{14} \cos(\alpha_{14}) - L_{34} \cos(\alpha_{34}) - L_{03} \cos(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{14} \sin(\alpha_{14}) - L_{34} \sin(\alpha_{34}) - L_{03} \sin(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.8)$$

2.3.2 Unitrack

I segmenti $\overline{P_0P_2}$ e $\overline{P_0P_1}$, rappresentati da linee tratteggiate, delineano il telaio con P_1 come punto di collegamento con il bilanciante nel caso del sistema di sospensione di tipo Unitrack. Il segmento $\overline{P_3P_4}$ rappresenta la biella che a differenza del Prolink collega il forcellone al bilanciante.

Il sistema di equazioni è diviso in due parti, come segue:

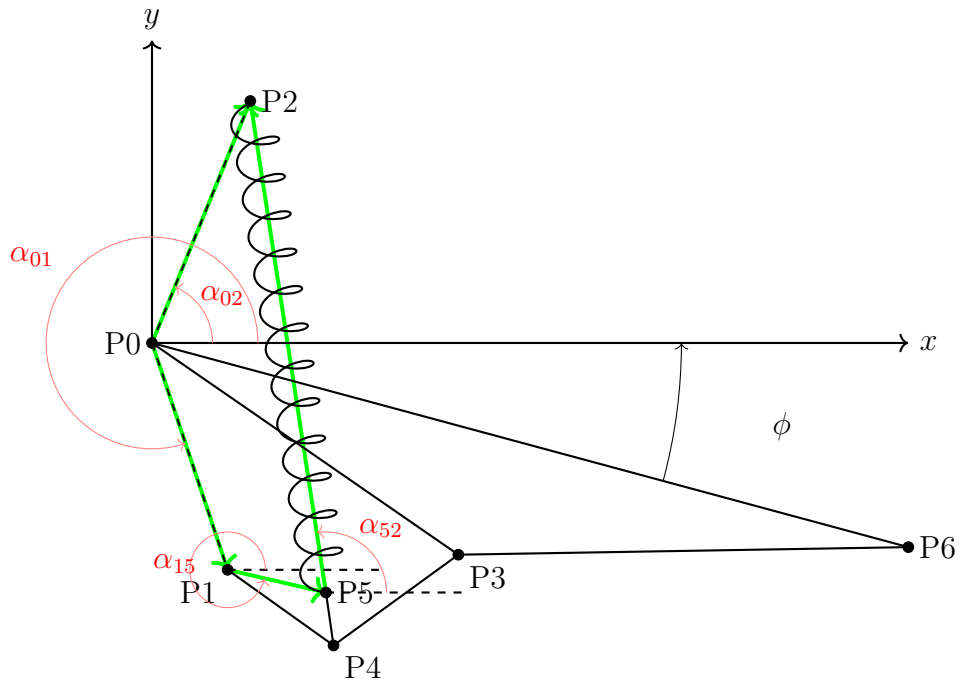


Figura 2.6: Schema per il Unitrack della catena di chiusura evidenziate in verde.

Meccanismo Verde:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{15} \cos(\alpha_{15}) + L_{52} \cos(\alpha_{52}) - L_{02} \cos(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{15} \sin(\alpha_{15}) + L_{52} \sin(\alpha_{52}) - L_{02} \sin(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.9)$$

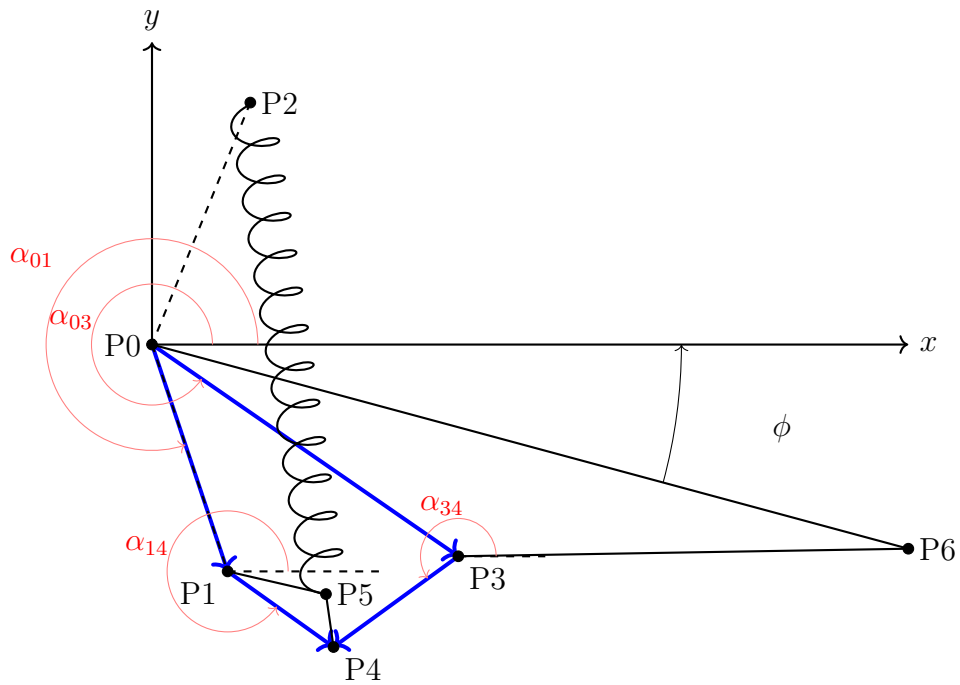


Figura 2.7: Schema per Unitrack del quadrilatero articolato evidenziate in blu.

Meccanismo Blu:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{14} \cos(\alpha_{14}) - L_{34} \cos(\alpha_{34}) - L_{03} \cos(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{14} \sin(\alpha_{14}) - L_{34} \sin(\alpha_{34}) - L_{03} \sin(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.10)$$

2.3.3 Full Floater con ammortizzatore anteriore

Anche per il sistema Full Floater, il segmento $\overline{P_0P_1}$, rappresentato da linee tratteggiate, delinea il telaio, con P_1 come punto di collegamento con il bilanciante, posizionato sopra il forcellone, a differenza della configurazione Unitrack. Il segmento $\overline{P_3P_4}$ rappresenta la biella, la quale è situata dietro l'ammortizzatore in questa configurazione.

Il sistema di equazioni è diviso in due parti, come segue:

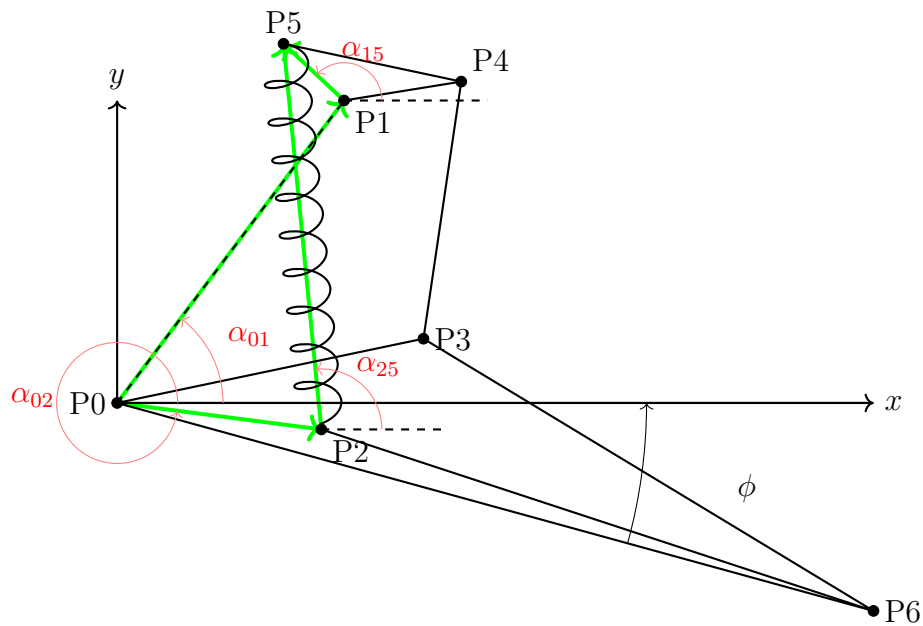


Figura 2.8: Schema per il Fullfloater della catena di chiusura evidenziate in verde.

Meccanismo Verde:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{15} \cos(\alpha_{15}) + L_{25} \cos(\alpha_{25}) - L_{02} \cos(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{15} \sin(\alpha_{15}) + L_{25} \sin(\alpha_{25}) - L_{02} \sin(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.11)$$

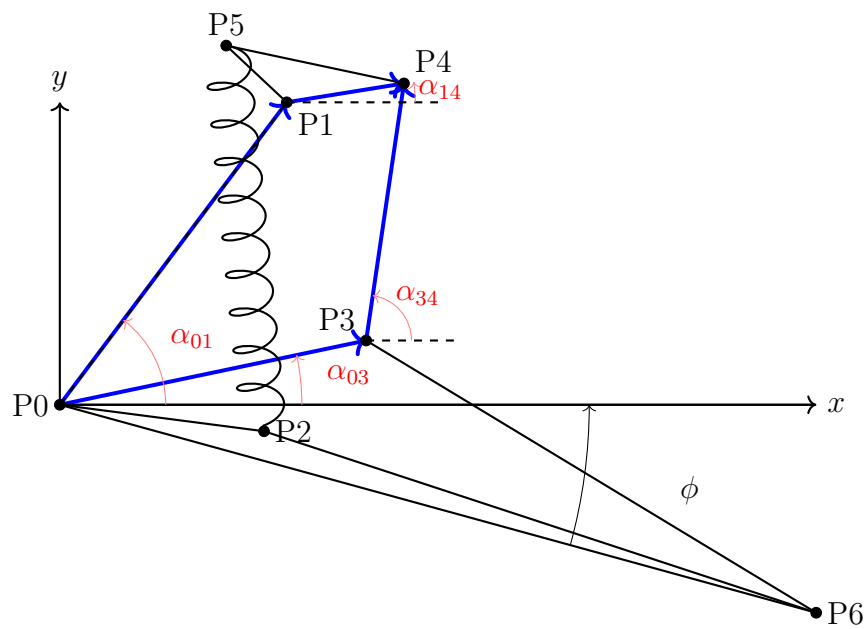


Figura 2.9: Schema per il Full Floater del quadrilatero articolato evidenziate in blu.

Meccanismo Blu:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{14} \cos(\alpha_{14}) - L_{34} \cos(\alpha_{34}) - L_{03} \cos(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{14} \sin(\alpha_{14}) - L_{34} \sin(\alpha_{34}) - L_{03} \sin(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.12)$$

2.3.4 Full Floater con ammortizzatore posteriore

Nel caso in cui la biella sia posizionata davanti e l'ammortizzatore dietro, il segmento e $\overline{P_0P_1}$, rappresentato da linee tratteggiate, delinea il telaio, con P_1 come punto di attacco del bilanciante, che in questa configurazione è collocato sopra il forcellone. A differenza dell'altra configurazione Full Floater, il segmento $\overline{P_3P_4}$, che rappresenta la biella, è ora situato davanti all'ammortizzatore.

Il sistema di equazioni è diviso in due parti, come segue:

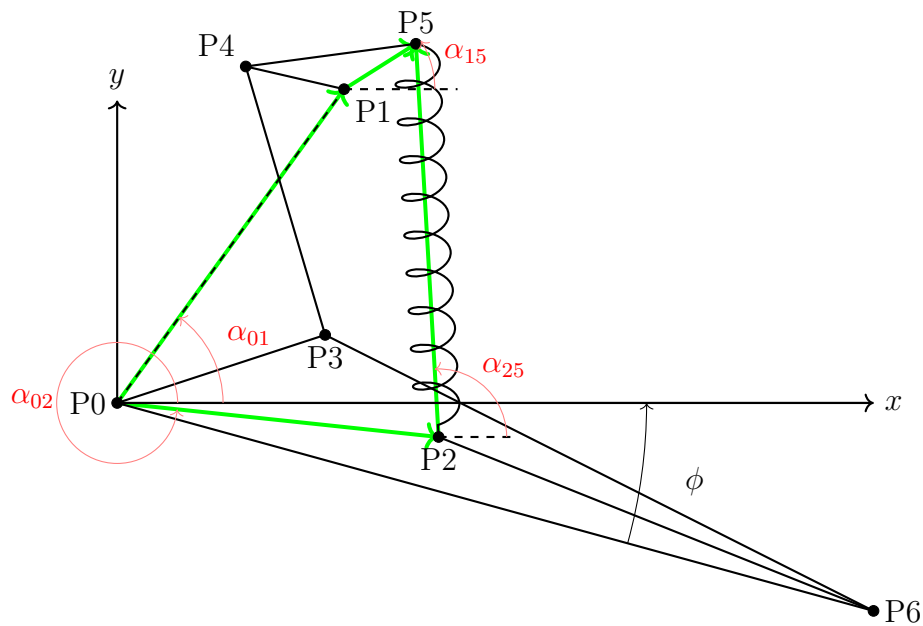


Figura 2.10: Schema per il Full Floater della catena di chiusura evidenziate in verde.

Meccanismo Verde:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{15} \cos(\alpha_{15}) + L_{25} \cos(\alpha_{25}) - L_{02} \cos(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{15} \sin(\alpha_{15}) + L_{25} \sin(\alpha_{25}) - L_{02} \sin(\alpha_{02}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.13)$$

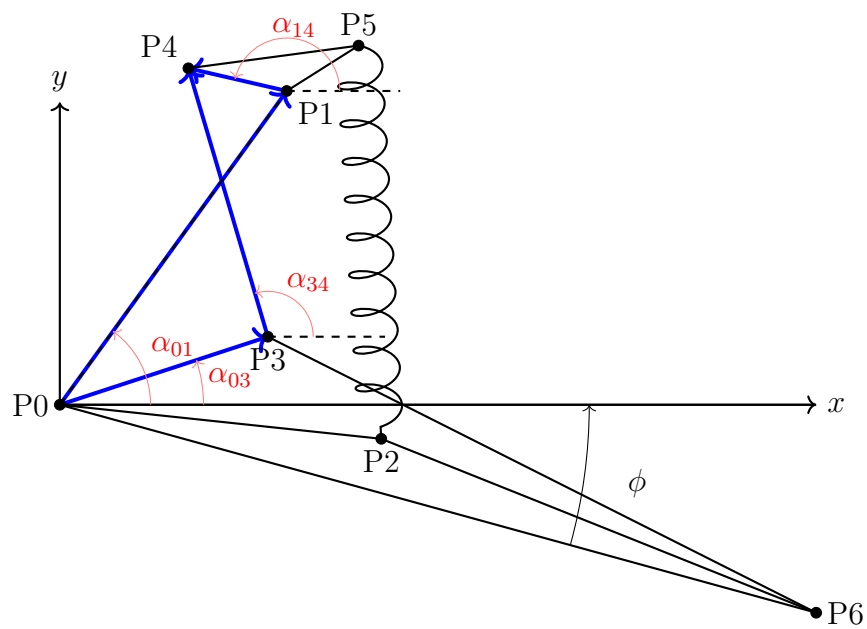


Figura 2.11: Schema per il Full Floater del quadrilatero articolato evidenziate in blu.

Meccanismo Blu:

$$\begin{cases} L_{01} \cos(\alpha_{01}) + L_{14} \cos(\alpha_{14}) - L_{34} \cos(\alpha_{34}) - L_{03} \cos(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } x) \\ L_{01} \sin(\alpha_{01}) + L_{14} \sin(\alpha_{14}) - L_{34} \sin(\alpha_{34}) - L_{03} \sin(\alpha_{03}) = 0 & (\text{lungo } y) \end{cases} \quad (2.14)$$

2.4 Analisi Quasi-Statica

L'analisi quasi-statica del quadrilatero articolato si concentra sulla distribuzione delle forze interne ed esterne che agiscono sui vari membri del sistema. Questa analisi è fondamentale per comprendere come le forze vengono trasmesse attraverso i leveraggi e come queste interagiscono con il telaio e gli altri componenti del meccanismo.

In condizioni quasi statiche, dove gli effetti dinamici sono trascurabili, si applicano le condizioni di equilibrio statico per determinare le reazioni vincolari e le forze interne:

$$\sum \mathbf{F} = 0 \quad (2.15)$$

$$\sum \mathbf{M} = 0 \quad (2.16)$$

Questo tipo di analisi è particolarmente utile per il dimensionamento e la verifica dei componenti meccanici, poiché permette di calcolare le forze agenti sui vari membri e di conseguenza la resistenza e l'affidabilità del meccanismo. Nella definizione del modello, conoscendo la forza impressa da un elemento esterno (cioè dalla molla a causa della sua compressione) è possibile risalire alle forze interne che si sviluppano nei vari membri del quadrilatero e, ricavare la forza normale al terreno necessaria per l'equilibrio, cioè la forza che agisce sulla ruota per una determinata escursione verticale.

Di seguito sono riportate le equazioni di equilibrio per ciascun caso di studio, accompagnate dai relativi grafici. I termini noti nelle equazioni includono la forza elastica generata dalla compressione della molla, le sue componenti lungo gli assi x e y , e la forza normale al terreno che agisce sulla ruota. Quest'ultima è determinata dal *Motion Ratio* (MR), in relazione alla forza esercitata dalla molla.

Le incognite sono le componenti lungo x e y della forza scambiata tra la biella e i membri della sospensione, nonché le reazioni vincolari sul telaio al pivot e al bilanciante (forcellone nel caso specifico del Pro-Link).

2.4.1 Prolink

Sono riportate le equazioni di equilibrio delle forze, in riferimento allo schema mostrato in Figura 2.12.

Equilibrio del Forcellone

$$\begin{cases} R_{P0x} - R_{P1x} = 0 \\ R_{P0y} - R_{P1y} + N_r = 0 \\ N_r \cdot P_{6y} - R_{P1x} \cdot (P_{0y} - P_{1y}) - R_{P1y} \cdot (P_{1x} - P_{0x}) = 0 \end{cases} \quad (2.17)$$

Equilibrio del Bilanciere

$$\begin{cases} R_{P1x} - F_{P4x} + F_{P5x} = 0 \\ R_{P1y} + F_{P4y} - F_{P5y} = 0 \\ F_{P5y} \cdot (P_{1x} - P_{5x}) - F_{P5x} \cdot (P_{5y} - P_{1y}) - F_{P4y} \cdot (P_{1x} - P_{4x}) - F_{4x} \cdot (P_{1y} - P_{4y}) = 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Equilibrio della biella

$$\begin{cases} F_{P4x} - R_{P3x} = 0 \\ F_{P4y} + R_{P3y} = 0 \end{cases} \quad (2.19)$$

Equilibrio dello Monoshock (Ammortizzatore)

$$\begin{cases} R_{P2x} = F_{P5x} \\ R_{P2y} = -F_{P5y} \end{cases} \quad (2.20)$$

Equilibrio del Bilanciere

$$\begin{cases} R_{P1x} + F_{P4x} + F_{P5x} = 0 \\ R_{P1y} + F_{P4y} - F_{P5y} = 0 \\ -F_{P5y} \cdot (P_{5x} - P_{1x}) - F_{P5x} \cdot (P_{5y} - P_{1y}) + F_{P4y} \cdot (P_{4x} - P_{1x}) + F_{4x} \cdot (P_{1y} - P_{4y}) = 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Equilibrio della biella

$$\begin{cases} F_{P4x} - F_{P3x} = 0 \\ F_{P4y} - F_{P3y} = 0 \end{cases} \quad (2.23)$$

Equilibrio dello Monoshock (Ammortizzatore)

$$\begin{cases} R_{P2x} - F_{P5x} = 0 \\ R_{P2y} - F_{P5y} = 0 \end{cases} \quad (2.24)$$

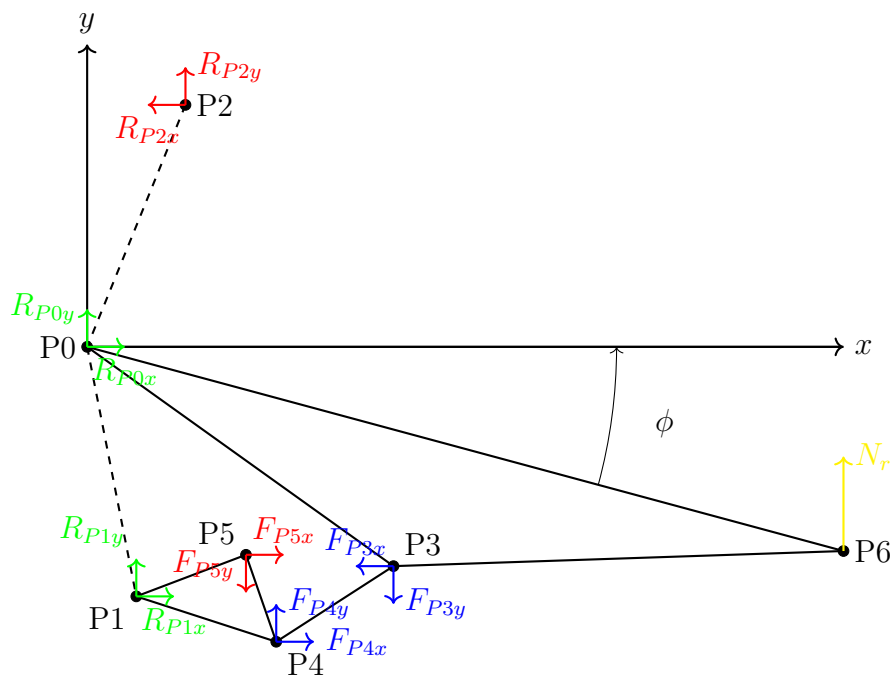


Figura 2.13: Diagramma delle forze in x e y per Unitrack, con N_r sul perno ruota $P6$.

