

1. Un foglio di elettronico di supporto

Contenuti

In questo capitolo viene descritto il foglio elettronico di calcolo *Set-Up-Boe.xls*, che è stato realizzato ed utilizzato durante la stagione. Sono presentati i moduli di cui il foglio è composto, viene descritto come utilizzarli e viene esposta la formulazione utilizzata per i calcoli.

1.1 Caratteristiche richieste

Il foglio elettronico realizzato doveva permettere di valutare la variazione, in alcune condizioni, dei parametri fondamentali del veicolo nel suo piano di simmetria (angolo di sterzo, avancorsa, passo, baricentro elastico) così come definiti nell'ampia trattazione riportata in [3].

Le situazioni considerate potevano essere quelle statiche, ottenute ai box a seguito di regolazioni (Fig. 1.1), oppure quelle dinamiche, fotografate dal sistema di acquisizione dati in particolari istanti nell'ambito di un giro di pista (Fig. 1.2).



Figura 1.1 – Regolazioni e controlli sulle sospensioni

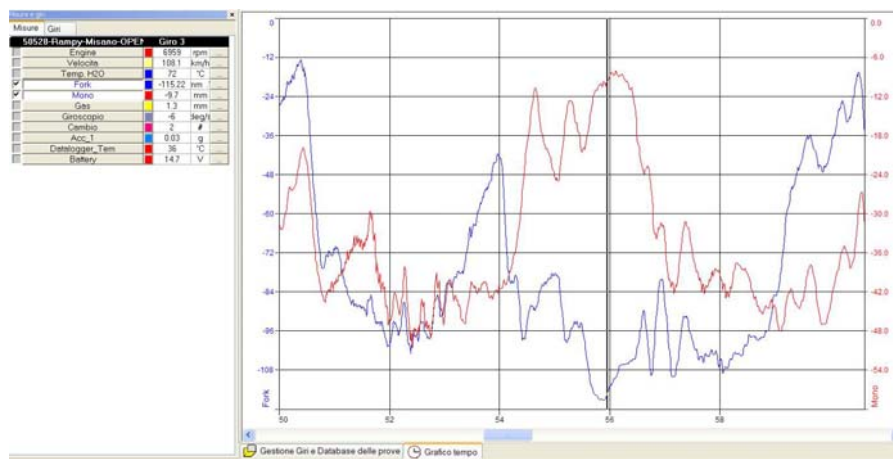


Figura 1.2 – Grafici ottenibili con sistema di acquisizione dati

Si voleva cioè rendere disponibile uno strumento per poter paragonare una particolare condizione di assetto rispetto a un'altra, per poter comprendere in quale direzione si sta andando operando determinate regolazioni e per poter archiviare i dati raccolti durante la stagione.

Dato che, in molti casi, i dati in ingresso provenivano da rilevamenti, di cui in seguito si daranno esempi (Fig. 1.3), è stato necessario attribuire ai risultati numerici in uscita dai calcoli valore prevalentemente qualitativo.



Figura 1.3 –Rilevamento quote ciclistiche del veicolo

Diversamente si sarebbe dovuto procedere preliminarmente a una qualificazione della catena di misura, in modo da determinare le incertezze legate a ogni singola misurazione, e poi procedere a una verifica del loro peso all'interno

dei calcoli eseguiti, in modo da giungere al valore di incertezza estesa su ogni parametro calcolato, come indicato in [7].

Dati gli ulteriori obiettivi di praticità e semplicità d'uso del foglio elettronico che si voleva realizzare, si è preferito rimandare un'analisi di questo tipo a una successiva fase di approfondimento dello studio. L'idea è stata quindi quella di iniziare a trattare il problema in modo meno empirico rispetto a quanto normalmente fatto, e valutare successivamente come sviluppare gli strumenti a disposizione e le procedure adottate per i calcoli così come per i rilevamenti stessi.

Il foglio elettronico doveva essere strutturato in modo tale da essere da subito adattabile ad alcuni modelli di veicoli, che si differenziavano per dimensioni ma che adottavano tutti la stessa geometria di sospensione posteriore (Fig. 1.4).

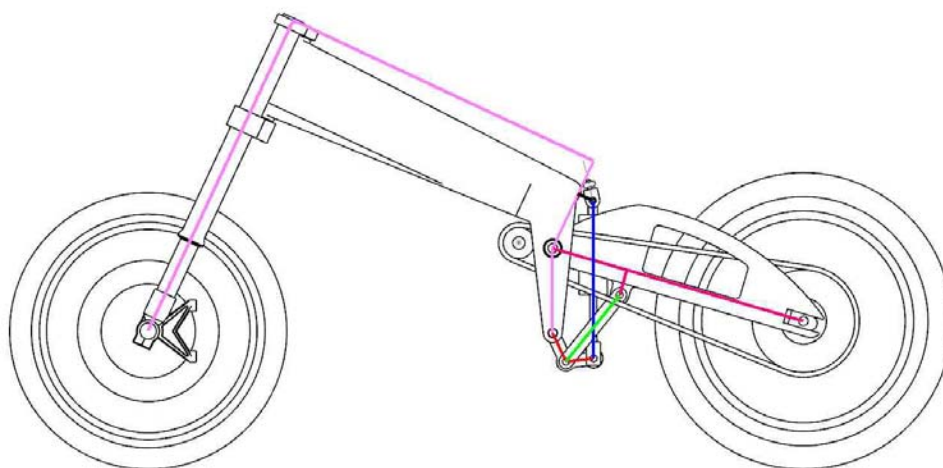


Figura 1.4 – Schema di veicolo preso a riferimento

In seguito sono stati aggiunti alcuni approfondimenti per poter effettuare considerazioni aggiuntive con particolare riguardo al reparto sospensioni, ed un cenno di analisi del motore.

1.2 Caratterizzazione geometrica del veicolo

Si introducono all'interno del foglio elettronico i parametri caratterizzanti il veicolo. Seppure alcuni dei valori di seguito introdotti potrebbero essere modificati, sostituendo alcuni componenti, si ritengono tali tipi di modifiche meno frequenti, solitamente limitate alla fase di *preparazione* del veicolo, rispetto a quelle ottenute con vere e proprie regolazioni, che verranno prese in considerazione in un successivo paragrafo.

La tipologia di motocicletta alla quale si è fatto riferimento nello studio, prescindendo dal tipo di motore, è quella tipica di una sportiva moderna dotata di:

- sospensione anteriore a forcella telescopica a steli rovesciati;
- trasmissione finale a catena, senza dispositivi che eliminino il fenomeno del tiro catena in accelerazione o frenata;

- sospensione posteriore a forcellone oscillante, in questo caso con leveraggio a quadrilatero articolato del tipo adottato da Suzuki e Kawasaki.