2.4.3 Full Floater con ammortizzatore anteriore

Sono riportate le equazioni di equilibrio delle forze, in riferimento allo schema mostrato in Figura 2.14.

Equilibrio del Forcellone

$$\begin{cases} R_{P0x} - F_{P3x} - F_{P5x} = 0 \\ R_{P0y} - F_{P3y} - F_{P5y} + N_r = 0 \\ N_r \cdot P_{6y} + F_{P3x} \cdot (P_{3y} - P_{0y}) - F_{P3y} \cdot (P_{3x} - P_{0x}) - F_{P2x} \cdot (P_{2y} - P_{0y}) - F_{P2y} \cdot (P_{2x} - P_{0x}) = 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

Equilibrio del Bilanciere

$$\begin{cases} R_{P1x} + F_{P4x} - F_{P5x} = 0 \\ R_{P1y} + F_{P4y} + F_{P5y} = 0 \\ -F_{P5y} \cdot (P_{1x} - P_{5x}) + F_{P5x} \cdot (P_{5y} - P_{1y}) + F_{P4y} \cdot (P_{4x} - P_{1x}) - F_{4x} \cdot (P_{4y} - P_{1y}) = 0 \end{cases} \quad (2.26)$$

Equilibrio della biella

$$\begin{cases} F_{P4x} - F_{P3x} = 0 \\ F_{P4y} - F_{P3y} = 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

Equilibrio dello Monoshock (Ammortizzatore)

$$\begin{cases} F_{P2x} - F_{P5x} = 0 \\ -F_{P2y} + F_{P5y} = 0 \end{cases} \quad (2.28)$$

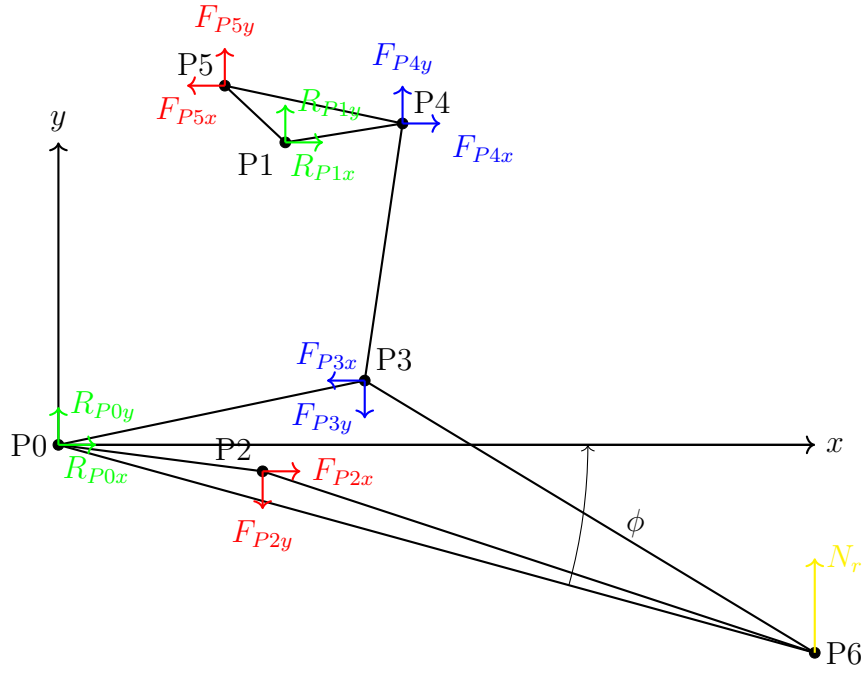


Figura 2.14: Diagramma delle forze in x e y per Full Floater, con N_r sul perno ruota $P6$.

2.4.4 Full Floater con ammortizzatore posteriore

Sono riportate le equazioni di equilibrio delle forze, in riferimento allo schema mostrato in Figura 2.15.

Equilibrio del Forcellone

$$\begin{cases} R_{P0x} + F_{P3x} - F_{P2x} = 0 \\ R_{P0y} - F_{P3y} - F_{P2y} + N_r = 0 \\ N_r \cdot P_{6y} - F_{P3x} \cdot (P_{3y} - P_{0y}) - F_{P3y} \cdot (P_{3x} - P_{0x}) - F_{P2x} \cdot (P_{2y} - P_{0y}) - F_{P2y} \cdot (P_{2x} - P_{0x}) = 0 \end{cases} \quad (2.29)$$

Equilibrio del Bilanciere

$$\begin{cases} R_{P1x} + F_{P4x} - F_{P5x} = 0 \\ R_{P1y} + F_{P4y} + F_{P5y} = 0 \\ F_{P5y} \cdot (P_{5x} - P_{1x}) + F_{P5x} \cdot (P_{5y} - P_{1y}) - F_{P4y} \cdot (P_{1x} - P_{4x}) + F_{P4x} \cdot (P_{4y} - P_{1y}) = 0 \end{cases} \quad (2.30)$$

Equilibrio della biella

$$\begin{cases} -F_{P4x} + F_{P3x} = 0 \\ F_{P4y} - F_{P3y} = 0 \end{cases} \quad (2.31)$$

Equilibrio dello Monoshock (Ammortizzatore)

$$\begin{cases} F_{P2x} - F_{P5x} = 0 \\ -F_{P2y} + F_{P5y} = 0 \end{cases} \quad (2.32)$$

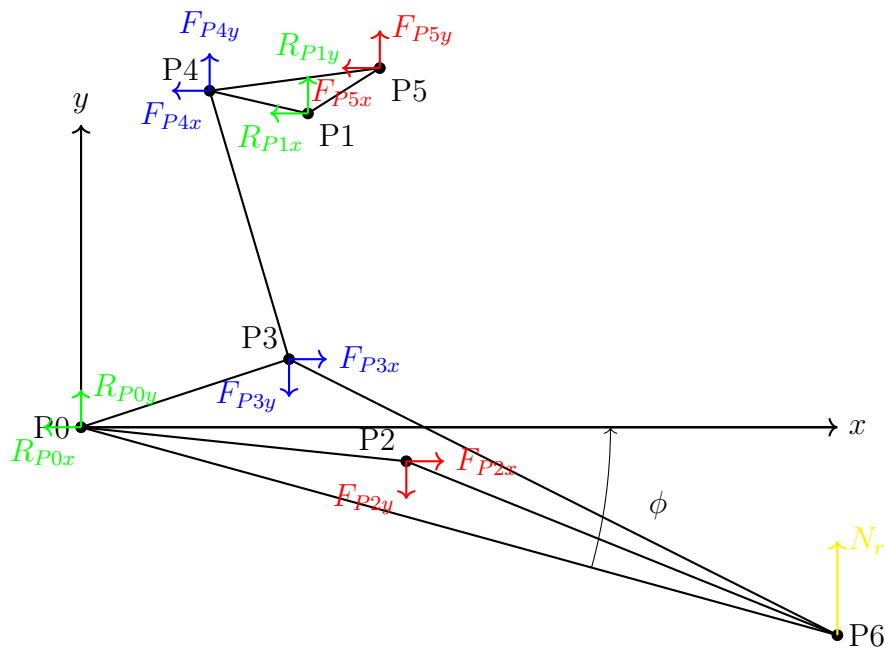


Figura 2.15: Diagramma delle forze in x e y per Full Floater, con N_r sul perno ruota $P6$.

Capitolo 3

Metodologia di ottimizzazione

Nel contesto della progettazione di sistemi di sospensione per motociclette, uno degli obiettivi principali è quello di ottimizzare il comportamento del sistema, in base a determinati vincoli e preferenze. Tuttavia, nell'ottimizzazione di un sistema complesso come le sospensioni con leveraggio, non è semplice individuare la singola soluzione "migliore" basandosi su un parametro specifico. Piuttosto, è un processo che richiede un'analisi più ampia, in grado di prendere in considerazione un insieme di soluzioni che soddisfino i vincoli cinematici e le forze meccaniche, consentendo così una maggiore flessibilità nella fase di progettazione.

L'idea sviluppata in questo elaborato è stata quella di adottare un metodo che si avvicina al **Design of Experiments (DOE)**, un tipo di analisi usata per studiare come i diversi parametri indipendenti influenzano un sistema; esplorando un ampio spettro di risultati potenziali, invece di mirare a fornire una singola soluzione ottimale basata su un unico criterio, seguendo i classici algoritmi di ottimizzazione. L'obiettivo è raccogliere un insieme di configurazioni che soddisfino tutti i vincoli cinematici e strutturali imposti dall'utente, consentendo poi di selezionare la configurazione più adatta in base alle preferenze di progettazione.

Nel lavoro svolto, il *Motion Ratio* è stato identificato come parametro principale, con l'obiettivo di implementare la progressione della rigidità della sospensione,

Gli input principali per definire la configurazione geometrica iniziale sono:

- **Coordinate dei punti di attacco** di bilanciere, biella e ammortizzatore sul telaio e sul forcellone, che definiscono la geometria del sistema.
- **Posizione del perno ruota** (x, y) , che determina la lunghezza del forcellone e consente di calcolare il suo angolo rispetto al terreno.
- **Escursione verticale del perno ruota**, utilizzata per azionare il movimento dei meccanismi della sospensione. In altre parole, l'escursione verticale della ruota determina il movimento del forcellone e quindi attiva il sistema di sospensione.
- **Limiti di lunghezza dell'ammortizzatore** determinati in base alle scelte progettuali e agli spazi disponibili. Questi limiti sono selezionati da cataloghi tecnici e spesso includono la possibilità di regolare la lunghezza dell'interasse. Tale regolazione consente di adattare l'ammortizzatore a diverse configurazioni, migliorando la versatilità del sistema.

In aggiunta ai parametri geometrici, ci sono input specifici per il calcolo delle forze che diventeranno rilevanti nelle fasi successive di analisi:

- **Rigidità della molla**: fondamentale per determinare la forza elastica della sospensione.
- **Precarico della molla**: definisce la tensione iniziale che bisogna applicare all'ammortizzatore prima che le forze trasmesse cambino il sistema in posizione di riposo.
- **Massima escursione della molla**: rappresenta la massima compressione o allungamento che la molla può subire senza perdere le sue proprietà elastiche.

Questi input permettono di definire la configurazione iniziale e di analizzare successivamente la risposta dinamica della sospensione.

3.1 Metodo di calcolo

Per risolvere le configurazioni cinematiche e le relative equazioni del meccanismo, si è scelto di utilizzare MATLAB, un software sviluppato da MathWorks; ovvero un ambiente di calcolo che fornisce differenti strumenti per lo sviluppo di algoritmi, analisi dei dati e rappresentazione grafica. Queste caratteristiche sono particolarmente utili quando si tratta di gestire sistemi complessi e risolvere in modo efficiente sistemi di equazioni lineari e non lineari.

MATLAB si dimostra particolarmente adeguato per lavorare con matrici in modo efficiente, permettendo di risolvere facilmente sistemi di equazioni lineari e di elaborare grandi volumi di dati. Inoltre, la scelta di MATLAB è motivata anche dalla disponibilità di numerose funzioni predefinite e strumenti specializzati che accelerano la risoluzione, come il toolbox "Optimization" oppure il toolbox "Symbolic Math", che estendono le capacità del software in termini di ottimizzazione e analisi numerica. Questi strumenti risultano fondamentali per risolvere le equazioni che governano la chiusura dei meccanismi e, per analizzare un gran numero di configurazioni in modo efficiente, come verrà approfondito in seguito.

3.2 Risoluzione Statica

La fase di risoluzione statica è un'analisi preliminare fortemente influenzata dall'approccio DOE, poiché il suo obiettivo è quello di esplorare lo spazio delle configurazioni geometriche della sospensione iniziale, senza l'influenza di forze esterne, come il peso della moto o altre sollecitazioni dinamiche. In questo stadio preliminare, l'obiettivo è quello di verificare la fattibilità geometrica dell'assemblaggio, partendo dalle posizioni iniziali dei punti di ancoraggio dei componenti (bilanciere, biella, ammortizzatore) al telaio e al forcellone. MATLAB, in qualità di strumento di calcolo, prende queste informazioni geometriche per determinare le relative lunghezze e verificare che le configurazioni proposte rispettino i vincoli costruttivi e che quindi siano assemblabili.

3.2.1 Definizione dei Vincoli

Come primo passo si definiscono una serie di vincoli geometrici iniziali, che limitano le possibili soluzioni insieme a una discretizzazione delle variabili, per rendere l'analisi computazionalmente gestibile tramite MATLAB.

In questo stadio preliminare, i vincoli considerati si riferiscono alla configurazione della sospensione nell'istante iniziale, ovvero quando la sospensione è in posizione totalmente estesa e non è sottoposta a forze esterne o deformazioni dinamiche.

Si può osservare che il sistema di sospensione deve rispettare vincoli derivanti sia dai limiti fisici dei componenti sia dalle esigenze progettuali.

Nello specifico, i vincoli si suddividono in:

- **Vincoli di posizione statica:** definiti dalle posizioni limite dei punti di ancoraggio sul telaio e sul forcellone. Questi punti includono:
 - P_1 per il bilanciante,
 - P_2 per l'attacco dell'ammortizzatore,
 - P_3 per la biella.

Questi vincoli riflettono le limitazioni fisiche e le dimensioni dei componenti del sistema.

- **Vincoli sulle lunghezze:** ogni componente del meccanismo, come il puntone, il bilanciante e l'ammortizzatore, deve rientrare in un intervallo di lunghezze specificato.
- **Vincoli sugli angoli:** oltre alle lunghezze, alcuni vincoli riguardano gli angoli tra i membri, in modo da garantire che il meccanismo possa effettivamente essere assemblato, senza interferenze o sovrapposizioni tra i componenti. Include l'angolo ξ (l'angolo costruttivo del bilanciante $\angle P_4P_1P_5$), l'angolo di riferimento per il bilanciante rispetto ad un asse x , l'angolo di inclinazione della biella rispetto ad un asse x e l'angolo che definisce l'inclinazione dell'ammortizzatore, tutti utili per determinare le equazioni di chiusura viste nel sottocapitolo 2.3

Le variabili principali, come le coordinate dei punti di ancoraggio a telaio e/o forcellone (P1, P2, P3) e gli angoli geometrici, vengono discretizzati in modo da esplorare un insieme finito, ma rappresentativo di configurazioni.

3.2.2 Discretizzazione delle Variabili e numero delle configurazioni possibili

Una volta definiti i vincoli e le variabili, seguendo il DOE, la discretizzazione permette di coprire l'intero spazio di ricerca, dividendo gli intervalli di variabili in un numero di passi predeterminato.

Per esplorare tutte le possibili combinazioni di valori discreti delle variabili, viene utilizzato un ciclo *for* annidato. Questo approccio consente di cambiare sistematicamente ciascuna variabile indipendente, mantenendo costanti le altre, in modo da generare tutte le combinazioni possibili per i valori discreti delle variabili. Ogni combinazione rappresenta una configurazione geometrica potenziale del sistema di sospensione.

La struttura del ciclo funziona nel modo seguente:

1. Primo ciclo esterno: cambia la prima variabile attraverso i suoi valori discretizzati.
2. Cicli interni: all'interno del primo ciclo, il secondo ciclo cambia la seconda variabile, mentre il primo mantiene il suo valore fisso. Lo stesso approccio si ripete per tutte le variabili, con ogni ciclo che controlla una variabile e tutti i cicli più interni che variano le altre.

Questa sequenza ordinata permette di esplorare tutte le possibili configurazioni del sistema.

Per ogni combinazione di valori discreti generata dai cicli annidati, viene richiamata una funzione di risoluzione denominata " *static solver* ", sviluppata per ciascuna tipologia di sospensione analizzata. Ogni funzione è stata creata su misura per

adattarsi al particolare schema cinematico del sistema di sospensione in esame, con l'obiettivo di risolvere le equazioni di chiusura del sistema, in forma matriciale. Queste equazioni, essendo lineari, possono essere risolte analiticamente o numericamente.

Questo processo preliminare, permette di identificare un insieme di configurazioni iniziali, cioè staticamente valide, che effettivamente soddisfano i requisiti di progetto e sono fisicamente realizzabili. Qualora le equazioni non avessero una soluzione reale, MATLAB restituisce i valori NaN per i parametri e con un'ulteriore flag che segnala che il meccanismo non si è chiuso. Oltre alla flag per la verifica della chiusura del meccanismo, è presente una flag per controllare che tutti i valori rispettino i vincoli, nel caso in cui fosse così, la configurazione sarà salvata in una struttura dati.

Un aspetto importante da considerare nell'utilizzo del ciclo annidato per esplorare lo spazio delle configurazioni è la complessità computazionale che ne deriva. Il numero totale di configurazioni generate e testate, dipende dal numero di passi di discretizzazione applicato a ciascuna variabile.

Nel caso in esame, le variabili che determinano lo spazio delle configurazioni sono:

- Le coordinate dei punti di ancoraggio (P1, P2, P3), ciascuno dei quali è descritto da due coordinate spaziali (x, y) . Ogni coordinata è vincolata da un limite inferiore e superiore. Se lo spazio tra questi limiti viene discretizzato in N_point passi, avremo tale numero di valori possibili per ciascuna dimensione $(x$ e $y)$ di ciascun punto.

Dato che ci sono tre punti di ancoraggio e due dimensioni, il numero totale di configurazioni per le coordinate può essere calcolato come segue:

$$\text{Numero totale di configurazioni per i tre punti} = N_point^{2 \times 3} = N_point^6 \quad (3.1)$$

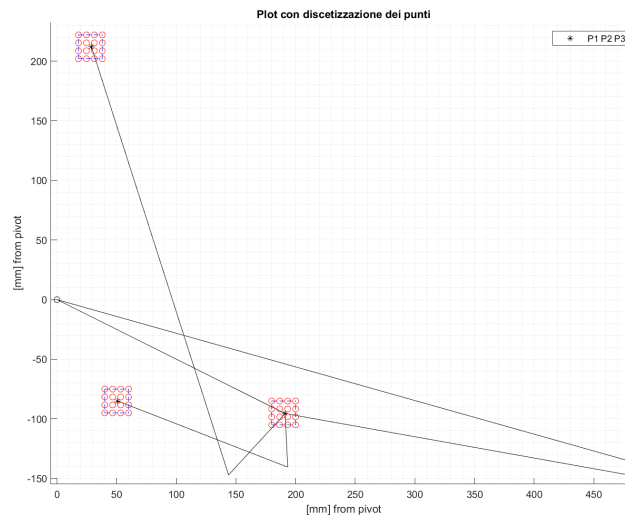


Figura 3.2: Esempio di discretizzazione degli intervalli in $N_point = 4$

- Gli angoli geometrici (angoli di costruzione o di geometria) sono 4 variabili indipendenti. Se per ciascuno di questi angoli abbiamo N_ang possibili valori (discretizzazioni), il numero totale di configurazioni per gli angoli è:

$$\text{Numero totale di configurazioni per gli angoli} = N_ang^4 \quad (3.2)$$

Di conseguenza, il numero totale di configurazioni che il risolutore dovrà esaminare è dato dalla formula:

$$\text{Numero totale di configurazioni} = N_point^6 \times N_ang^4 \quad (3.3)$$

Questa formula esprime il numero combinatorio delle configurazioni da esplorare, poiché ogni variabile (coordinate e angoli) viene combinata con tutte le altre. Se il numero di passi di discretizzazione (N_point o N_ang) è troppo elevato, il numero di configurazioni cresce esponenzialmente, rendendo l'operazione difficile da gestire computazionalmente.

Per ovviare a questo problema è necessario trovare un compromesso tra il livello di discretizzazione e la complessità computazionale. Una discretizzazione più fitta (maggiore N_point e N_ang) garantisce una copertura più accurata dell'intervallo

N_{point}	N_{ang}	N° configurazioni possibili
2	2	1024
3	3	59049
4	3	331776
4	4	1048576
⋮	⋮	⋮

Tabella 3.1: Combinazioni di configurazioni in base ai valori di N_{point} e N_{ang}

di spazio, ma richiede anche maggiori risorse computazionali. D'altra parte, una discretizzazione troppo grossolana potrebbe far perdere configurazioni potenzialmente valide.

3.3 Risoluzione Cinematica

Una volta convalidate le configurazioni geometriche nella fase precedente, si procede all'analisi cinematica del sistema di sospensione. In questa fase, viene verificata l'idoneità della configurazione meccanica simulando il movimento verticale della ruota. Vengono imposti i vincoli cinematici, cioè limiti utili a garantire che i componenti meccanici non interferiscano con eventuali ingombri predefiniti dall'utente, come ad esempio le coordinate oltre il quale è presente lo scarico della moto oppure la sella. Ogni configurazione viene validata in base a una serie di criteri:

- Deve rispettare i limiti cinematici definiti per gli angoli e le lunghezze dei componenti.
- Il *Motion Ratio* deve rientrare in un range di valori accettabili.
- I punti del bilanciante, come P_4 e P_5 , devono rimanere entro limiti spaziali predefiniti dagli ingombri.

Le configurazioni che soddisfano questi criteri vengono considerate valide e memorizzate per una successiva analisi o ottimizzazione.

3.3.1 Input Cinematici

Il movimento verticale è un input fondamentale per comprendere come il sistema di sospensione reagisce a diverse condizioni operative; determina l'inclinazione del forcellone, che a sua volta influenza il comportamento del sistema di sospensione attivando il meccanismo di collegamento tra i vari componenti.

Al fine di ottenere ciò, viene effettuata una discretizzazione con uno step costante di 1 mm che consente di avere una risoluzione sufficientemente fine per analizzare il comportamento del sistema in dettaglio e visualizzare uno spostamento della ruota lineare e uniforme. È importante soffermarsi un attimo per specificare che, sebbene lo step dello spostamento verticale sia costante, lo stesso non vale per l'angolo del forcellone, ϕ . Man mano che il forcellone si avvicina alla posizione orizzontale (cioè quando l'angolo ϕ tende a zero), la variazione dell'angolo per unità di spostamento verticale si riduce progressivamente.

Ogni variazione dell'escursione viene tradotta in una modifica degli angoli del meccanismo, seguendo le leggi della cinematica diretta del quadrilatero articolato viste in precedenza, che devono soddisfare le condizioni geometriche imposte dai vincoli strutturali del sistema.

3.3.2 Risoluzione delle equazioni non lineari

L'analisi viene eseguita su tutte le configurazioni valide individuate durante la fase di preliminare. Nello specifico, si calcolano:

- Gli angoli α che variano ad ogni iterazione.
- La lunghezza dell'ammortizzatore L_{shock} , che varia nel tempo in funzione del movimento del meccanismo.
- Le posizioni dei punti di interesse, P_4 e P_5 , che rappresentano i punti di connessione dell'ammortizzatore, della biella e del bilanciere.

La complessità del calcolo delle posizioni relative dei punti di interesse deriva dalla

natura mutevole degli angoli di collegamento, che variano durante il movimento del sistema. Poiché le funzioni seno e coseno non sono lineari rispetto agli angoli; questa non linearità è ulteriormente complicata dal fatto che gli angoli stessi sono incognite, e la loro variazione insieme al movimento del sistema rende la risoluzione analitica di queste equazioni estremamente complessa.

Inoltre, la lunghezza variabile dell'ammortizzatore, denotata come $L_{\text{shock}}(t)$, introduce un ulteriore livello di complessità. Le equazioni del sistema devono essere aggiornate a ogni incremento per riflettere la variazione di $L_{\text{shock}}(t)$. Le equazioni che ne risultano sono del tipo:

$$f(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, L_{\text{shock}}(t)) = 0$$

dove α_x , sono gli angoli tra i lati del quadrilatero articolato che devono tenere conto di questa variabilità. Dato che $L_{\text{shock}}(t)$ varia nel tempo, gli angoli stessi sono influenzati dinamicamente, complicando ulteriormente la risoluzione analitica del sistema.

Per risolvere queste equazioni viene utilizzata una funzione denominata *kinematic_solver*, che adotta un approccio numerico per trovare una soluzione che rispetti i vincoli geometrici e cinematici del sistema, usando le equazioni di chiusura trovate per i vari casi di applicazione evidenziati nel Capitolo 2.

Per ogni tipo di sospensione è quindi presente una funzione che imposta un problema di ottimizzazione numerica tramite l'uso dell'**Optimization toolbox** di MATLAB, definendo delle variabili di ottimizzazione con *optimvar*, consentendo di impostare variabili con proprietà specifiche, come limiti superiori e inferiori, che possono essere utili per assicurarsi che le variabili degli angoli rimangano all'interno di intervalli realistici durante l'ottimizzazione. La scelta di un approccio numerico è necessaria a causa della non linearità delle equazioni, che rende non conveniente una risoluzione analitica.

Le variabili di ottimizzazione includono gli angoli per evitare situazioni di singolarità

indesiderate, mentre la lunghezza dell'ammortizzatore è vincolata dal limite massimo di corsa consentito nella caratterizzazione della molla; queste vengono aggiornate ad ogni passo per trovare una configurazione che soddisfi i vincoli geometrici del meccanismo.

Il solver cerca di trovare una soluzione ottimale che rispetti le equazioni entro una tolleranza definita. Tra i vari solver disponibili in MATLAB, si è scelto di utilizzare *eqnproblem* invece di *optimproblem*, poiché lo scopo non è minimizzare una funzione obiettivo, ma semplicemente risolvere le equazioni non lineari e ottenere una configurazione istantanea corretta.

Per migliorare la robustezza della risoluzione, viene implementato un blocco *try-catch*. Se il solver non riesce a trovare una soluzione, a causa di: vincoli geometrici e cinematici troppo stringenti, incoerenze geometriche o problemi di convergenza, viene generato un errore. In questi casi, il blocco *catch* intercetta l'errore e restituisce un valore **NaN** per tutte le variabili di output, segnalando che il solver non è riuscito a risolvere il problema.

3.3.3 Configurazioni valide

Una volta risolte le equazioni e calcolati i parametri necessari per chiudere la geometria del meccanismo, si procede con il calcolo del *Motion Ratio* (MR), cioè il rapporto tra la variazione della lunghezza dell'ammortizzatore L_{shock} e la variazione dell'escursione verticale della ruota. Dopodiché, si procede con la fase di filtraggio delle configurazioni, per assicurarsi che rispettino i vincoli definiti:

- Verifica dell'intervallo di Motion Ratio: le configurazioni vengono confrontate con un intervallo predefinito di valori di MR; questo per permettere a chi utilizza lo strumento di poter già eliminare le opzioni non desiderabili, come ad esempio progressività troppo elevate che portano a picchi di forza a fine corsa dell'ammortizzatore non volute.
- Verifica dei Limiti degli Ingombri: le posizioni dei punti di interesse (P_4 e P_5)

sono controllate per assicurarsi che non violino i limiti spaziali definiti. Questo passaggio è fondamentale per evitare che le parti meccaniche del sistema entrino in conflitto con altri componenti o strutture.

Dopo il filtraggio, viene determinato il comportamento della sospensione in base alla variazione del MR con il cambiamento dell'escursione verticale. Questo viene calcolato tramite la derivata del MR rispetto all'escursione verticale ($dMR/dtravel$). Il comportamento viene classificato come segue: progressivo, lineare o regressivo

3.4 Determinazione delle Forze

Una volta creata la struttura dati contenente tutte le configurazioni valide, è possibile procedere al calcolo delle forze in gioco per ciascuna di esse, applicando il principio di equilibrio delle forze e le equazioni presentate nel sottocapitolo 2.4. Funzioni esterne, appositamente sviluppate per risolvere tali equazioni tramite il calcolo matriciale, vengono richiamate ogni qualvolta sia necessario.

Queste funzioni ampliano i dati immagazzinati per ogni configurazione, includendo non solo le informazioni geometriche ma anche le forze e le reazioni nei vari componenti del sistema. Ciò permette di avere una visione completa del comportamento del meccanismo sotto carico e di richiamare queste informazioni in qualsiasi momento per ulteriori analisi.

Ad esempio, sarà possibile plottare l'andamento delle forze in funzione di una specifica variabile geometrica o confrontare diverse configurazioni per identificare la soluzione ottimale in termini di prestazioni strutturali. Questo approccio offre una grande flessibilità nella fase di post-analisi, facilitando il confronto tra configurazioni e l'ottimizzazione del sistema di sospensione.

Di seguito è riportato un diagramma di flusso che illustra tutti i passaggi descritti in questo capitolo, evidenziando il funzionamento complessivo del processo.

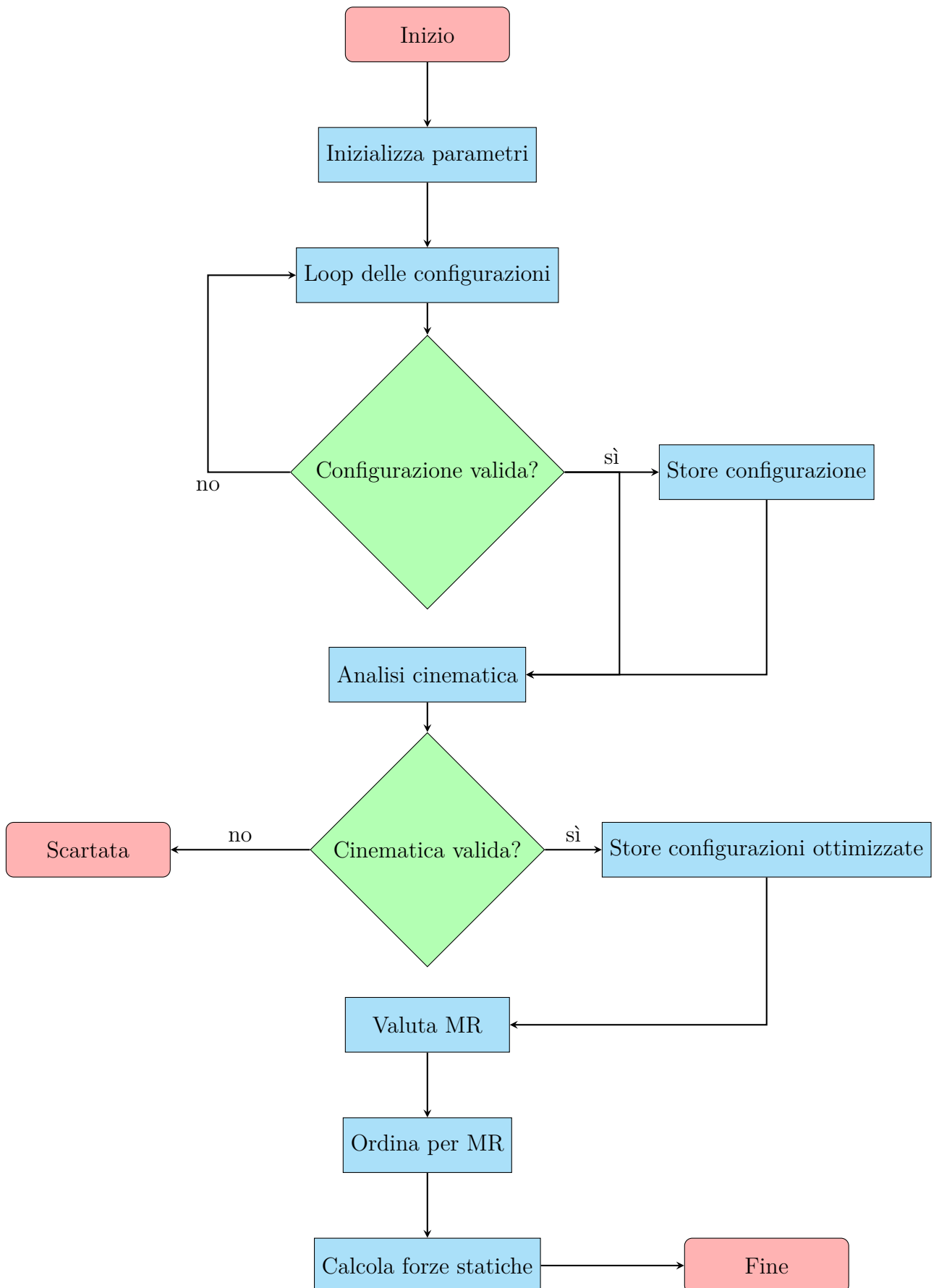


Figura 3.3: Diagramma di flusso della procedura MATLAB per l'analisi cinematica e statica.

Capitolo 4

UI - Interfaccia Utente

Si è deciso di creare un'interfaccia grafica intuitiva, per fare in modo che tutti possano utilizzare le funzioni già ampiamente illustrate nel capitolo precedente, senza la necessità di competenze avanzate nella programmazione MATLAB o nella gestione degli script. Questa interfaccia, che d'ora in avanti sarà abbreviata con UI (User interface), consente di inserire i parametri e le proprietà necessari in modo semplice per qualsiasi utente, eliminando così la necessità di conoscere il linguaggio MATLAB; ciò risulta fondamentale in un contesto aziendale, dove, durante la fase di progettazione, più reparti lavorano sullo stesso macro gruppo, ma su differenti livelli. Per sviluppare tale interfaccia è stato impiegato App Designer, uno strumento versatile fornito da MATLAB per la creazione di applicazioni interattive e user-friendly.

Grazie alla flessibilità di App Designer, è possibile creare UI per la visualizzazione e l'analisi dei dati, il tutto all'interno di un ambiente unificato. Inoltre, è possibile mettere in relazione il codice interno dell'app che serve a realizzare l'UI, con funzioni esterne al codice stesso, come quelle citate nel Capitolo 3, rendendo l'applicazione finale uno strumento accessibile a tutti.

Questo ambiente di sviluppo è suddiviso in due modalità operative principali: **Design View** e **Code View**, che separano visivamente il layout grafico dalla logica di programmazione che c'è dietro; di seguito sono elencate le principali caratteristiche, con una spiegazione dettagliata di ciascuna in riferimento alle Figure 4.1:

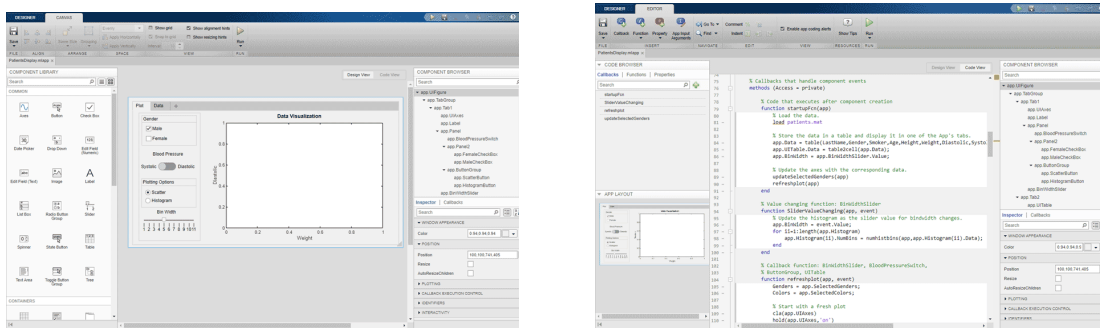


Figura 4.1: Design View e Code View in App Designer di MATLAB

- **Design View (Vista di Progettazione):**

Questa modalità offre un'interfaccia visuale per costruire l'UI utilizzando un sistema di layout drag-and-drop, come si può vedere a sinistra della figura. Nella Design View sono presenti due menu principali:

- **Component Browser:** mostra la struttura gerarchica dei componenti aggiunti all'interfaccia. Qui è possibile selezionare, rinominare e organizzare i vari componenti.
- **Component Library:** contiene una vasta gamma di scelta come pulsanti, tabelle, slider e grafici, pronti per essere trascinati nell'area di progettazione.

In questo modo è possibile trascinare e rilasciare componenti grafici come pulsanti, tabelle e assi, direttamente nell'area di lavoro dalla Component library. Ogni componente può essere configurato con proprietà predefinite o personalizzate rendendo così l'interfaccia user-friendly. Questo approccio riduce notevolmente il tempo di sviluppo e facilita la modifica del layout.

- **Code View (Vista Codice):** La Code View permette di implementare la logica dell'applicazione, dove sono presenti due strutture principali:
 - Code Browser: mostra la struttura gerarchica delle funzioni e dei callback associati ai componenti dell'interfaccia. Da qui è possibile navigare facilmente tra le sezioni di codice.
 - Editor di Codice: qui è dove viene scritto il codice MATLAB che gestisce la logica dell'applicazione, come le funzioni di callback, la gestione degli eventi e l'elaborazione degli input, creando quello che è definito un ambiente integrato

Ogni componente aggiunto nella Design View può essere così collegato al codice MATLAB nella Code View. Questo ambiente integrato facilita l'interazione tra i componenti grafici e le funzioni MATLAB, offrendo uno sviluppo completo all'interno di un unico ambiente.

Ogni componente grafico può essere associato a un callback che gestisce eventi come clic su pulsanti o modifiche di slider. Questi callback vengono visualizzati e gestiti nel Code Browser, permettendo uno sviluppo ordinato e strutturato del codice. Quindi nella Design View, i grafici possono essere inseriti direttamente nell'interfaccia, mentre nella Code View è possibile collegarli ai dati e alle funzioni MATLAB per aggiornarli dinamicamente in base all'interazione dell'utente. Questo permette di eseguire calcoli in tempo reale, aggiornare i risultati grafici e raccogliere input dall'utente. Le applicazioni create con App Designer possono essere facilmente condivise come file MATLAB o distribuite come applicazioni stand-alone.

4.1 Suspension Optimization APP

Nella realizzazione dell'interfaccia utente (UI) per lo strumento di ottimizzazione delle sospensioni con leveraggio, sono stati utilizzati diversi componenti presenti nella libreria di *Design View*, allo scopo di creare un ambiente intuitivo e funzionale per l'utente.

4.1.1 Componenti dell'Applicazione (Design view)

Campi di Input (Edit Field):

I campi di input (o *Edit Field*) sono componenti che permettono all'utente di inserire valori numerici o di testo, utilizzati per configurare vari parametri dell'applicazione. Sono essenziali per fornire input diretti e specifici da parte dell'utente.

- `WheelRadiusmmEditField`: campo per inserire il raggio della ruota in mm.
- `SpringStiffnessNmmEditField`: campo per inserire la rigidità della molla in N/mm.
- `MaxSpringTravelmmEditField`: campo per inserire la massima corsa della molla in mm.
- `SpringPreLoadmmEditField`: campo per inserire il precarico della molla in mm.
- `MonoshockLengthmmEditField`: campo per inserire la lunghezza del monoammortizzatore in mm.
- `BestConfigurationEditField`: campo per inserire la configurazione migliore selezionata.

Slider:

Gli slider permettono all'utente di selezionare un valore all'interno di un intervallo predefinito, rappresentando visivamente il livello di impostazione. Sono utili per regolare parametri in modo rapido e intuitivo.

- `AccuracyPositionSlider`: slider per regolare il livello di accuratezza della posizione (1-10).