Allargare il campo a veicoli con sistemi antiaffondamento o trasmissioni finali di altro genere (vd. [2] e [3]) avrebbe allungato inutilmente i tempi di studio e sviluppo del materiale prodotto, dal momento che dispositivi di questo genere non sono di fatto utilizzati in maniera diffusa, almeno per il momento, su veicoli destinati alle competizioni.

Invece sarà possibile adattare successivamente il foglio elettronico a differenti tipologie di geometria di sospensione posteriore sostituendo il modulo relativo proprio della sospensione posteriore con uno appositamente sviluppato per un diverso modello. Al momento sono in studio i moduli relativi alla geometria adottata da Yamaha, Ducati ed Honda.

1.2.1 Telaio (e corpo veicolo).

Nel file *Set-Up-Boe.xls*, selezionando il foglio *Telaio* è possibile inserire manualmente un primo set di parametri.

Si consideri, nel piano di simmetria del veicolo, un sistema di riferimento (x_1, y_1) con origine nel *pivot*, quando questo sia nella sua posizione standard rispetto al telaio. L'asse y_1 è orientato parallelamente all'asse del canotto di sterzo, come evidenziato in Figura 1.5.

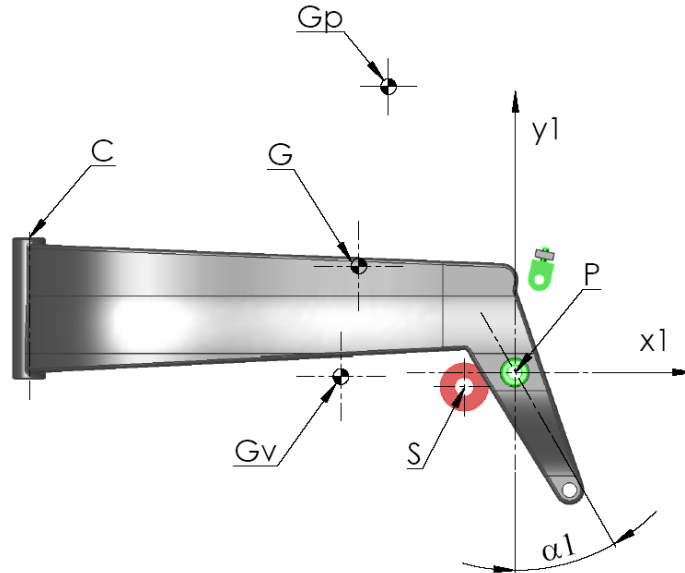


Figura 1.5 – Elementi caratteristici del telaio e del corpo veicolo

In alcuni veicoli è possibile variare la posizione del perno di rotazione del forcellone, il *pivot* appunto, lungo una particolare direzione rispetto al sistema di riferimento, andando a intervenire su apposite boccole. Pertanto sarà opportuno prevedere questa ipotesi.

Nei calcoli che saranno effettuati successivamente, il sistema introdotto verrà considerato come solidale al pivot, quindi in caso di spostamenti dello stesso verranno apportate automaticamente le correzioni alle coordinate degli altri punti.

Nel seguito è riportata una breve descrizione dei parametri indicati nella già citata Figura 1.5:

- x_{cl} distanza tra l'asse del canotto di sterzo ed il *pivot* (mm);
- y_{cl} distanza tra il piano (solitamente un cuscinetto) su cui appoggia la piastra di sterzo superiore ed il *pivot* (mm);
- x_{Sl} , y_{Sl} coordinate del centro del pignone nel sistema di riferimento considerato (mm);
- α_1 angolo tra l'asse y_l e la direzione lungo la quale è eventualmente possibile spostare il *pivot* rispetto al telaio (°).

La posizione del pignone è stata introdotta insieme con le caratteristiche del telaio, in modo da permettere di fare successivamente alcune considerazioni riguardo il fenomeno del tiro catena.

Per lo stesso motivo sono state introdotte le coordinate dei baricentri delle masse sospese del veicolo e del pilota, nonché i valori di tali masse e di quelle non sospese:

- x_{Gv} , y_{Gv} coordinate del baricentro delle masse sospese del solo veicolo (mm);
- x_{Gp} , y_{Gp} coordinate del baricentro del pilota (mm);
- M_v massa sospesa veicolo (Kg);
- M_p massa pilota (Kg);
- M_{nsf} massa non sospesa anteriore (Kg);
- M_{nsr} massa non sospesa posteriore (Kg).

Al terzo capitolo verrà fatto cenno ad un metodo per la stima di questi punti. Conviene valutare il baricentro delle masse sospese veicolo con lo stesso in ordine di marcia, e con un livello di riempimento medio del serbatoio carburante, in modo da poter poi utilizzare con buona approssimazione il valore determinato in tutte le altre situazioni.

Per semplicità si considerano le masse non sospese applicate nei centri ruota. Si è scelto tuttavia di inserire i valori di queste nello stesso foglio con le masse sospese, in modo da concentrare la raccolta delle informazioni sull'argomento all'interno del documento in un'unica sezione.

Viene immediatamente calcolata la posizione del baricentro della massa sospesa complessiva, le cui coordinate risultano:

$$\begin{cases} x_G = \frac{x_{Gv}M_v + x_{Gp}M_p}{M_v + M_p} \\ y_G = \frac{y_{Gv}M_v + y_{Gp}M_p}{M_v + M_p} \end{cases} \quad (1.1)$$

1.2.2 Sospensione Anteriore e Piastre di Sterzo

Il foglio *Fork-Piastre* è dedicato a caratterizzare la sospensione anteriore, come detto del tipo a forcella telescopica. Se ne considerano per il momento soltanto le due caratteristiche geometriche principali, ovvero la lunghezza libera ed il diametro dello stelo, rimandando lo studio delle caratteristiche meccaniche ad un successivo paragrafo.

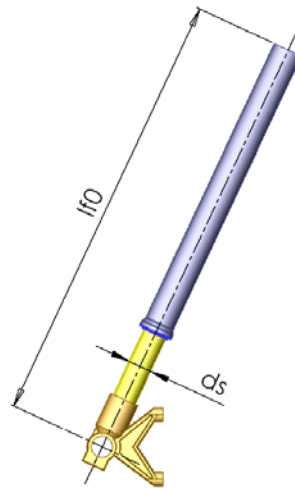


Figura 1.6 – Dimensioni forcella

Si assegnano così:

- l_{f0} misurata in modo tale che questa rappresenti la distanza tra il piano superiore del fodero, lo stesso che sarà considerato nella misurazione dello *sfilamento*, e il centro ruota (mm)
- d_s diametro stelo (mm).