- AccuracyAnglesSlider: slider per regolare il livello di accuratezza degli angoli (1-10).
- SpeedSlider: slider per regolare la velocità dell'animazione.

Pulsanti e Menu:

I pulsanti e i menu consentono all'utente di eseguire azioni specifiche come salvare, caricare configurazioni o aggiornare i dati. Questi componenti facilitano l'interazione con l'applicazione.

- SuspensionstypеButtonGroup: gruppo di pulsanti per selezionare il tipo di sospensione.
- PlotButton: pulsante per aggiornare e visualizzare i grafici della configurazione base.
- LoadConfigurationMenu: menu per caricare una configurazione salvata.
- SaveConfigurationMenu: menu per salvare la configurazione corrente.
- CompareButton: per salvare confrontare la configurazione ottimizzata con la configurazione base.

Tabelle (UITable):

Le tabelle (*UITable*) consentono di visualizzare, modificare e organizzare dati strutturati all'interno dell'applicazione. Sono utilizzate per gestire vari set di dati legati alla progettazione e alle simulazioni.

- CoordinatesUITable: tabella per visualizzare e modificare i dati delle coordinate.
- InPointsUITable: tabella per i punti di ingresso nel tab di ottimizzazione.
- AngleUITable: tabella per gli angoli nella pagina di ottimizzazione.
- StaticConsUITable: tabella per le condizioni statiche nel tab di ottimizzazione.
- KinConsUITable: tabella per le condizioni cinematiche nel tab di ottimizzazione.

Componenti Grafici (UIAxes):

Gli assi (*UIAxes*) sono componenti grafici che permettono di visualizzare plot, animazioni o altre rappresentazioni visive dei dati. Sono fondamentali per rappresentare i risultati delle simulazioni o visualizzare le configurazioni selezionate.

- `BasicConfigurationUIAxes`: assi per il tracciamento della configurazione di sospensione base (Prolink, Unitrack, Full-Floater).
- `MRbaseUIAxes`: assi per il tracciamento del Motion Ratio della configurazione base.
- `ForcesBaseUIAxes`: assi per il tracciamento delle forze (Rv Rocker, F Rod, Nr, F Spring) per la configurazione base.
- `ValidMRUIAxes`: assi per il tracciamento del Motion Ratio massimo e medio di tutte le configurazioni valide.
- `BestMeanMrUIAxes`: assi per il confronto tra il Motion Ratio ottimizzato e quello di base.
- `BestConfigUIAxes`: assi per il tracciamento della configurazione ottimizzata migliore in base alla sospensione selezionata (Prolink, Unitrack, Full-Floater).

Altri Componenti:

- `UIFigure`: finestra principale dell'applicazione che contiene tutti i componenti visivi.
- `TabGroup`: gruppo di tab per selezionare diverse viste o sezioni dell'interfaccia.

Le due principali schede (*Tab*) sono:

- * **Design Base Tab**: dove vengono inseriti tutti i dati della configurazione base e se ne determinano le caratteristiche.
- * **Optimization Tab**: dopo aver completato le tabelle, sarà possibile eseguire l'ottimizzazione in questa sezione.

Dopo il caricamento iniziale della UI, l'app verrà visualizzata come nelle seguenti immagini, con i diversi campi vuoti.

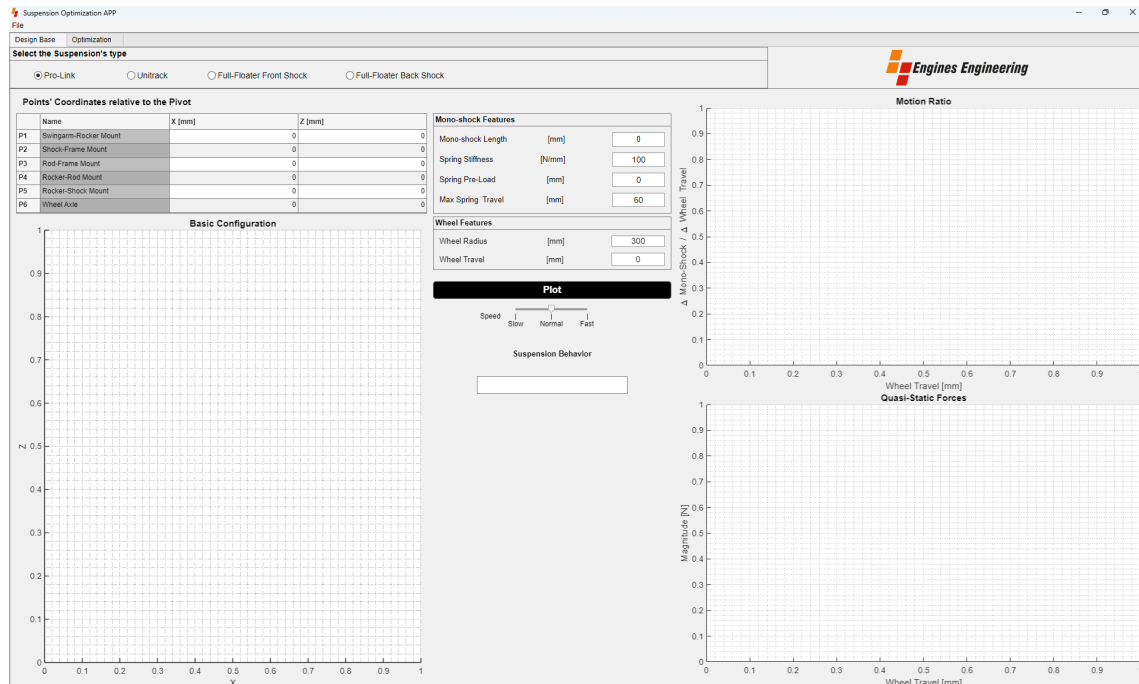


Figura 4.2: Design Base Tab

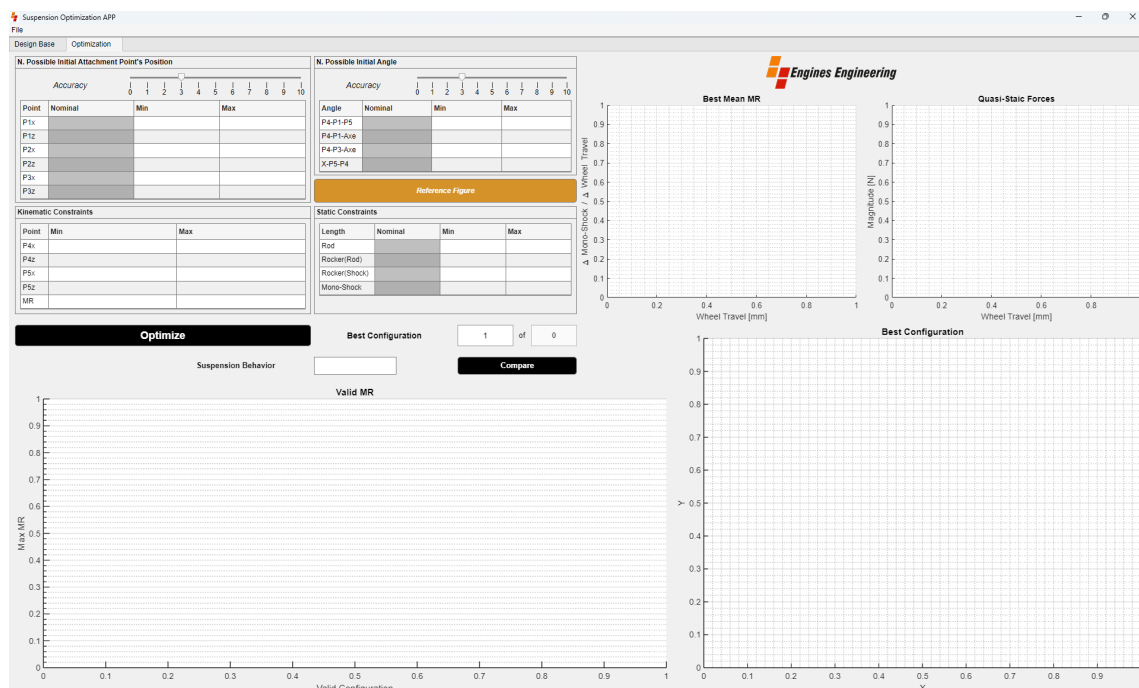


Figura 4.3: Optimization Tab

4.1.2 Callback dell'Applicazione

Le callback, insieme a funzioni interne o esterne al codice dell'app sono utili per gestire e collegare i diversi componenti e le loro funzionalità. Nella seguente tabella sono riportate le callback principali redatte durante la creazione di "Suspension Optimization APP".

Nome della Callback	Descrizione
StartupFcn	Inizializza l'applicazione, imposta il layout e i valori predefiniti e, verifica la presenza di toolbox necessari.
SuspensionstypeButton GroupSelectionChanged	Gestisce la selezione del tipo di sospensione e aggiorna i dati nella tabella <code>CoordinatesUITable</code> .
CoordinatesUITableCellEdit	Aggiorna i dati e il grafico ogni volta che una cella della tabella <code>CoordinatesUITable</code> viene modificata.
LoadConfig	Carica una configurazione salvata da un file e aggiorna i campi dell'applicazione.
SaveConfig	Salva la configurazione corrente in un file.
PlotButtonPushed	Al clic del pulsante, aggiorna la struttura dati delle configurazioni, richiama le funzioni di calcolo e visualizza i risultati nei grafici predefiniti.

Nome della Callback	Descrizione
TabGroupSelectionChanged	Gestisce i cambiamenti di tab e aggiorna le tabelle in base alla selezione corrente.
AccuracyPositionSlider ValueChanged	Gestisce il cambiamento del valore dello slider di precisione della posizione e visualizza il numero possibile di configurazioni.
AccuracyAnglesSlider ValueChanged	Gestisce il cambiamento del valore dello slider di precisione degli angoli e visualizza il numero possibile di configurazioni.
OptimizeButtonPushed	Esegue l'ottimizzazione basata sul tipo di sospensione selezionato e aggiorna il grafico.
BestConfigurationEditField ValueChanged	Aggiorna il grafico con la migliore configurazione selezionata.

Tabella 4.1: Tabella delle Callback utilizzate

Oltre alle callback menzionate sono state sviluppate diverse funzioni ausiliarie, frequentemente richiamate per compiti come il plotting dei dati e la compilazione di campi, che non sono riportate nella tabella. Inoltre, attraverso queste callback vengono attivate le principali funzioni esterne dedicate all'analisi, che sono state già approfondite nel capitolo precedente, i cui risultati vengono salvati in una struttura dati MATLAB e resi disponibili all'interno dell'ambiente dell'applicazione.

4.2 Funzionamento dell'Applicazione "Suspension Optimization APP"

L'applicazione "Suspension Optimization APP" è progettata per facilitare l'analisi e l'ottimizzazione delle sospensioni posteriori di una moto. Di seguito viene spiegato come utilizzare la UI, distinguendo le operazioni principali da svolgere nelle due pagine(o Tab) dell'app: **Design Base Tab** e **Optimization Tab**.

4.2.1 Design Base Tab

La prima schermata che appare all'apertura dell'applicazione è la Design Base Tab. Questa sezione è dedicata alla configurazione iniziale della sospensione posteriore.

Il primo passo è selezionare il tipo di sospensione da analizzare. Questa scelta avviene tramite i pulsanti presenti nella parte superiore della finestra, che permettono di scegliere tra le varie tipologie implementate (ad esempio, Prolink, Unitrack, Full-Floater).

Successivamente è necessario inserire i dati geometrici richiesti nella tabella sottostante. I valori inseriti aggiornano in maniera interattiva il grafico a lato, permettendo di visualizzare la configurazione della sospensione in tempo reale. Una volta concluso questo processo vi è la visualizzazione della configurazione completa.

L'utente ha la possibilità di caricare una configurazione già salvata utilizzando il menu "File -> Load" o, se preferisce, può salvare la configurazione corrente tramite "File -> Save", evitando di dover inserire manualmente i dati ogni volta.

Oltre alla tabella principale, ci sono alcuni *edit fields* per inserire le specifiche del *monoshock* (ad esempio, lunghezza, precarico) e dell'escursione verticale imposta al perno ruota. Questi parametri, come la lunghezza del mono-ammortizzatore e la massima corsa della sospensione, influiscono sui calcoli successivi e sono stati descritti in dettaglio nei capitoli precedenti.

Una volta inseriti tutti i dati, l'utente può cliccare sul pulsante "**Plot**". Questo

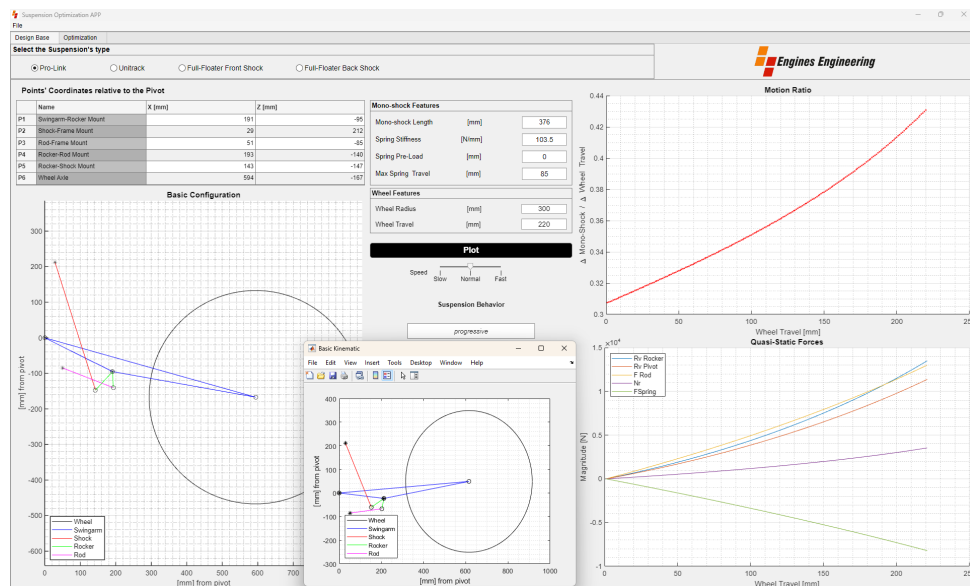


Figura 4.4: Esempio della Design Tab al termine del processo

avvia una serie di calcoli eseguiti da MATLAB tramite la callback *PlotButtonPushed*. Vengono determinati:

- L'andamento del *Motion Ratio* della sospensione.
- Le forze agenti sui vari componenti (F_{Rod} , R_v *Pivot*, ecc.).
- Una *simulazione animata* che mostra il movimento cinematico della sospensione in base ai parametri inseriti, per verificarne la correttezza (con velocità regolabile da uno slider).

Oltre a questi risultati, tutti valori calcolati durante il processo sono salvati internamente in una struttura dati (properties nell'ambiente APP Designer), così da poter essere riutilizzati nella fase successiva.

4.2.2 Optimization Tab

Dopo aver completato la configurazione base, l'utente può passare alla Optimization Tab per procedere con l'ottimizzazione della sospensione.

In questa sezione, sono presenti delle tabelle che permettono di impostare limiti e intervalli per le variabili, come già discusso nel Capitolo 3. La prima colonna di ciascuna tabella richiama i valori calcolati per la configurazione base e non è

modificabile, mentre i limiti (*min* e *max*) possono essere modificati manualmente. Per agevolare l'utente, attualmente l'app imposta automaticamente un intervallo predefinito per alcune variabili, come per l'esempio riportato nella Figura 4.5:

- 10 mm per i punti di attacco e lunghezze componenti.
- 5° per gli angoli di lavoro.

N. Possible Initial Attachment Point's Position				
Accuracy				
Point	Nominal	Min	Max	
P1x	191.0000	186.0000	196.0000	
P1z	-95.0000	-100.0000	-90.0000	
P2x	29.0000	24.0000	34.0000	
P2z	212.0000	207.0000	217.0000	
P3x	51.0000	46.0000	56.0000	
P3z	-85.0000	-90.0000	-80.0000	

N. Possible Initial Angle				
Accuracy				
Angle	Nominal	Min	Max	
P4-P1-P5	45.2542	43.0000	48.0000	
P4-P1-Axe	-87.4552	-90.0000	-85.0000	
P4-P3-Axe	-21.1726	-24.0000	-19.0000	
X-P5-P4	17.6172	15.0000	20.0000	

Reference Figure

Kinematic Constraints			
Point	Min	Max	
P4x		-157.0000	543.0000
P4z		-490.0000	210.0000
P5x		-207.0000	493.0000
P5z		-497.0000	203.0000
MR			

Static Constraints				
Length	Nominal	Min	Max	
Rod	152.2793	147.0000	157.0000	
Rocker(Rod)	45.0444	40.0000	50.0000	
Rocker(Shock)	70.7672	66.0000	76.0000	
Mono-Shock	376.6656	374	379	

Figura 4.5: Esempio della compilazione automatica delle tabelle

Sono presenti due *slider* che consentono di regolare il livello di discretizzazione degli intervalli definiti per l'analisi. Gli slider determinano quante configurazioni possibili saranno generate e analizzate. Se entrambi gli slider superano il valore di 3, viene mostrato un pop-up di avviso, che segnala il numero elevato di combinazioni possibili e i conseguenti tempi di calcolo prolungati.

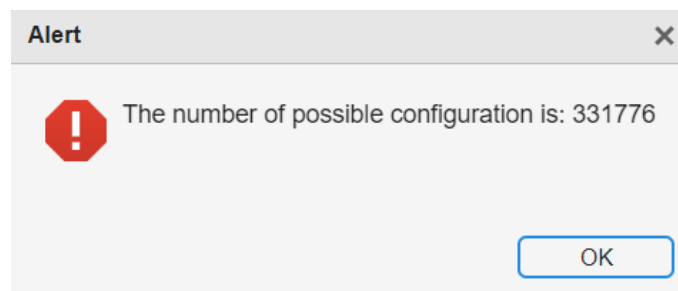


Figura 4.6: Esempio di alert numero possibili configurazioni

L'utente può quindi inserire il range desiderabile di *Motion Ratio* nelle tabelle, insieme ad eventuali vincoli legati agli ingombri geometrici. Questi parametri sono fondamentali per definire i limiti entro cui deve avvenire l'ottimizzazione.

Una volta impostati tutti i parametri, l'utente può premere il pulsante "**Optimize**", che avvia l'analisi delle configurazioni. Durante questo processo, una *waitbar* informa l'utente sullo stato dell'analisi, indicando quante configurazioni valide sono state analizzate rispetto al totale.

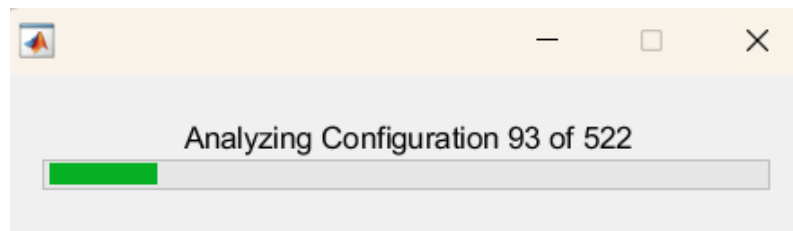


Figura 4.7: Barra di caricamento dell'ottimizzatore

Al termine del processo di ottimizzazione, MATLAB elabora tutte le configurazioni valide e le ordina in base al *Mean MR*.

L'utente ha la possibilità di esplorare e confrontare le varie configurazioni generate, come illustrato nel grafico *Valid MR*, visualizzato in basso a sinistra nella scheda di ottimizzazione (Figura 4.9): un asse verticale mobile indica la best "Best Configuration" selezionata tra quelle ottimizzate corrispondente al numero all'interno dell'edit field. In aggiunta, la legenda mostra i valori di *Mean MR* e *Max MR* relativi alla configurazione scelta.

I dati della configurazione ottimale selezionata vengono automaticamente plottati nei diversi grafici disponibili, permettendo una visualizzazione immediata.

L'utente ha la possibilità di esplorare e confrontare le varie configurazioni generate, modificando il valore nell'*edit field* associato alla "Best Configuration".

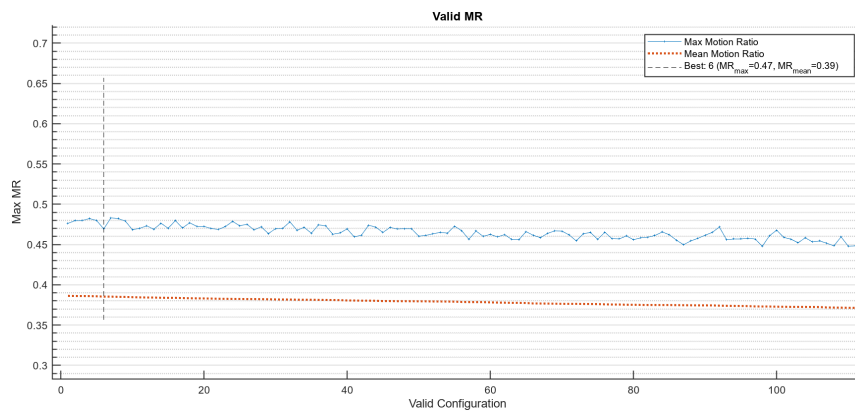


Figura 4.8: Esempio della scelta tra le configurazione valide

Questo consente di comparare i dati della configurazione ottimale con quelli della configurazione di base, offrendo:

- La visualizzazione e il confronto del *Motion Ratio* ottimizzato.
- Le forze agenti sui componenti per la configurazione selezionata.
- La visualizzazione della configurazione ottimizzata nelle posizioni di inizio e fine corsa.

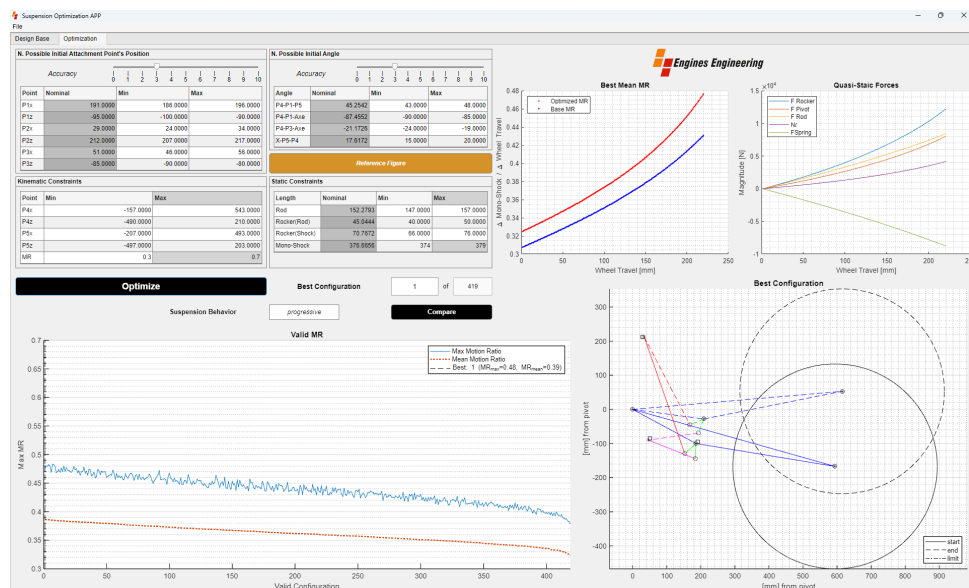


Figura 4.9: Esempio dell'Optimization Tab al termine dell'ottimizzazione

Accanto al grafico del *Motion Ratio* ottimizzato, vengono quindi visualizzate le forze per la configurazione selezionata. Per evitare di sovraccaricare il grafico, le forze della configurazione di base non sono riportate direttamente per un confronto.

Cliccando su un pulsante apposito "**Compare**", vengono generate delle figure esterne all'applicazione. Queste figure permettono di analizzare:

- Le differenze nelle lunghezze dei componenti tra la configurazione ottimizzata e quella base.
- Il confronto delle forze massime sui vari componenti.
- Le geometrie delle configurazioni nelle posizioni di start e end position.

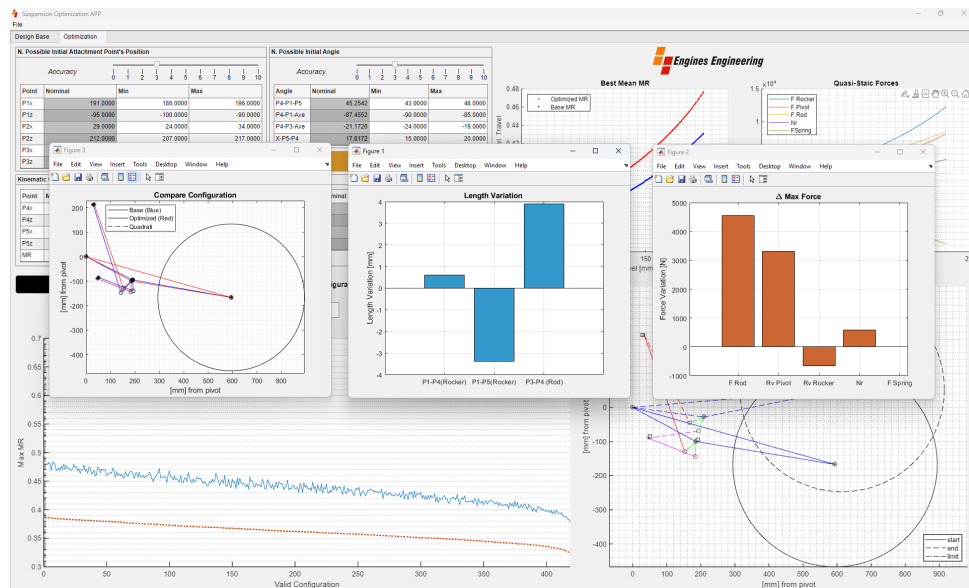


Figura 4.10: Esempio delle figure dopo aver premuto

Queste informazioni aggiuntive forniscono un quadro dettagliato delle modifiche apportate dall'ottimizzazione, permettendo all'utente di prendere decisioni progettuali basate sui dati visualizzati.

Capitolo 5

Simulazioni e risultati

In questo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti dall'analisi e dall'ottimizzazione eseguite tramite l'applicazione *Suspensions Optimization APP*.

Le analisi sono state condotte su casi reali di sospensioni presenti nel database dell'azienda in cui si è svolto il tirocinio, includendo tutte le tipologie di sospensioni a leveraggio esposte nel Capitolo 2, ovvero Prolink, Unitrack e Full Floater, con due variazioni per quest'ultima. Per tutte le analisi svolte, verranno utilizzati degli standard di riferimento, come riportato nella Tabella 5.1.

Parametro	Valore
Discretizzazione punti	$N_{\text{point}} = 3$
Discretizzazione angoli	$N_{\text{ang}} = 3$
Parametro	Min - Max
Variazione punti di attacco iniziali	-10 mm / +10 mm
Variazione angoli iniziali	-4° / +4°
Variazione lunghezza Monoshock	-2 mm / +2 mm
Variazione lunghezza componenti	-10 mm / +10 mm
Intervallo <i>Motion Ratio</i> (<i>MR</i>) valido	0.3 - 0.7

Tabella 5.1: Parametri e limiti utilizzati per le simulazioni.

È fondamentale evidenziare che, riguardo ai vincoli cinematici imposti sul movimento del bilanciere, in alcuni casi non erano disponibili dati adeguati per stabilire ingombri reali e pertinenti all'analisi. Pertanto, è stata condotta un'analisi per tutti i casi privi di tali vincoli, senza limitare la cinematica da restrizioni esterne, oltre a quelle intrinseche al cinematismo stesso.

Inoltre, per tutte le simulazioni, il precarico considerato è pari a zero, poiché influirebbe esclusivamente sulla forza iniziale necessaria a bilanciare le forze generate dal mono a parità di escursione verticale. Tuttavia, ciò non incide sull'analisi cinematica, dato che il movimento verticale è imposto indipendentemente dalla forza necessaria a superare il precarico.

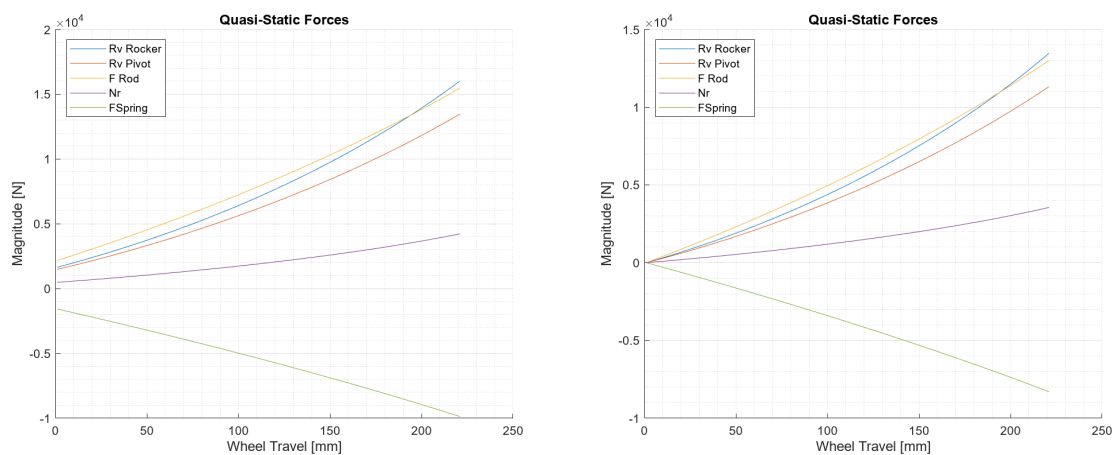


Figura 5.1: Esempio forze con precarico e senza precarico

Per l'analisi post-processo, è sempre possibile variare il precarico se necessario, soprattutto se si ha già un'idea del SAG desiderato e di altre condizioni necessarie per il prototipo.

Questi standard garantiranno simulazioni coerenti tra i diversi sistemi di sospensione e le configurazioni ottimizzate. I parametri considerati saranno esaminati in base a quanto descritto nei punti seguenti:

- Configurazione di base della sospensione.
- Ottimizzazione del *Motion Ratio*.
- Confronto tra configurazioni ottimizzate e configurazione iniziale.
- Analisi delle forze sui componenti.
- Differenze tra geometrie e componenti della configurazione base e ottimizzata.

I risultati ottenuti per ciascun sistema di sospensione saranno illustrati di seguito, mettendo in evidenza le configurazioni più efficaci in termini di prestazioni dinamiche, nel rispetto delle limitazioni geometriche e cinematiche imposte dal progetto.

5.1 Prolink

Nelle seguenti tabelle vengono riportati i dati usati per l'analisi di un caso reale di una sospensione che adotta un sistema di leveraggio di tipo Prolink.

Parametro	Valore
Rigidezza della molla	$K_{\text{spring}} = 105 \text{ N/mm}$
Precarico della molla	preload = 0 N
Massima corsa molla-ammortizzatore	$\Delta L = 70 \text{ mm}$
Massima escursione verticale della ruota	$travel_{\text{wheel}} = 220 \text{ mm}$

Tabella 5.2: Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni

Punto	Coordinate Iniziali	x (mm)	z (mm)
P_0	Pivot	0	0
P_1	Attacco Forcellone-Bilanciere	191.257	-95.504
P_2	Attacco Ammortizzatore-Telaio	28.8	212.19
P_3	Attacco Telaio-Biella	50.8	-85
P_4	Attacco Bilanciere-Biella	193.397	-140.453
P_5	Attacco Bilanciere-Ammortizzatore	143.826	-146.99
P_6	Asse Ruota	594.054	-167.55

Tabella 5.3: Coordinate iniziali dei punti della sospensione Prolink.

L'interfaccia permette di visualizzare la configurazione di base del sistema di sospensione, come spiegato nel capitolo precedente, riportata nella figura

A sinistra nella Figura 5.3, si osserva il *Motion Ratio*, che mostra un andamento progressivo. Questo significa che la rigidezza del sistema aumenta progressivamente

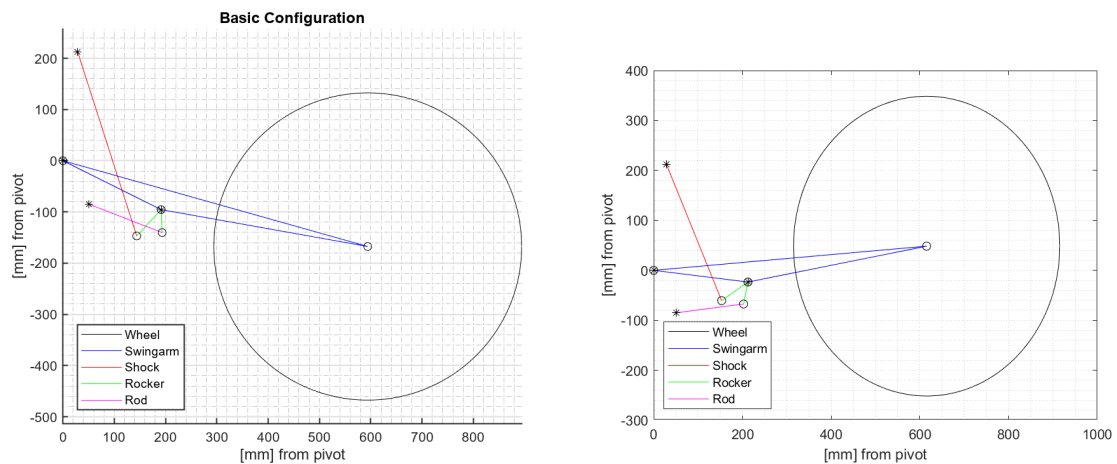


Figura 5.2: Configurazione base del Prolink

all'aumentare del movimento della sospensione, comportando una risposta più rigida in fase di compressione.

Accanto al grafico del *Motion Ratio* sono indicate le forze agenti sui vari componenti del sistema di sospensione. In particolare, F_{rod} rappresenta la forza sulla biella, $R_{v,Rocker}$ è la reazione vincolare del bilanciante in P1, F_{spring} è la forza elastica generata dalla compressione della molla, mentre $R_{v,pivot}$ indica la reazione vincolare al pivot. Questi valori permettono di valutare il comportamento complessivo del sistema e di confrontarlo con i requisiti prestazionali desiderati.

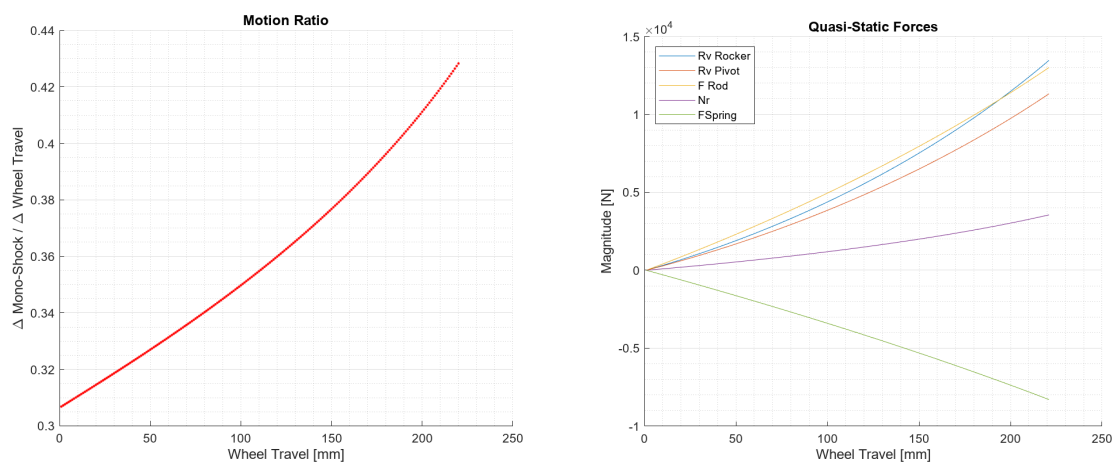


Figura 5.3: Risultati per la configurazione base del Prolink

Passando alla tab successiva, dedicata all'ottimizzazione, l'applicazione utilizza le condizioni di intervallo per le variabili elencate precedentemente. Il processo di ottimizzazione viene eseguito, impiegando i tempi indicati e producendo i risultati riportati in tabella:

	Tempo (s)	N° Configurazioni valide
Static	0.3	353
Kinematic	50	228

Tabella 5.4: Tabella tempi di calcolo - Prolink

Come si può osservare, l'operazione richiede meno di un minuto per essere completata. Il processo riduce il numero di configurazioni possibili in modo significativo, passando da tutte le configurazioni possibili (59.049), a quelle che risultano valide secondo la risoluzione statica. Successivamente, si effettua un'ulteriore scrematura delle configurazioni attraverso la risoluzione dinamica, fino a trovare le soluzioni ottimali. Si passa quindi alla visualizzazione del confronto tra il *Motion Ratio* della configurazione ottimizzata, selezionata tra quelle cinematicamente valide con il *Mean MR* più elevato, e quello della configurazione di base. Questo confronto mette in evidenza i miglioramenti ottenuti attraverso il processo di DOE, mostrando in modo chiaro l'evoluzione del comportamento del sistema sospensione.

Nel grafico relativo al *Motion Ratio*, si può osservare come l'andamento della configurazione ottimizzata risulti più progressivo rispetto a quello della configurazione iniziale, indicando un comportamento più favorevole per la sospensione in termini di rigidità variabile.

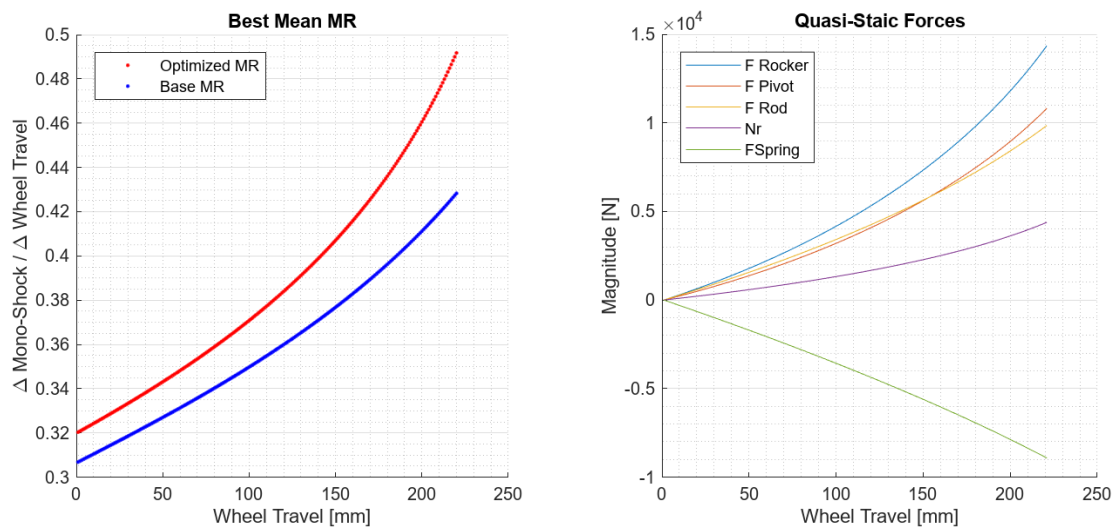


Figura 5.4: Risultati per la configurazione ottimizzata del Prolink

Gli istogrammi mostrano sia le variazioni di lunghezza dei componenti del leveraggio, sia la differenza nelle forze massime tra la configurazione ottimizzata e quella base. Come si vede in Figura 5.5, l'aumento delle lunghezze dei componenti comporta rapporti di leva più elevati, che riducono le sollecitazioni interne su alcuni membri del sistema.