Sempre nello stesso foglio è possibile inserire i due parametri standard relativi alla piastra di sterzo superiore.

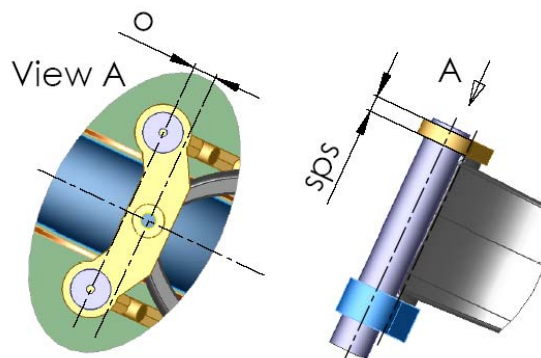


Figura 1.7 – Dimensioni piastre sterzo

I due parametri in esame sono:

- *sps* spessore fittizio della piastra superiore di sterzo, o meglio distanza tra il piano di appoggio con il cannotto di sterzo e il piano superiore rispetto al quale verranno misurati gli sfilamenti forcelle (mm);
- *o* offset, o valore standard dell'avanzamento introdotto dalla piastra (mm).

Bisognerà preventivamente avere stabilito i più idonei piani di riferimento sui foderi e sulla piastra superiore, in modo che risulti poi semplice misurare lo *sfilamento* della forcella (Fig. 1.8-1.9).



Figure 1.8 e 1.9 – Riferimenti per misurazione sfilamento forcella

Occorre inoltre fare attenzione al fatto che spesso il valore di lunghezza libera indicato sulle schede tecniche dei prodotti non contempla il coperchio superiore del fodero, quando invece nella pratica è solitamente proprio quello il riferimento che viene utilizzato. Bisognerà valutare di caso in caso.

1.2.3 Sospensione posteriore.

La caratterizzazione della geometria della sospensione posteriore può essere effettuata selezionando il foglio *Link*.

La versione di seguito proposta di tale foglio corrisponde, come anticipato, a quella utilizzabile per veicoli con sospensione tipo Suzuki e Kawasaki. La versione per geometrie differenti verrà preparata successivamente.

Anche in questo caso si rimanda ad un successivo paragrafo lo studio più approfondito delle caratteristiche della sospensione.

Si consideri quindi un nuovo sistema riferimento (x_2, y_2) , con l'origine sempre nel *pivot* in posizione standard. L'asse y_2 sarà parallelo alla direzione di possibile spostamento dello stesso, descritta in precedenza, nel verso di un aumento della sua quota rispetto al terreno.

La scelta del sistema di riferimento è stata fatta ispirandosi al fatto che spesso, facendo riferimento alla regolazione del *pivot*, si parla proprio di spostamento verticale. Questo lascerebbe intendere che tale direzione rappresenti la verticale del sistema di riferimento all'interno del quale è stato portato avanti lo studio del leverismo della sospensione e probabilmente di tutto il veicolo.

Per lo stesso motivo si può ragionevolmente supporre che tale direzione sia inclinata rispetto all'asse del cannotto di sterzo di un angolo pari all'angolo di inclinazione dello stesso dichiarato dalla casa produttrice.

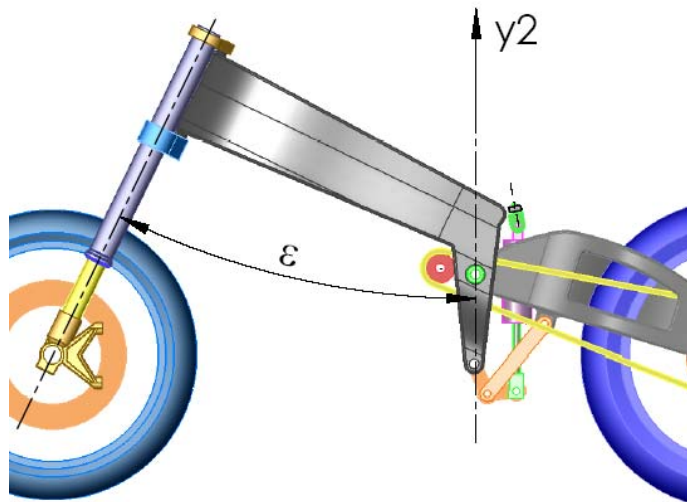


Figura 1.10 – Orientamento sistema di riferimento (x_2, y_2)

Non trattandosi di uno standard normativo sarebbe meglio procedere a rilevamenti oppure a richiedere esplicitamente alla casa una dichiarazione in merito, qualora se ne abbia la possibilità.

Si considerino ora i parametri da inserire nel foglio, osservando quanto indicato in Figura 1.11.

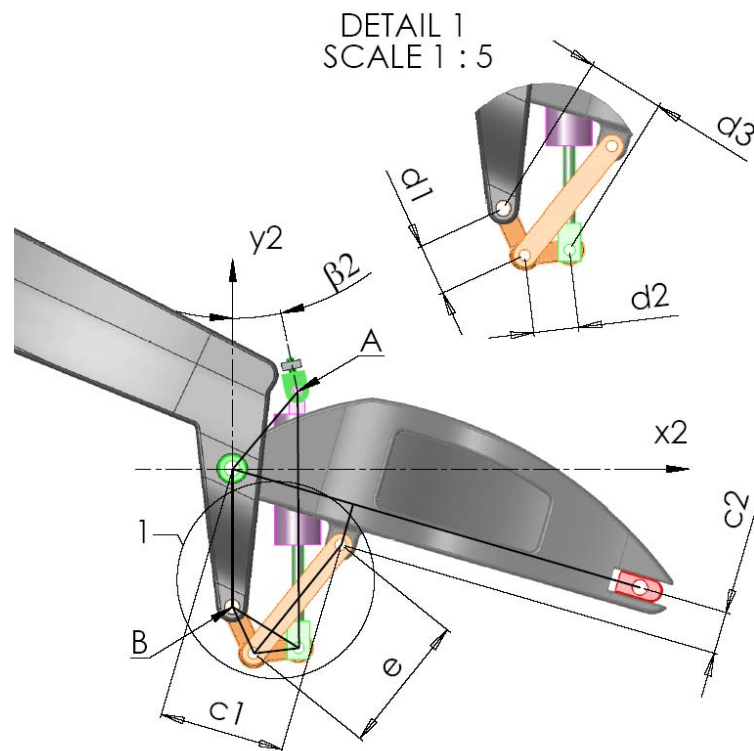


Figura 1.11 – Schema sospensione posteriore

I valori da inserire sono:

- x_{A2} , y_{A2} coordinate del punto di attacco del monoammortizzatore al telaio, nella posizione standard e nel sistema di riferimento considerato (mm);
- x_{B2} , y_{B2} coordinate del punto di attacco del bilancere al telaio nel sistema di riferimento considerato (mm);
- d_1 , d_2 , d_3 interassi tra i centri dell'elemento bilancere (mm);
- e lunghezza dell'elemento biella (mm);
- c_1 , c_2 quote del punto di attacco della biella al forcellone (mm);
- β_2 angolo tra la direzione di eventuale spostamento del punto A ed y_2 , misurato come indicato in figura ($^\circ$).

1.2.4 Trasmissione finale.

Selezionando il foglio *Trasm* è possibile inserire i dati relativi alla trasmissione finale a catena.

I valori necessari per effettuare i calcoli a cui si è interessati sono quelli indicati nella Figura 1.12.

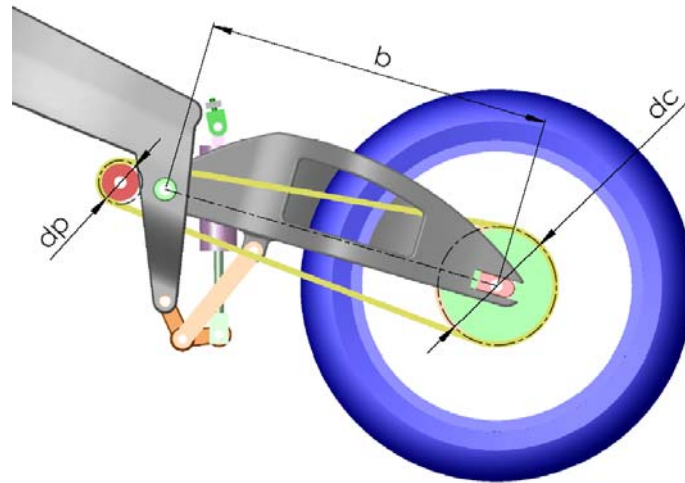


Figura 1.12 – Dati trasmissione finale a catena

Si osservano:

- d_p diametro primitivo pignone (mm);
- d_c : diametro primitivo corona (mm);
- b : braccio del forcellone, ovvero interasse tra il centro ruota ed il *pivot*.

I parametri caratteristici di una trasmissione a catena sono però in generale i seguenti:

- p_c passo della catena (mm);
- z_p numero di denti del pignone;
- z_c numero di denti della corona;
- n_c numero di maglie della catena.

Inserendo nelle apposite caselle p_c , z_p , e z_c , vengono automaticamente calcolati i valori di d_p e d_c , attraverso le formule seguenti:

$$d_p = \frac{p_c}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_p}\right)} \quad (1.2)$$

$$d_c = \frac{p_c}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_c}\right)} \quad (1.3)$$

Il valore di b viene inserito manualmente a seguito di un rilevamento, oppure leggendolo da una tabella che mano a mano si andrà compilando (Fig. 1.13), o ancora dopo averne stimato il valore attraverso un calcolo, eseguito in una casella accanto.

Caratterizzazione Trasmissione Finale (Database)

Veicolo	Rif Comm.	pc (mm)	nc	zp	zc	b (mm)
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	110	17	42	545
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	108	15	38	559
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	110	15	38	575
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	108	15	39	554
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	110	15	39	570
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	108	15	40	550
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	110	15	40	566
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	110	15	41	562
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	112	15	41	578
Suzuki GSX-R 1000 K5	530	15,875	110	15	42	558

Figura 1.13 – Raccolta dati trasmissione finale

Si è voluto dare la possibilità di scelta in quanto b , da un punto di vista pratico, dipende dal *gioco* che si lascia sul braccio inferiore della catena, quando si vanno a sostituire il pignone e/o la corona.

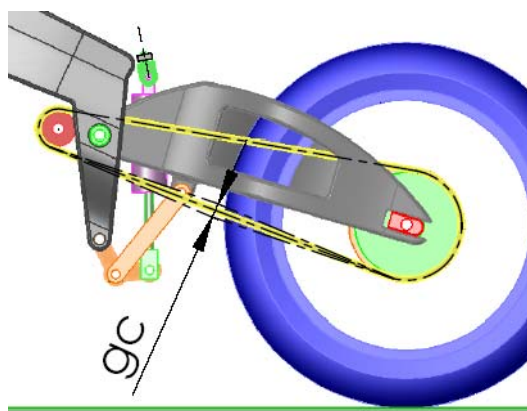


Figura 1.14 – Registrazione gioco catena

Non sempre è pensabile attribuire a questo gioco un valore ben preciso, spesso l'operazione viene eseguita a *sensazione* del meccanico di turno. Sarebbe necessario rilevare la posizione della sospensione al momento del fissaggio della ruota, in modo da garantire che durante l'abbassamento del retrotreno la catena non risultasse poi eccessivamente tesa, e bisognerebbe anche valutare lo stato di usura della catena stessa.

La casella relativa non viene quindi aggiornata automaticamente e il calcolo della stima avviene selezionando l'apposito tasto.

Volendo procedere in questo modo, il presupposto iniziale è che la condizione in cui la catena può risultare più tesa è quella in cui i tre centri di pignone, pivot e corona, risultano allineati. Infatti in questa condizione il centro della corona si trova alla massima distanza possibile dal pignone.

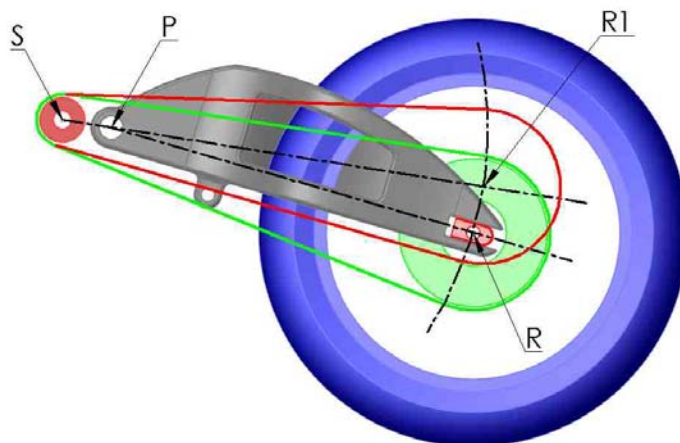


Figura 1.15 – Condizione massima tensione catena

In questa condizione si vorrà che via sia un gioco minimo residuo, g_{cmin} , per l'oscillazione del braccio inferiore.