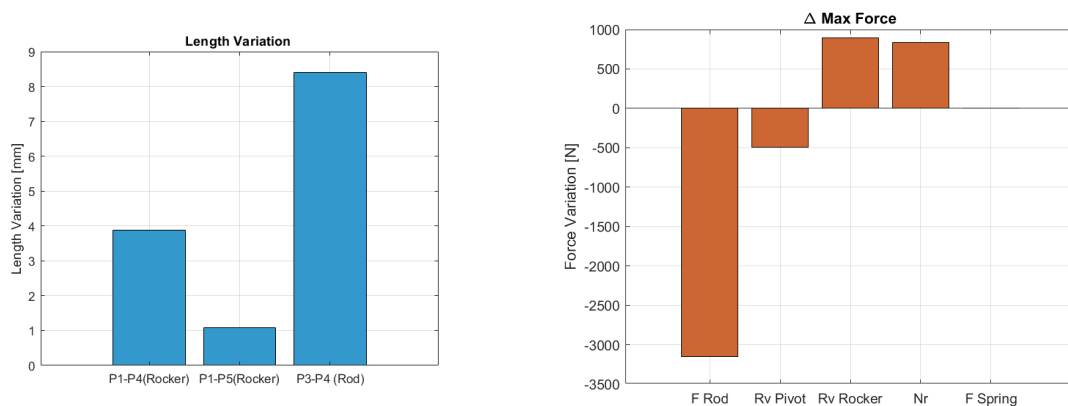


Figura 5.5: Variazioni Lunghezze e Forze per il Prolink

Nonostante l'aumento della forza applicata alla ruota (N_r) per ottenere lo stesso spostamento verticale, l'ottimizzazione comporta una riduzione delle sollecitazioni complessive su alcuni componenti del sistema, in particolare sulla biella, mentre

aumenta di circa 1000N la reazione vincolare tra il bilanciante e il forcellone, come confermato dal confronto tra le forze massime.

Infine, un ultimo grafico in Figura 5.6 sovrappone gli schemi geometrici delle due configurazioni: la configurazione base, rappresentata in blu, e quella ottimizzata, in rosso. I contorni neri delineano i limiti degli intervalli imposti durante l'analisi, permettendo di evidenziare chiaramente le differenze tra le due soluzioni. Questa rappresentazione visiva facilita una comprensione immediata delle modifiche apportate dall'ottimizzazione, mostrando come la nuova configurazione si mantenga all'interno dei vincoli pur migliorando le prestazioni.

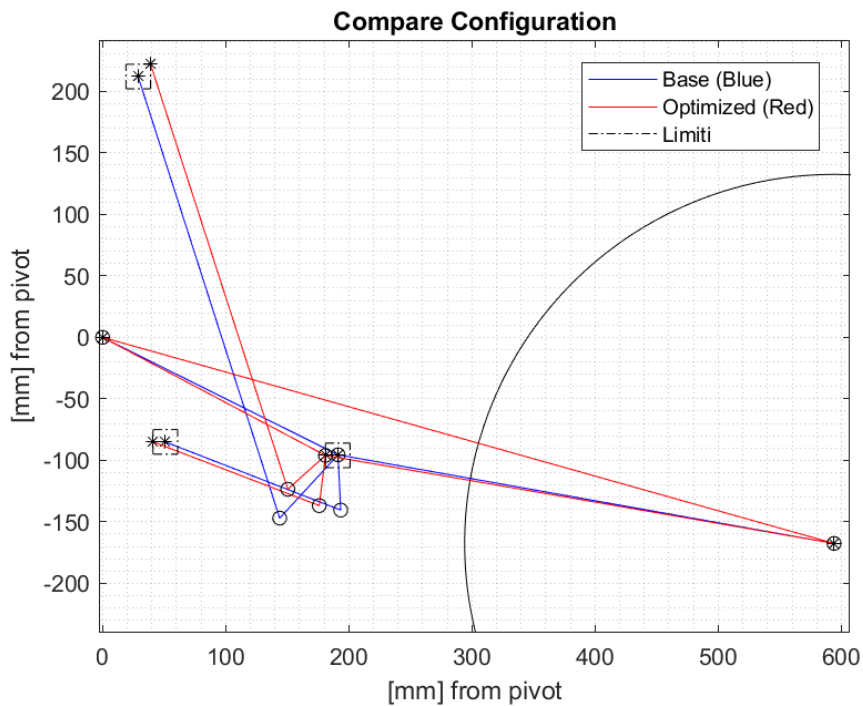


Figura 5.6: Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata del Prolink

5.2 Unitrack

Nelle seguenti tabelle vengono riportati i dati usati per l'analisi di un caso reale di una sospensione che adotta un sistema di leveraggio di tipo Unitrack.

Parametro	Valore
Rigidezza della molla	$K_{\text{spring}} = 100 \text{ N/mm}$
Precarico della molla	preload = 0 N
Massima corsa molla-ammortizzatore	$\Delta L = 70 \text{ mm}$
Massima escursione verticale della ruota	$travel_{\text{wheel}} = 120 \text{ mm}$

Tabella 5.5: Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni

Punto	Coordinate Iniziali	x (mm)	z (mm)
P_0	Pivot	0	0
P_1	Attacco Telaio-Bilanciere	20.6927	-128.8383
P_2	Attacco Ammortizzatore-Telaio	56.1	124.2
P_3	Attacco Forcellone-Biella	155.0	-76.7
P_4	Attacco Bilanciere-Biella	22.3916	-179.8104
P_5	Attacco Bilanciere-Ammortizzatore	106.54	-191.7666
P_6	Asse Ruota	547.615	-127.082

Tabella 5.6: Coordinate iniziali dei punti della sospensione Unitrack.

L'interfaccia permette di visualizzare la configurazione di base del sistema di sospensione, come spiegato nel capitolo precedente, riportati nella Figura 5.7.

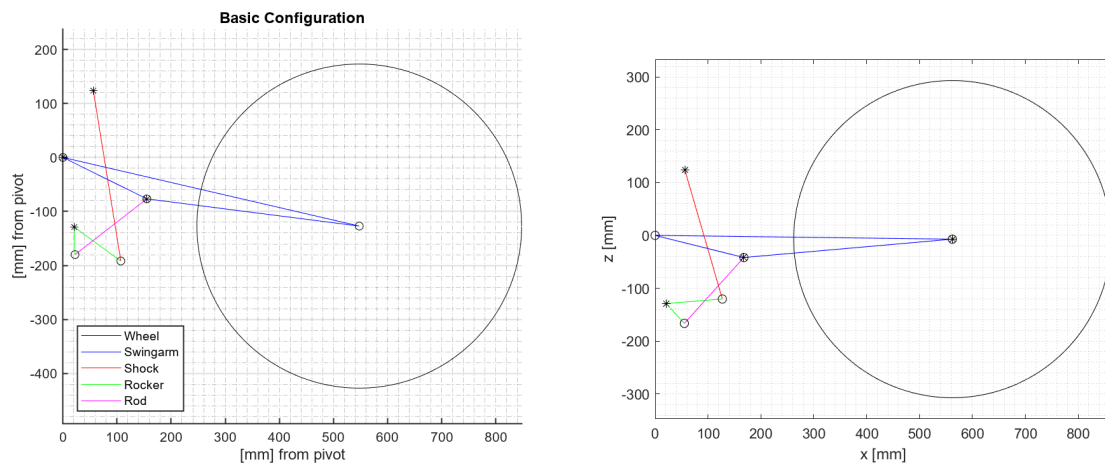


Figura 5.7: Configurazione base dell'Unitrack

A sinistra nella Figura 5.9, si osserva il MR , il quale presenta un andamento regressivo. Ciò indica che la rigidità del sistema aumenta rapidamente durante la fase iniziale del movimento della sospensione, portando a una risposta più rigida sin dall'inizio. Successivamente la rigidità tende a stabilizzarsi, suggerendo una risposta più equilibrata nelle fasi seguenti del movimento.

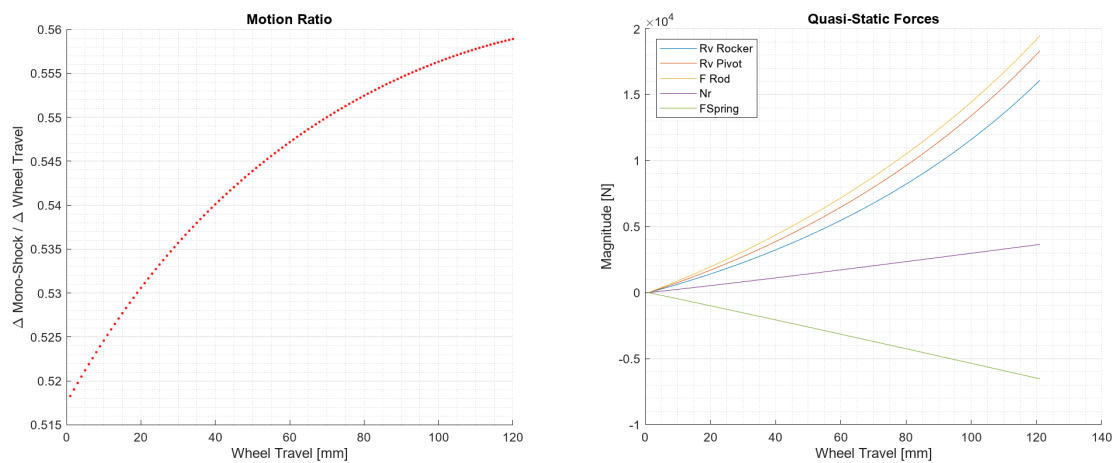


Figura 5.8: Risultati configurazione base dell'Unitrack

Dopodiché, si passa all'ottimizzazione, con condizioni di intervallo identiche. Il processo di ottimizzazione viene eseguito, impiegando i tempi indicati e producendo i risultati riportati nella tabella 5.7

	Tempo (s)	N° Configurazioni valide
Static	0.21	394
Kinematic	34	313

Tabella 5.7: Tabella tempi di calcolo - Unitrack

Per quanto riguarda la scelta di considerare il Mean MR più elevato come soluzione ottimizzata da confrontare con quella base, si osserva che, in questo caso, la curva sembra essere traslata verso l'alto, portando a un aumento significativo delle forze.

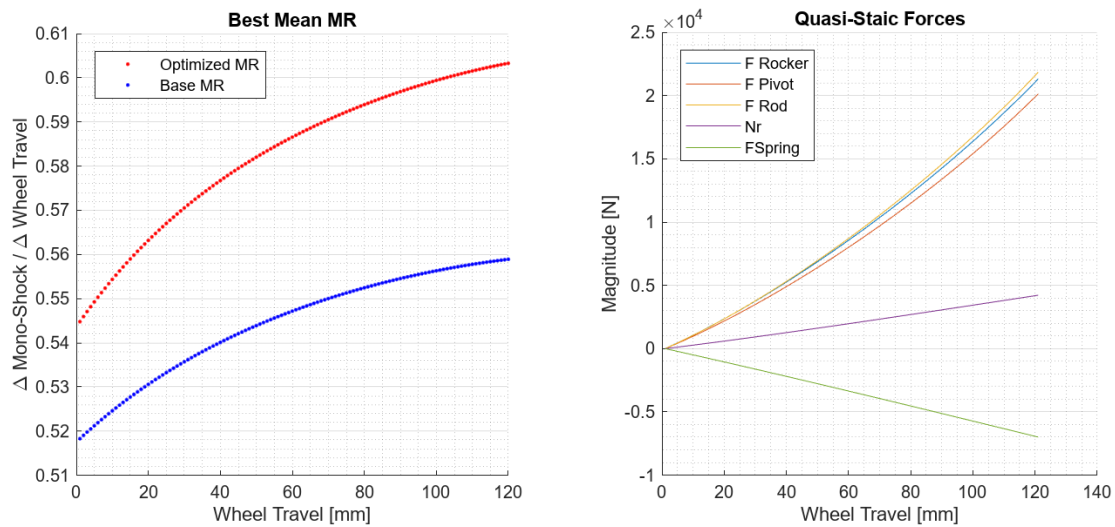


Figura 5.9: Risultati configurazione Unitrack con Mean MR più elevato

Il confronto effettuato attraverso gli istogrammi rende evidente come queste forze aumentino in modo sostanziale. Per questa configurazione ottimizzata si hanno un aumento generale delle lunghezze dei componenti.

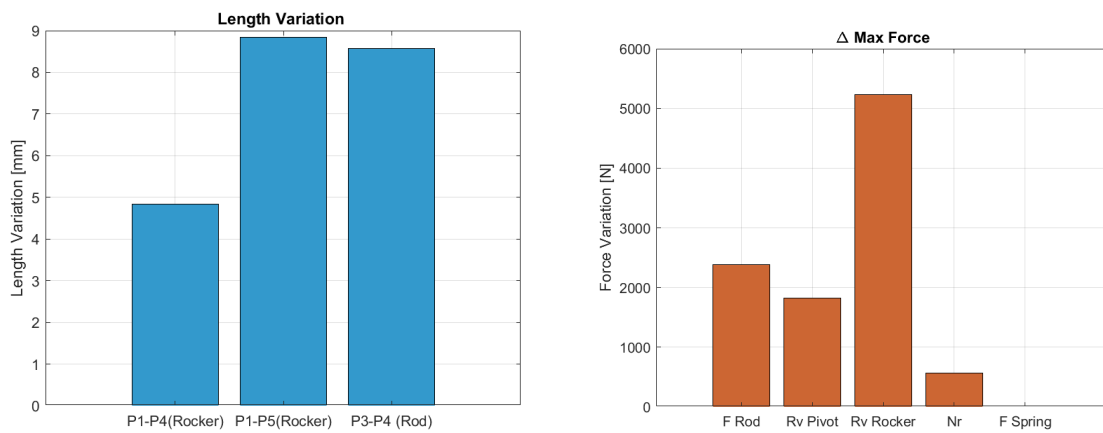


Figura 5.10: Variazioni Lunghezze e Forze per Unitrack con Mean MR maggiore

Nel caso in cui un aumento del *Motion Ratio* (MR) e, di conseguenza, delle forze sia ritenuto eccessivo e non conforme agli obiettivi progettuali, è possibile confrontare altre configurazioni valide all'interno degli stessi intervalli. Questo approccio consente di esplorare alternative, evidenziando il vantaggio del Design of Experiments (DOE) e del salvataggio di tutte le configurazioni valide.

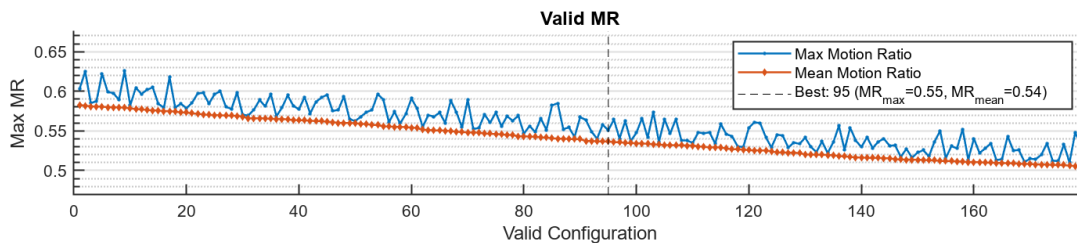


Figura 5.11: Esempio di scelta tra configurazioni valide

Nella Figura 5.11 sono riportati in ordine di *Mean MR* i valori di *Max MR* e *Mean MR* per tutte le configurazioni. Per selezionare una configurazione con un *Max MR* e/o un *Mean MR* inferiore rispetto a quella con il *Mean MR* più elevato (precedentemente scelta come prima soluzione), è sufficiente scorrere tra le configurazioni. La legenda del grafico riporta i relativi valori, permettendo di visualizzare, confrontare e plottare altre configurazioni, in modo da identificare quella più adatta.

Un esempio è la configurazione numero 95, che presenta un *Max MR* di 0.55 e un *Mean MR* di 0.54, entrambi inferiori rispetto alla configurazione base.

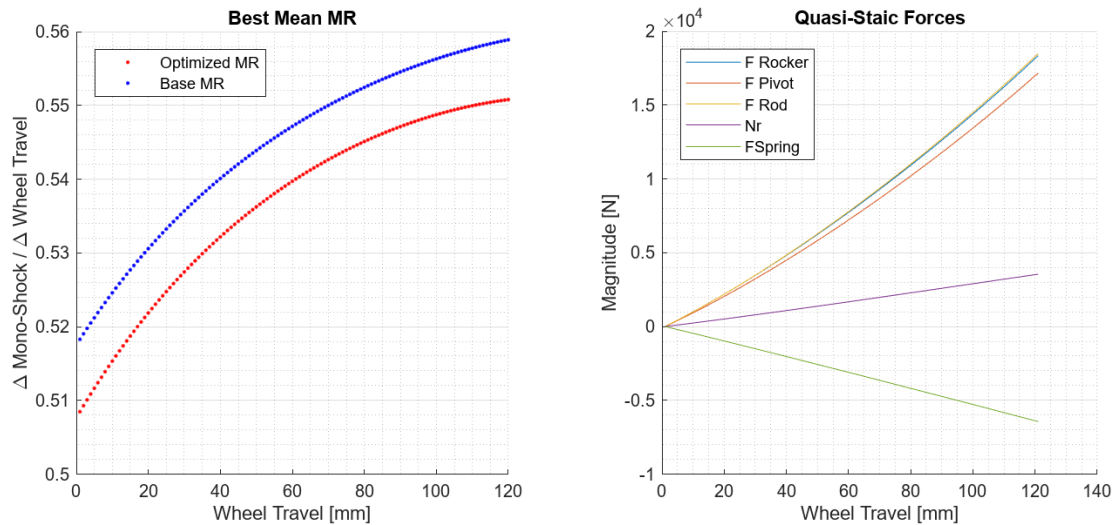


Figura 5.12: Risultati configurazione Unitrack con MR minore

L'andamento del *Motion Ratio* in questo caso è simile a quello della configurazione di partenza, ma traslato verso il basso. Questo comporta anche una riduzione delle forze, che risultano essere inferiori rispetto alla soluzione con il *Mean MR* più elevato. Tuttavia, nonostante questa diminuzione, le reazioni vincolari del bilanciante con il telaio restano comunque superiori rispetto al caso base, seppur in misura minore rispetto alle altre configurazioni "ottimizzate".

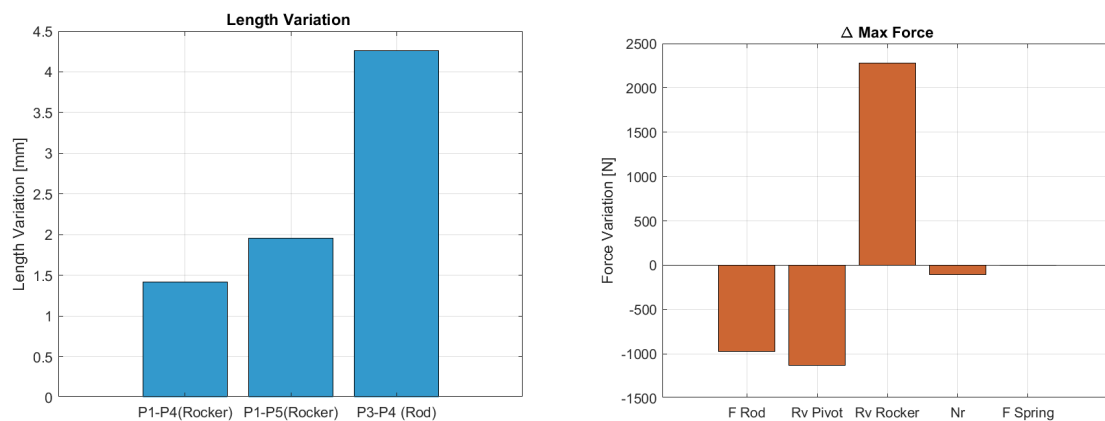


Figura 5.13: Variazioni Lunghezze e Forze per Unitrack con MR minore

Di seguito sono riportati i confronti tra la geometria della configurazione di base, quella con il valore di *Mean MR* massimo trovato, e quella con il *Mean MR* più basso.

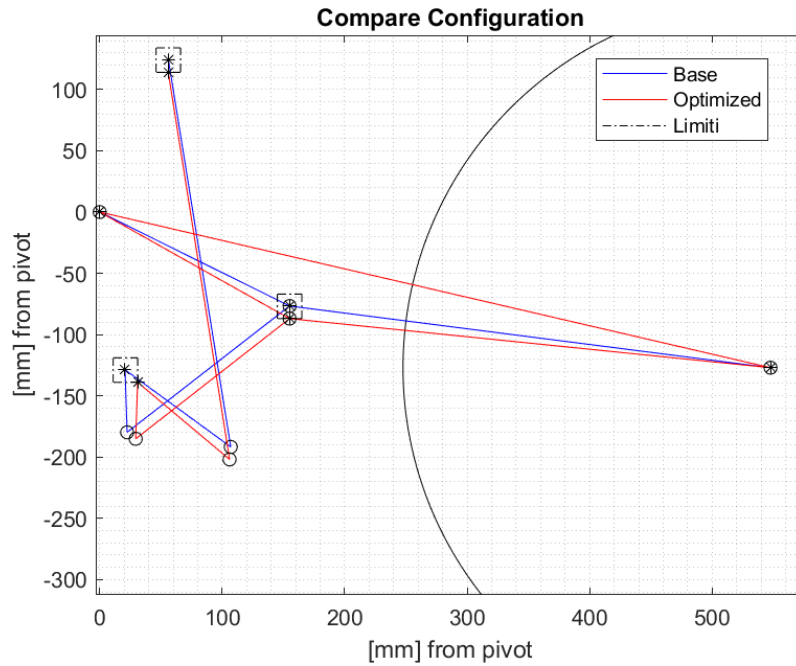


Figura 5.14: Confronto configurazione con Mean MR maggiore

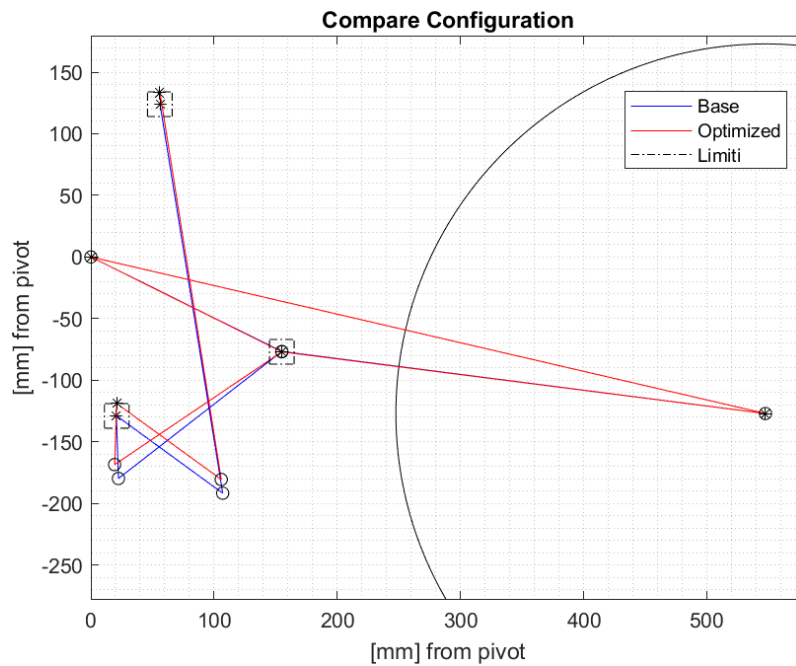


Figura 5.15: Confronto configurazione con Mean MR minore

5.3 Full Floater con ammortizzatore anteriore

Nelle tabelle seguenti sono riportati i dati utilizzati per l'analisi di un caso reale di una sospensione che adotta un sistema di leveraggio di tipo Full Floater, con l'ammortizzatore posizionato anteriormente rispetto alla biella.

Parametro	Valore
Rigidezza della molla	$K_{\text{spring}} = 100 \text{ N/mm}$
Precarico della molla	preload = 0 N
Massima corsa molla-ammortizzatore	$\Delta L = 120 \text{ mm}$
Massima escursione verticale della ruota	$travel_{\text{wheel}} = 220 \text{ mm}$

Tabella 5.8: Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni

Punto	Coordinate Iniziali	x (mm)	z (mm)
P_0	Pivot	0	0
P_1	Attacco Telaio-Bilanciere	120.00	300.00
P_2	Attacco Ammortizzatore-Telaio	176.9188	-7.9194
P_3	Attacco Forcellone-Biella	232.958	90.7225
P_4	Attacco Bilanciere-Biella	259.28	314.1775
P_5	Attacco Bilanciere-Ammortizzatore	70.954	363.2109
P_6	Asse Ruota	533.3724	-149.143

Tabella 5.9: Coordinate iniziali dei punti della sospensione Full Floater Anteriore.

Considerando un caso reale di Full Floater con il sistema molla-ammortizzatore posto anteriormente rispetto alla biella, la rappresentazione grafica delle geometrie è rappresentata nella Figura 5.16

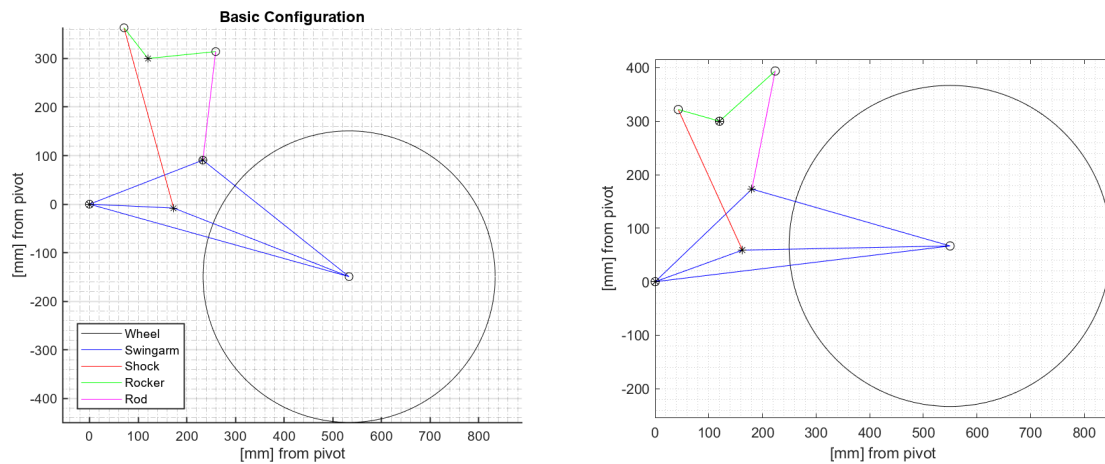


Figura 5.16: Configurazione base del Full Floater Anteriore

Per questa sospensione, il *Motion Ratio* evidenzia un comportamento progressivo, con le relative forze agenti su ciascun componente del sistema di sospensione riportate accanto nella Figura

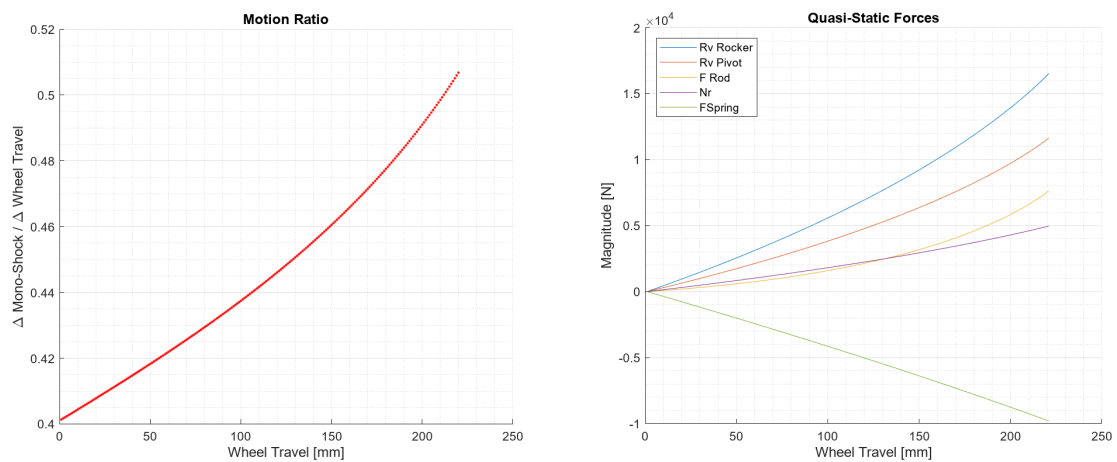


Figura 5.17: Risultati configurazione base del Full Floater anteriore

Anche in questo caso, il sistema è stato sottoposto al processo di ottimizzazione, rispettando i tempi indicati e ottenendo i risultati riportati nella Tabella 5.10

	Tempo (s)	N° Configurazioni valide
Static	0.29	188
Kinematic	37.7	183

Tabella 5.10: Tabella tempi di calcolo - Full Floater Anteriore

Allo stesso modo, per questa sospensione è stato possibile determinare configurazioni con un *Motion Ratio* (*MR*) più elevato. Tra queste, quella con il *Mean MR* più alto presenta un comportamento simile alla configurazione base, ma con un rapporto più elevato e traslato. Le forze relative a questa configurazione sono riportate a fianco.

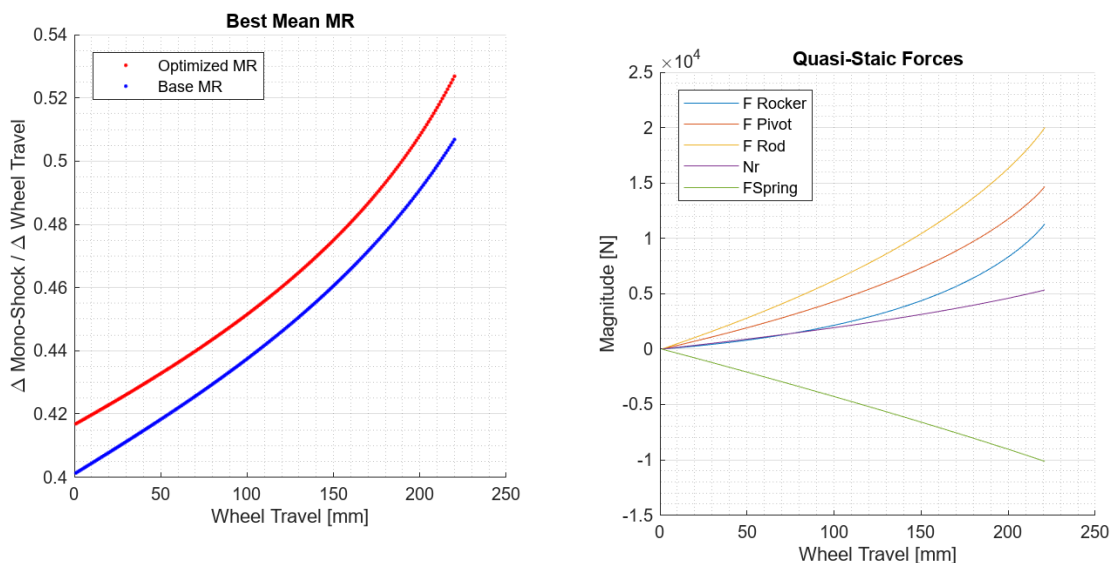


Figura 5.18: Risultati configurazione ottimizzata del Full Floater anteriore

L'istogramma delle variazioni di lunghezza dei componenti evidenzia un aumento della lunghezza della biella, così come della distanza tra il fulcro del bilanciere e l'attacco alla biella stessa. Al contrario, si osserva una riduzione della distanza tra il fulcro e l'attacco dell'ammortizzatore.

Nonostante l'aumento significativo della sollecitazione esercitata sulla biella, si osserva una riduzione delle reazioni vincolari tra il bilanciere e il telaio e un aumento delle reazioni al pivot. Aumentando il *Motion Ratio*, la forza necessaria da applicare alla ruota per ottenere lo stesso spostamento della molla aumenta di conseguenza.

Tuttavia, la differenza tra i massimi valori di forza elastica tra le due configurazioni è impercettibile, al punto che la colonna corrispondente nell'istogramma risulta assente anche in questo caso.

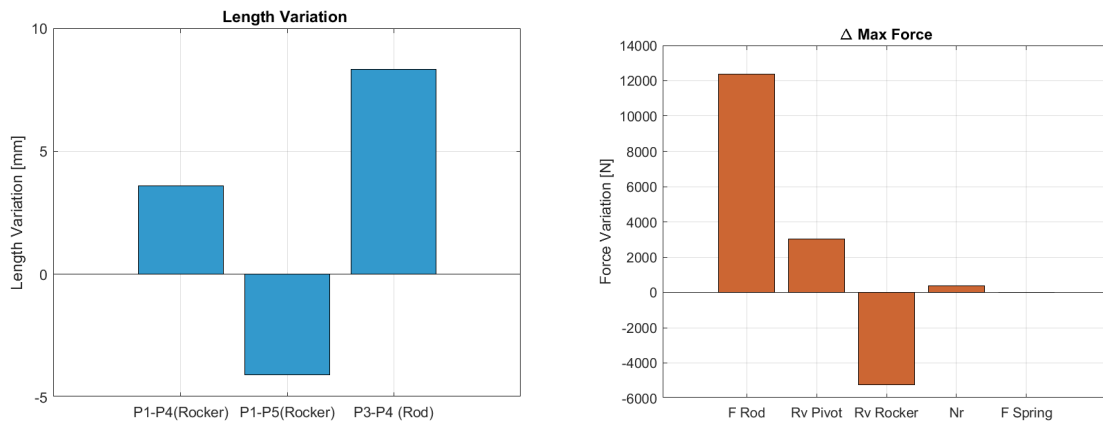


Figura 5.19: Variazioni Lunghezze e Forze per il Full Floater anteriore

Infine, l'ultimo grafico in Figura 5.20 illustra chiaramente le differenze tra le due configurazioni, evidenziate attraverso la sovrapposizione dei rispettivi schemi geometrici.

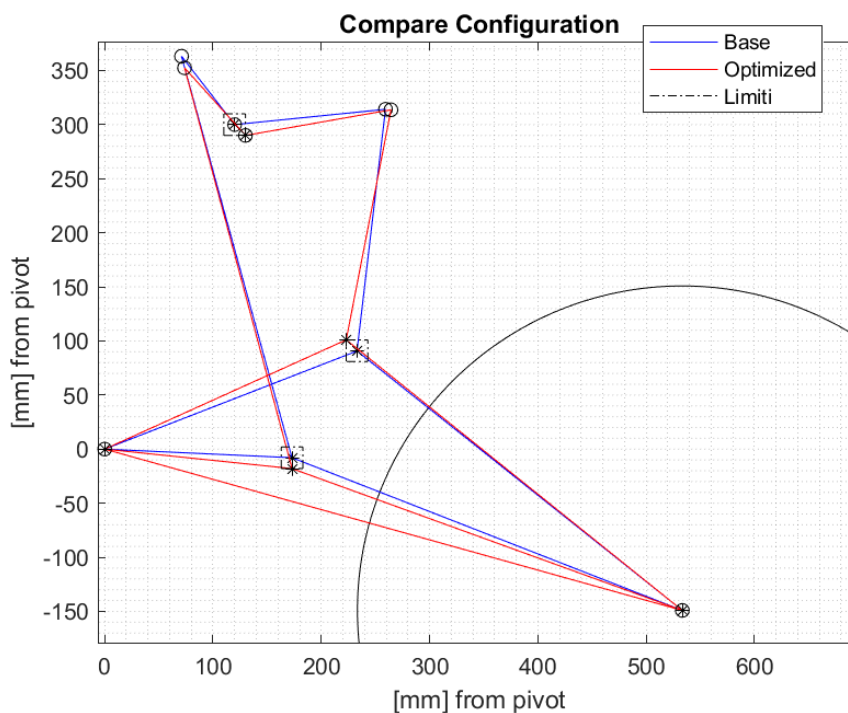


Figura 5.20: Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata per Full Floater anteriore

5.4 Full Floater con ammortizzatore posteriore

Nelle tabelle seguenti sono riportati i dati utilizzati per l'analisi di un caso reale di una sospensione dotata di un sistema di leveraggio di tipo Full Floater, con il monoshock posizionato dietro la biella.

Parametro	Valore
Rigidezza della molla	$K_{\text{spring}} = 100 \text{ N/mm}$
Precarico della molla	preload = 0 N
Massima corsa molla-ammortizzatore	$\Delta L = 70 \text{ mm}$
Massima escursione verticale della ruota	$travel_{\text{wheel}} = 120 \text{ mm}$

Tabella 5.11: Caratteristiche dell'ammortizzatore e altre informazioni

Punto	Coordinate Iniziali	x (mm)	z (mm)
P_0	Pivot	0	0
P_1	Attacco Telaio-Bilanciere	188.72	246.834
P_2	Attacco Ammortizzatore-Telaio	219.823	-3.103
P_3	Attacco Forcellone-Biella	215.673	42.626
P_4	Attacco Bilanciere-Biella	84.499	239.192
P_5	Attacco Bilanciere-Ammortizzatore	228.798	263.543
P_6	Asse Ruota	563.778	-110.616

Tabella 5.12: Coordinate iniziali dei punti della sospensione Full Floater Retro.

Analizzando un sistema Full Floater differente, con l'ammortizzatore posizionato dietro la biella, la rappresentazione grafica delle geometrie è illustrata nella Figura 5.21. nella quale si possono notare le differenze.

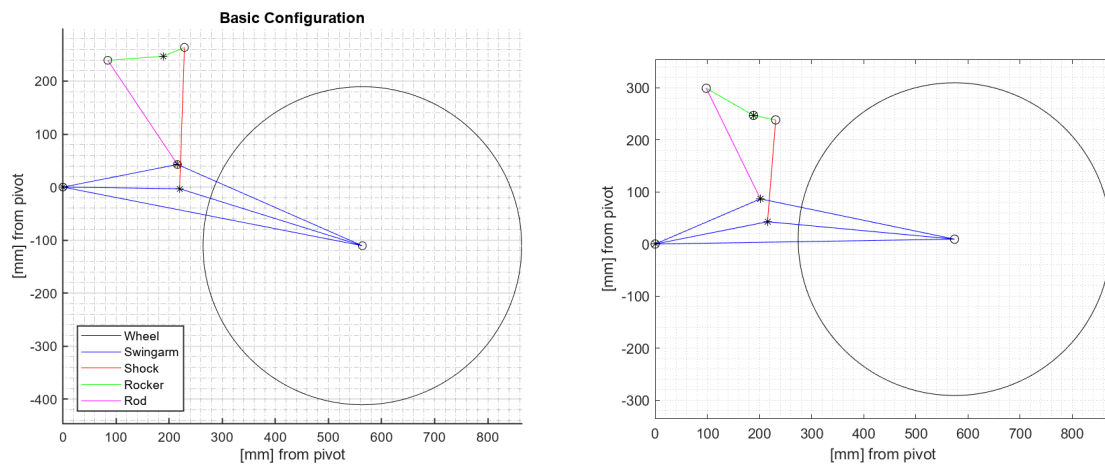


Figura 5.21: Configurazione base del Full Floater Posteriore

Anche per questo sistema Full Floater, il *Motion Ratio* mostra un comportamento progressivo, caratterizzato da un valore elevato del rapporto; il *Max Motion Ratio* supera infatti 0.64. Accanto al grafico del *MR*, sono riportate le forze calcolate per l'intera escursione verticale della ruota, permettendo di analizzare in dettaglio le sollecitazioni sui vari componenti del sistema di sospensione.

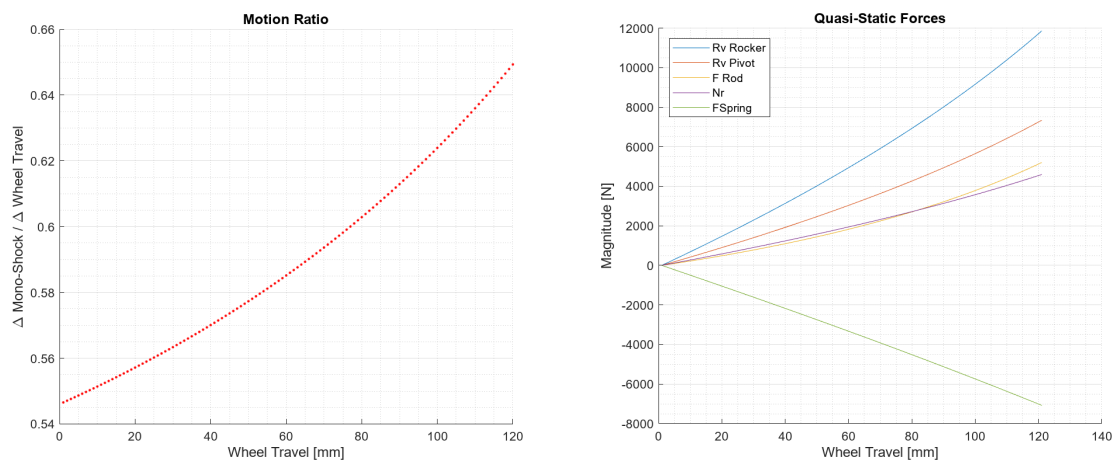


Figura 5.22: Risultati configurazione base del Full Floater posteriore

Come nei casi precedenti il processo di ottimizzazione, viene eseguito con i tempi indicati e producendo i risultati riportati nella Tabella 5.13

	Tempo (s)	N° Configurazioni valide
Static	0.27	328
Kinematic	29.2	175

Tabella 5.13: Tabella tempi di calcolo - Full Floater posteriore

In questo caso, non si ha un MR costantemente superiore lungo tutta la corsa della sospensione. Nella fase iniziale, si osserva un MR puntuale inferiore, seguito da un punto di uguaglianza poco dopo la metà della corsa, per poi registrare un MR più elevato verso la fine della corsa. Questo comportamento porta ad un valore medio del MR più alto.