Si ipotizza di conoscere a priori il valore del braccio forcellone e di esprimere in funzione di questo lo sviluppo della lunghezza teorica della catena. Si prende per questo in esame la Figura 1.16, nella quale si va ad approssimare la catena come un componente a sviluppo continuo, come potrebbe essere ad esempio una cinghia, e rigido nel senso del suo asse primitivo. Si dovrà tenere conto di questa approssimazione nel valutare i risultati che si otterranno.

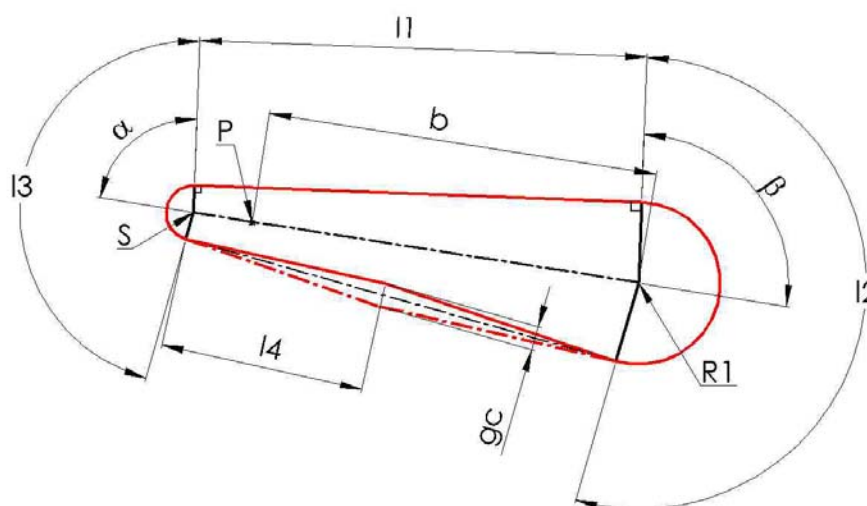


Figura 1.16 – Schema per stima interasse pignone-corona

Lo sviluppo si può determinare con la

$$l_{tot} = l_1 + l_2 + l_3 + 2l_4 \quad (1.4)$$

dove

$$l_1 = \sqrt{|SR_1|^2 - \left(\frac{d_c - d_p}{2}\right)^2} \quad (1.5)$$

$$l_2 = d_c \beta \quad (1.6)$$

$$l_3 = d_p \alpha \quad (1.7)$$

$$l_4 = \sqrt{\left(\frac{l_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{g_c}{2}\right)^2} \quad (1.8)$$

e dove

$$\alpha = \arccos \left(\frac{\left(\frac{d_c - d_p}{2}\right)}{|SR_1|} \right) \quad (1.9)$$

$$\beta = \pi - \alpha \quad (1.10)$$

$$|SR_1| = b + |PS| = b + \sqrt{x_{S'1}^2 + y_{S'1}^2} \quad (1.11)$$

Naturalmente le coordinate del pignone contemplano la possibilità di variazione della posizione del pivot:

$$\begin{cases} x_{S'1} = x_{S1} + \Delta P \sin \alpha_1 \\ y_{S'1} = y_{S1} - \Delta P \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (1.12)$$

Raccogliendo tutto si ottiene una funzione del tipo

$$l_{tot} = f(b, g_c)$$

Supponendo quindi assegnato g_c , e sfruttando anche del codice *Basic*, all'interno del foglio elettronico è stato implementato un semplice algoritmo di bisezione (vd. [8]) per risolvere, con un livello di approssimazione desiderato, l'equazione seguente, ottenendo così il valore di b .

$$l_{tot} - n_c p_c = 0 \quad (1.13)$$

Come anticipato il valore ottenuto è un valore approssimato. il cui scopo non è tanto quello di calcolare sulla carta il valore del braccio del forcellone per poi andare a fissare la posizione del perno ruota a catena smontata, quanto

piuttosto quello di avere uno strumento previsionale per valutare l'effetto di una modifica alla trasmissione finale sulla ciclistica del mezzo.

1.2.5 Ruote.

Nel foglio *Ruote* è possibile andare ad introdurre i parametri dimensionali relativi alle ruote in uso.

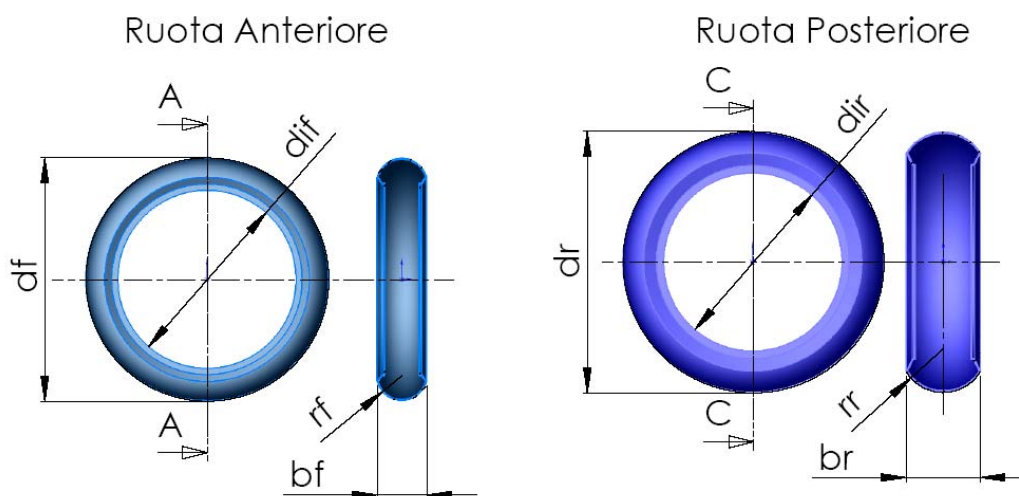


Figura 1.17 – Dimensioni tipiche pneumatici

I parametri indicati in Figura 1.17:

- d_{if} , d_{ir} diametri di calettamento sui cerchi (mm);
- d_f , d_r diametri di rotolamento stimati delle ruote (mm);
- b_f , b_r larghezza della sezione degli pneumatici (mm);
- r_f , r_r raggio teorico della sezione degli pneumatici, quando approssimati a dei toroidi (mm).

In teoria la sigla del pneumatico (p.e. 180/55 ZR17) dovrebbe “parlare” da sola, e non dovrebbe essere necessario effettuare misurazioni se non per trovare il raggio di un toroide approssimante la sezione (vd. [12]).

In realtà ogni produttore si discosta dalle misure standard unificate, per cui bisognerà provvedere a rilevamenti a gomme montate in modo da costruire con il tempo un piccolo database, a meno che non siano disponibili dati certificati forniti dalla casa stessa (Fig. 1.18).

Caratterizzazione Ruote (Database 2/2)

Modello Ant	Canale (")	dif (mm)	cf (mm)	df (mm)	bf (mm)	rf (mm)	pgf (bar)	kpf (N/mm)	Nota
Pirelli SUPERCORSA PRO 120/70-ZR17	3,5	432	1885	600	120	nr	2,1	nr	b
Michelin Pilot SPORT 120/70-ZR17	3,5	432	1835	584	120	nr	2,1	nr	b
Michelin Pilot SPORT 120/65-ZR17	3,5	432	1830	583	120	nr	2,1	nr	b
Michelin Pilot Race2 120/70-ZR17	3,5	432	1890	602	120	nr	2,1	nr	b
Dunlop Slick 120/75 R420	3,5	420		598	118	nr	2,1	nr	c
Modello Post	Canale (")	dir (mm)	cr (mm)	dr (mm)	br (mm)	rr (mm)	pgr (bar)	kpr (N/mm)	Nota
Pirelli SUPERCORSA PRO 180/55-ZR17	5,5	432	1985	632	180	nr	1,9	nr	b
Michelin Pilot SPORT 180/55-ZR17	5,5	432	1935	616	180	nr	1,9	nr	b
Michelin Pilot Race2 180/55-ZR17	5,5	432	1970	627	180	nr	1,9	nr	b
Dunlop Slick 195/65 R420	6	420	2048	652	196	nr	1,9	nr	c
Dunlop Slick 195/70 ZR17	6	432	2080	662	195	nr	1,9	nr	a

NB Dimensioni indicate riferite al pneumatico montato su cerchio alla pressione indicata. Inserire in nota se il rilevamento è stato fatto : a) a ruota smontata (meglio); b) con peso del veicolo; c) se sono dati della casa.

Figura 1.18 – Tabella raccolta dati pneumatici

Nello stesso foglio si registrano anche i seguenti dati, fondamentali per poter associare le dimensioni rilevate alla condizione di montaggio alla quale si riferiscono:

- can_f , can_r larghezza del canale su cui è montato il pneumatico (");
- pg_f , pg_r pressione di gonfiaggio (bar).

Infine vengono indicate una nota relativa alle modalità con cui sono stati rilevati i valori, ed una stima della rigidità radiale del pneumatico. Quest'ultimo dato però è da trattare con attenzione in quanto spesso rilevato in una condizione ben differente da quella in cui si troverà a lavorare il pneumatico in pista. Anche in questo caso sarebbe meglio procurarsi dei dati *ufficiali*. In bibliografia sono riportati alcuni indirizzi *web* di costruttori.

1.3 Analisi geometrica dell'assetto

Il foglio *Assetto*, sempre all'interno del file *Set-Up-Boe.xls*, permette di eseguire una serie di calcoli sfruttando sia i dati inseriti negli altri fogli che quelli che l'utente inserirà in questo.

Le due figure seguenti raccolgono gli aspetti geometrici che possono essere evidenziati attraverso le prime maschere disponibili per l'utente.

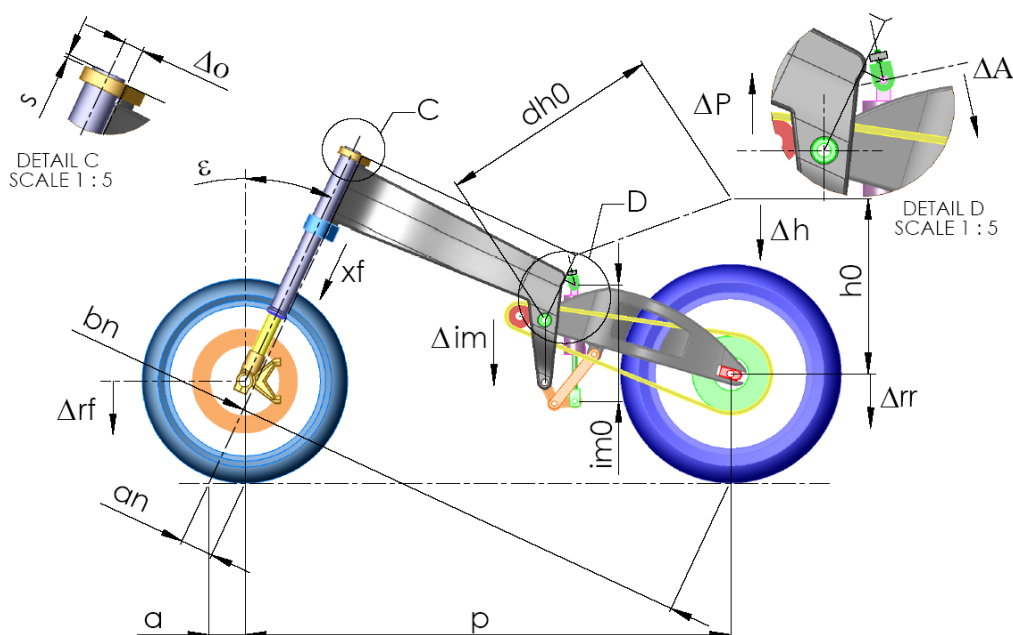


Figura 1.19 – Parametri geometrici principali veicolo

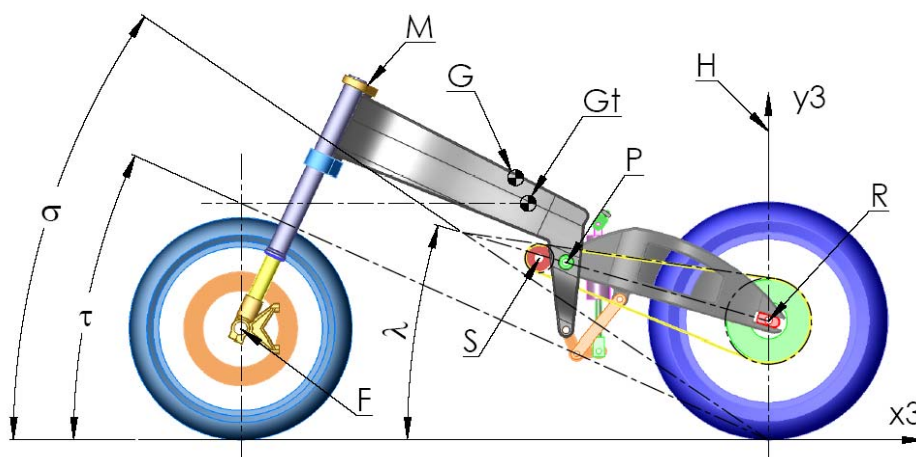


Figura 1.20 – Posizione centri di massa ed angoli caratteristici

Si potranno dividere i parametri principali che considereremo in tre gruppi.