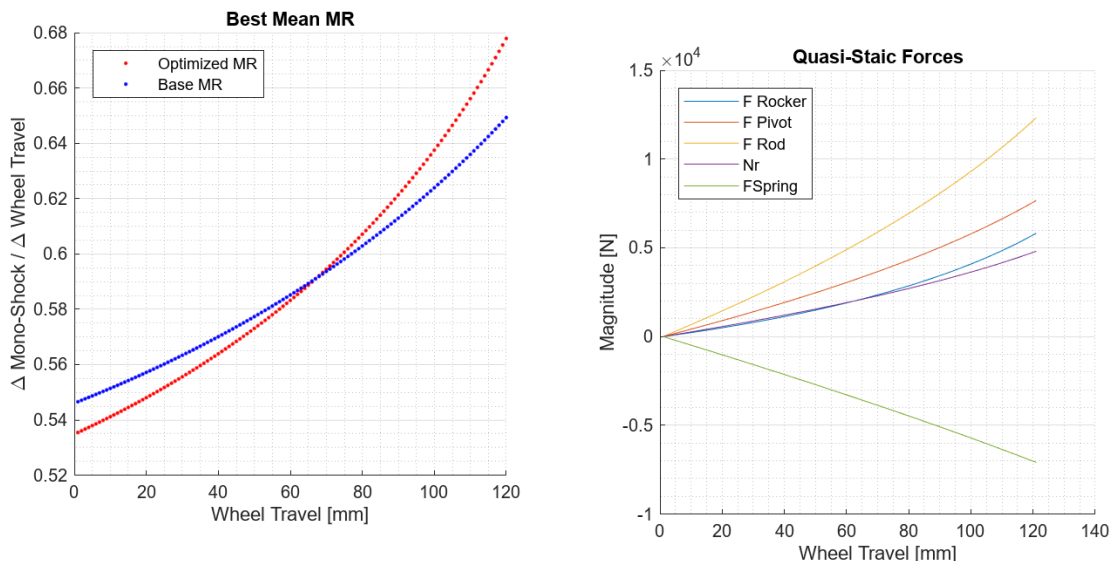


Figura 5.23: Risultati configurazione ottimizzata per Full Floater posteriore

Prendendo questo caso come esempio, nonostante l'attuale *Motion Ratio* sia già elevato, ipotizzando che si volesse ottenere una curva di MR generalmente più alta, sarebbe possibile eseguire una nuova analisi utilizzando una discretizzazione più fine con lo scopo di provare ad ottenere il risultato desiderato.

Questo approccio consentirebbe di verificare se è possibile raggiungere il risultato desiderato, esplorando ulteriormente le potenzialità dello strumento e identificando un numero maggiore di configurazioni valide.

Modificando i valori di discretizzazione per le condizioni iniziali, impostando $N_{\text{point}} = 4$ e $N_{\text{ang}} = 4$, si passa da un totale di 59.049 configurazioni possibili a 1.048.576. I tempi di calcolo e le configurazioni valide ottenute per questa nuova analisi sono riportati nella seguente tabella: Il tempo di calcolo è aumentato notevolmente, superando di

	Tempo (s)	N° Configurazioni valide
Static	4.64	8274
Kinematic	895	6152

Tabella 5.14: Tempi di calcolo in funzione della discretizzazione

oltre 15 volte il tempo impiegato con una discretizzazione impostata con le condizioni iniziali precedenti. Tuttavia, questo sforzo ha portato a un aumento significativo delle configurazioni valide, che risultano essere circa 35 volte superiori al termine del processo.

Questo ha consentito di esplorare un numero maggiore di configurazioni con *Mean Motion Ratio* superiori rispetto a quello della sospensione reale, verificando così l'esistenza di nuove configurazioni con valori di *MR* più alti rispetto a quelli della configurazione base lungo tutta la corsa. I risultati di questa analisi sono stati positivi, come illustrato nella Figura 5.24.

Nei due casi di ottimizzazione, nonostante la differenza nei valori di discretizzazione, la variazione della lunghezza dei membri del leveraggio e le forze a cui sono sottoposti, mostrano un andamento simile, come evidenziato nelle Figure 5.25 e 5.26.

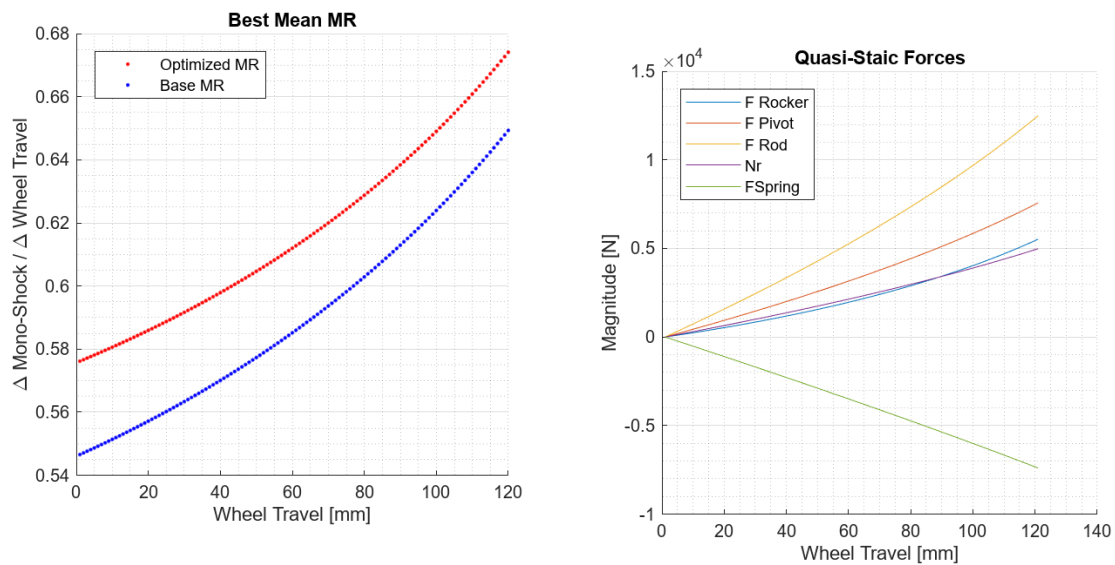


Figura 5.24: Risultati configurazione ottimizzata con maggiore discrezione

In particolare, la biella risulta il componente che subisce una diminuzione delle dimensioni, ma un incremento delle sollecitazioni, mentre il bilanciere, al contrario, mostra una riduzione sia delle dimensioni che delle reazioni vincolari con il telaio. Tuttavia, come osservato, bisogna tener conto della reazione che il bilanciere riceve dalla forza esercitata dalla biella e l'aumento della distanza dal fulcro e il punto di attacco con la biella stessa $\overline{P_1P_4}$.

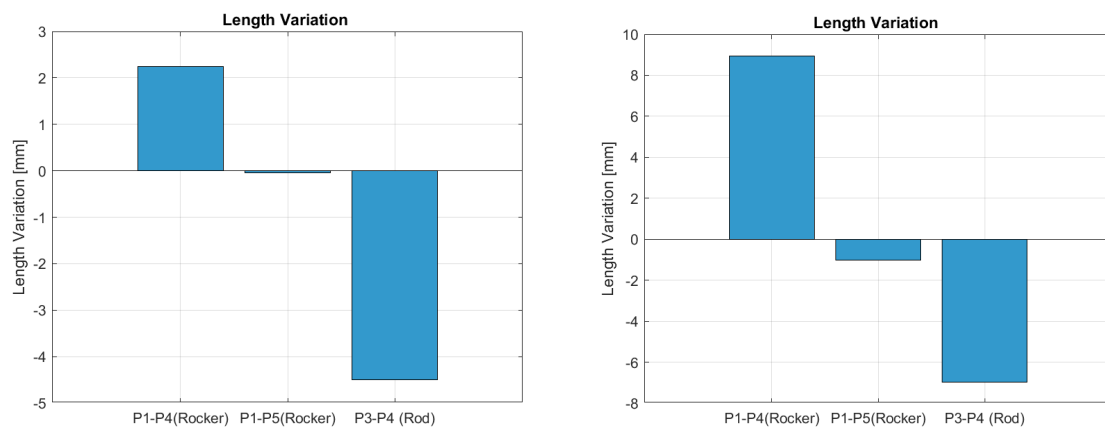


Figura 5.25: Variazioni dei componenti nei due casi ottimizzati per il Full floater posteriore

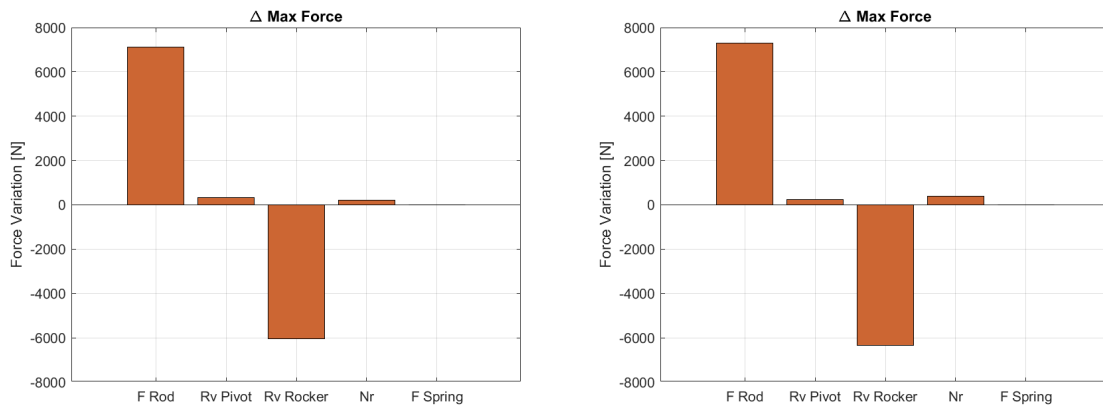


Figura 5.26: Variazioni Forze nei due casi ottimizzati per il Full floater posteriore

Di seguito vengono presentati i confronti tra la geometria della configurazione di base e i due casi di configurazioni ottimizzate, ottenute con differenti valori di discretizzazione.

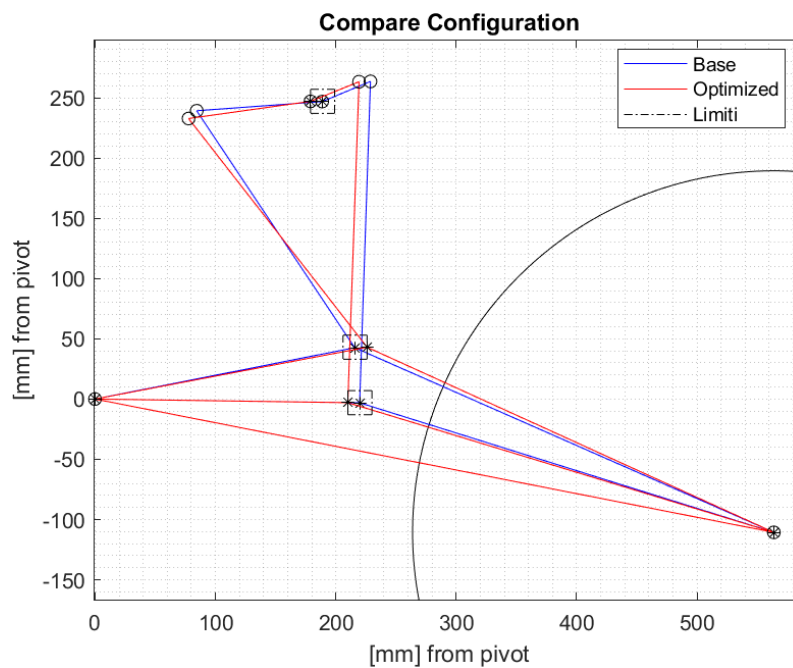


Figura 5.27: Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata con discretizzazione minore

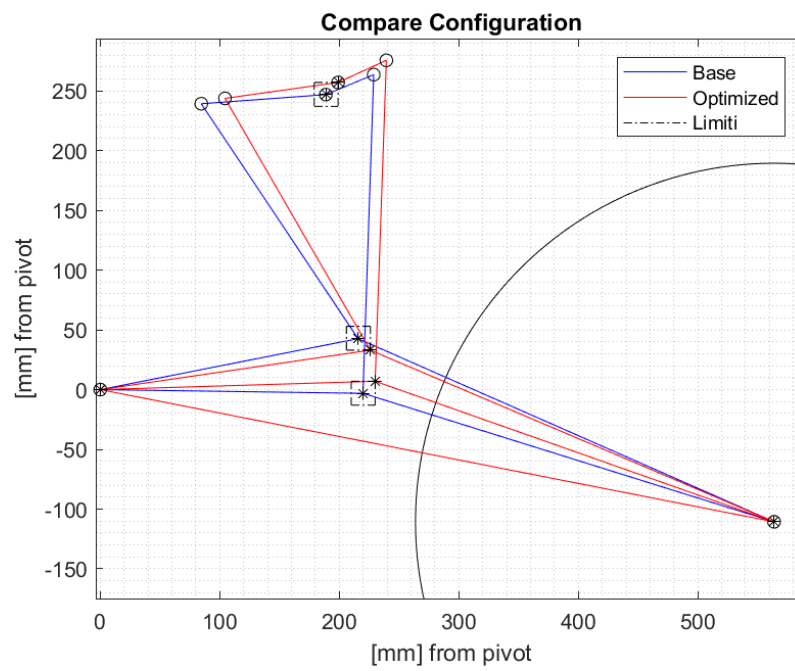


Figura 5.28: Confronto geometrie tra configurazione base e ottimizzata con discretizzazione più fine

Conclusioni

L'analisi e l'ottimizzazione delle sospensioni condotta tramite *Suspension Optimization APP* ha permesso di esplorare un'ampia gamma di configurazioni cinematiche, identificando soluzioni in grado di migliorare la progressione e, di conseguenza, le prestazioni delle sospensioni rispetto alla configurazione di partenza.

Il processo di ottimizzazione ha evidenziato come la scelta accurata dei parametri geometrici e delle condizioni cinematiche incida significativamente sul comportamento della sospensione, in particolare sul *Motion Ratio* e sulle forze agenti sui vari componenti. Nonostante le condizioni iniziali in cui si è considerata una discretizzazione relativamente bassa e l'esplorazione di un'area limitata a soli 20 mm² attorno ai punti di attacco, è stato possibile individuare configurazioni in grado di aumentare il *Motion Ratio* e la progressività della sospensione, in particolare per i casi analizzati di Pro-Link e Full Floater con ammortizzatore anteriore.

Nel caso dell'Unitrack, caratterizzato da un comportamento regressivo di base, l'app si è dimostrata uno strumento valido per analizzare diverse configurazioni, fornendo all'utente la possibilità di osservare come sia fattibile sia la riduzione che l'aumento del *Motion Ratio*, evidenziando così il potenziale di ottimizzazione offerto dallo strumento. L'analisi comparativa delle forze (quasi-statiche), ha fornito una visione preliminare delle variazioni tra le diverse configurazioni di sospensione, consentendo un confronto efficace anche rispetto alle lunghezze dei componenti del leveraggio. Sebbene questa analisi non rifletta pienamente la realtà, in quanto non considera le forze d'inerzia, offre un valido strumento per comprendere il comportamento del sistema e identificare

configurazioni ottimali. In presenza di ingombri definiti e vincoli che limitano il movimento del bilanciere, tali parametri possono essere integrati per rendere l'analisi ancora più completa e accurata. Un vantaggio dell'applicazione è la possibilità di salvare temporaneamente tutte le configurazioni valide all'interno di una struttura dati. Questo consente di confrontare facilmente diverse configurazioni "ottimizzate" o anche configurazioni che, pur non migliorando il *Motion Ratio*, potrebbero rivelarsi utili per future analisi o scenari progettuali alternativi.

L'interfaccia UI, realizzata tramite *App Designer*, si presta inoltre a essere ulteriormente implementata, permettendo di integrare nuove funzionalità per gestire e analizzare queste configurazioni in maniera più flessibile e dettagliata.

Suspension Optimization APP non si limita a fornire una piattaforma per l'ottimizzazione, ma ha il potenziale per diventare un vero e proprio database di configurazioni. Al momento, è possibile salvare soltanto le configurazioni di base per un'analisi successiva. Inoltre, si potrebbe aggiungere l'opzione di salvare l'intera struttura dati di un processo di ottimizzazione, così da poterla consultare rapidamente in futuro, riducendo la necessità di rilanciare simulazioni già eseguite.

L'esempio finale del secondo Full Floater, ha dimostrato come un aumento della discretizzazione possa condurre a risultati più dettagliati e accurati, sebbene a costo di un tempo di calcolo significativamente più elevato. Un potenziale miglioramento futuro potrebbe riguardare l'ottimizzazione del tempo di calcolo, ad esempio implementando un approccio simbolico in MATLAB.

In conclusione, *Suspension Optimization APP* ha dimostrato di essere uno strumento efficace e flessibile per l'analisi e l'ottimizzazione delle sospensioni, con un potenziale di sviluppo che ne rafforza l'utilità futura. In questo modo si offre agli ingegneri una risorsa preziosa sia per la fase di progettazione che per l'analisi post-processo, velocizzando in questo modo il flusso del progetto, tradizionalmente basato su un metodo try and error, che non sempre risulta efficiente e che comporta un dispendio economico maggiore.

Bibliografia

- [1] Cossalter, Vittore, Roberto Lot, and Matteo Massaro. *Motorcycle dynamics*. In: *Modelling, Simulation and Control of Two-Wheeled Vehicles* (2014): 1–42.
- [2] Tanelli, Mara, Matteo Corno, and Sergio Saveresi. *Modelling, simulation and control of two-wheeled vehicles*. John Wiley Sons, 2014.
- [3] Guiggiani, Massimo. "The science of vehicle dynamics." *Pisa, Italy: Springer Netherlands* 15 (2014).
- [4] Funaioli, Ettore, Alberto Maggiore, and Umberto Meneghetti. *Lezioni di Meccanica applicata alle macchine-Prima parte-Fondamenti di meccanica delle macchine*. Pàtron, 2005.
- [5] Prandin, Daniel. "Ottimizzazione cinematica di sospensioni motociclistiche." *Tesi di Laurea Magistrale*, 2013.
- [6] Peroni, Lorenzo. "Valutazione della rigidità progressiva di una sospensione posteriore motociclistica.", *Tesi di Laurea Magistrale*, 2014.
- [7] Rampazzi, Andrea. "Applicazioni di metodologie della progettazione alle sospensioni motociclistiche." (2007).
- [8] Croccolo, Dario, and Nicolò Vincenzi. *Lezioni di fondamenti e tecnica della progettazione meccanica*. Società Editrice Esculapio, 2020.
- [9] Croccolo, Dario, and Massimiliano Agostinis. *Motorbike Suspensions: Modern design and optimisation*. London: Springer, 2013.
- [10] Thede, Paul, and Lee Parks. *Race Tech's Motorcycle Suspension Bible*. MotorBooks International, 2010.

- [11] di Meccanica App, Corso, and Corso di Meccanica Applicata alle Macchine.
"PROGETTAZIONE CINE SOSPENSIONE", 2009
- [12] Moore, Holly. Matlab per l'ingegneria. Pearson, 2008.
- [13] MathWorks. *MATLAB R2023a User Guide*. 2023.