Gruppo 1 - Regolazioni effettuate al box, tra una sessione di prove e l'altra, oppure prima di recarsi in circuito:

- s valore di sfilamento della forcella rispetto alla piastra di sterzo superiore (mm);
- Δo variazione dell'offset standard della piastra di sterzo (mm);
- ΔA variazione della posizione del punto A lungo la retta indicata e nel senso indicato dalla freccia (mm);
- ΔP variazione della posizione del pivot rispetto al telaio nel senso indicato dalla freccia (mm);
- im_0 interasse del monoammortizzatore, o interasse a sospensione estesa (mm);
- h_0 distanza tra un punto a scelta sulla verticale rispetto al terreno passante per il centro ruota posteriore ed il centro ruota stesso, misurato a sospensione posteriore estesa (mm);
- d_{h0} rappresenta la distanza tra il *pivot* ed il punto considerato per il rilevamento di h_0 , sempre a sospensione posteriore estesa (mm).

I parametri d_{h0} ed h_0 dovrebbero essere aggiornati ogni qualvolta sia modificato il valore ΔP , in quanto si vuole che a sospensione estesa h_0 il punto da loro identificato sia all'incirca sulla verticale del centro ruota. Più che altro potrebbe essere conveniente fare riferimento ad un punto diverso tra una volta e l'altra, su una parte plastica di carrozzeria piuttosto che su uno *squadri*no.

Per cui tanto vale riprendere queste misure al volo, piuttosto che definire il punto in questione come caratteristico del corpo veicolo e poi impostare un calcolo per l'eventuale cambio di coordinate.

Gruppo 2 - Variazioni statiche o dinamiche, rilevabili ai box o tramite sistema di acquisizione dati:

- x_f corsa della forcella, positiva quando in compressione (mm);
- Δim corsa del monoammortizzatore, positiva quando in compressione (mm);
- Δh abbassamento *fittizio* del retrotreno, misurato come variazione della distanza assoluta tra il punto considerato nella determinazione di h_0 ed il centro ruota posteriore (mm);
- Δr_f stima schiacciamento pneumatico anteriore (mm);
- Δr_r stima schiacciamento pneumatico posteriore (mm).

I parametri Δim e Δh sono da considerarsi come ingressi alternativi, per i calcoli illustrati in seguito.

In particolare Δim è l'ingresso più naturale qualora si disponga di un sistema di acquisizione dati, poiché rappresenta l'effettiva corsa del monoammortizzatore. E' inoltre il parametro che sarà utilizzato nello studio del leverismo della sospensione posteriore.

Δh è stato definito come abbassamento *fittizio* in quanto si tratta in realtà della variazione della distanza tra due punti, e non in senso stretto di una

variazione di quota verticale. Infatti, per quanto anticipato sopra, il punto H non si troverà sempre sulla verticale, come possiamo notare in Figura 1.21 e 1.22.

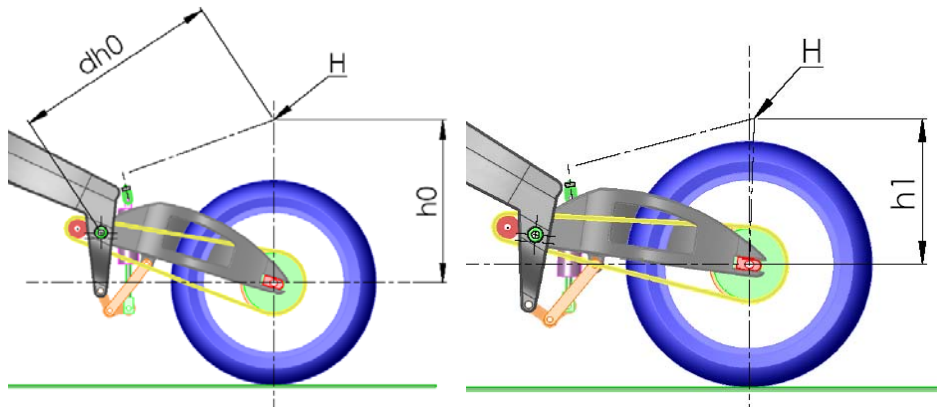


Figura 1.21 e 1.22 – Spostamento del punto di controllo retrotreno

Per contro rappresenta comunque un valore frequentemente osservato, quando si fanno valutazioni sull'affondamento del retrotreno, ed è veloce da determinare con la formula:

$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (1.14)$$

Si ritiene quindi opportuno permettere all'utente di scegliere quale valore tra i suddetti fornire in ingresso, con una apposita casella di selezione; naturalmente l'altro risulterà determinato di conseguenza.

Analisi Geometrica dell'Assetto.		Scelta Ingresso x Retrotreno	
Regolazioni		<input type="button" value="Menu"/> <input type="button" value="Mono"/> <input type="button" value="Sag"/>	
	5	Calcoli Intermedi	
	0	γ (°)	37,3
	0	φ (°)	11,7
	0	γ_0 (°)	24,7
	0	φ_0 (°)	16,2
	335	Valori in Uscita	
	503	Δh (mm)	42,5
	636	δ (°)	
		a (mm)	
		b (mm)	

Figura 1.23 – Selezione tipo di dato in input per il retrotreno

Il calcolo dell'affondamento effettivo del retrotreno, insieme con quello dell'avantreno, verrà calcolato in altro modo, nell'ambito di un riepilogo delle posizioni assunte da tutti i punti principali a seguito di una variazione di assetto.

I parametri Δr_f e Δr_r sono stati previsti per completezza, nel caso sia possibile fare delle ipotesi sul comportamento dei pneumatici sotto carico ed in velocità. In generale si potranno trascurare, per tenere conto solamente dei raggi di rotolamento stimati attraverso il rilevamento della circonferenza a terra.

Gruppo 3 - Valori calcolati in uscita, caratterizzanti l'assetto:

- Δh o Δim come prima indicato, a seconda di quale sia stato il valore inserito in ingresso (mm);
- ε_1 non indicato in figura, angolo di sterzo ideale ($^\circ$);
- ε angolo di sterzo ($^\circ$);
- i non indicato in figura, interasse tra i centri delle ruote (mm);
- p passo, o proiezione a terra dell'interasse tra i centri ruota (mm);
- a avancorsa (mm);
- a_n avancorsa normale anteriore, o semplicemente avancorsa normale (mm);
- b_n avancorsa normale posteriore (mm);
- R_n rapporto tra gli avancorsa normali;
- σ angolo della retta del tiro catena ($^\circ$);
- τ angolo del trasferimento di carico nel moto stazionario o accelerato ($^\circ$);
- R_{tc} rapporto del tiro catena.

Vengono inoltre calcolati i seguenti valori indicati in Figura 1.24, come parametri intermedi nei calcoli:

- γ posizione angolare del bilancere rispetto alla retta passante per il *pivot* ed il suo perno sul telaio ($^\circ$);
- φ posizione angolare del forcellone nel riferimento considerato ($^\circ$);
- γ_0 non indicato in figura, calcolato a sospensione estesa ($^\circ$);
- φ_0 non indicato in figura, calcolato a sospensione estesa ($^\circ$).

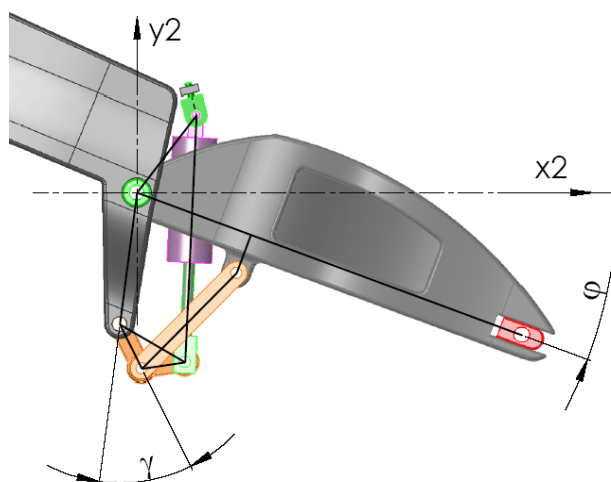


Figura 1.24 – Parametri calcoli intermedi

Inoltre verranno ricapitolate le coordinate dei punti caratteristici del sistema rispetto ad un sistema di riferimento fisso (x_3, y_3) e si raccoglieranno alcuni altri valori che verranno calcolati nell'ambito dell'analisi del fenomeno del tiro catena.

1.4 Procedure di calcolo geometrie.

Vengono di seguito esposte le fasi di calcolo attraverso le quali si determinano tutti i parametri di output indicati al paragrafo precedente. I primi due sottoparagrafi sono quelli che andrebbero modificati nel caso si volesse descrivere un veicolo con una tipologia di sospensione differente.

1.4.1 Posizione angolare del forcellone noto Δim .

Si vada ora a determinare la relazione tra la corsa del mono-ammortizzatore e la posizione angolare assunta dal forcellone e dagli altri elementi del *link*. Si veda in proposito la Figura 1.25.

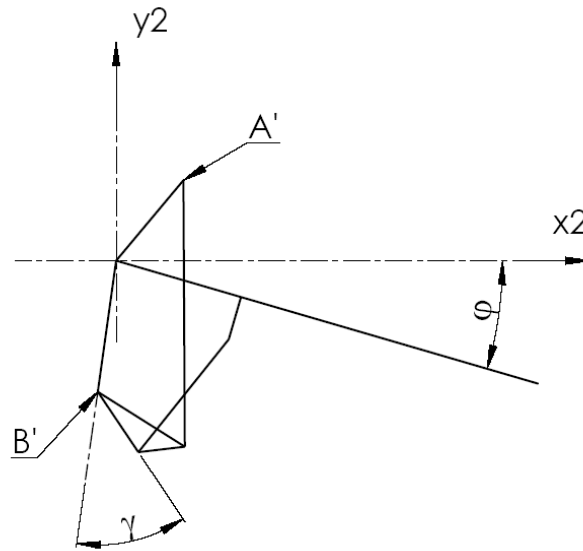


Figura 1.25 – Posizioni angolari elementi del link

Occorre innanzitutto considerare l'effetto di eventuali modifiche apportate alla posizione del *pivot* e del punto di attacco superiore del mono-ammortizzatore. Si determinano quindi le coordinate effettive dei punti A' e B' a seguito di tali regolazioni.

$$\begin{cases} x_{A'2} = x_{A2} + \Delta A \sin \beta_2 \\ y_{A'2} = y_{A2} - \Delta P - \Delta A \cos \beta_2 \\ x_{B'2} = x_{B2} \\ y_{B'2} = y_{B2} - \Delta P \end{cases} \quad (1.15)$$

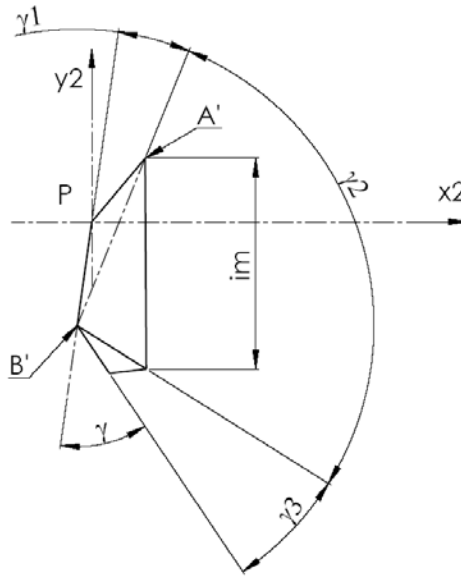


Figura 1.26 – Ricerca posizione bilanciata

A questo punto si può determinare il valore dell'angolo γ :

$$\gamma = \pi - (\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3) \quad (1.16)$$

Gli angoli γ_1 , γ_2 e γ_3 si determinano con le seguenti relazioni, applicando il teorema del coseno

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{|PB'|^2 + |B'A'|^2 - |PA'|^2}{2|PB'| \cdot |B'A'|}\right) \quad (1.17)$$

$$\gamma_2 = \arccos\left(\frac{|B'A'|^2 + d_3^2 - im^2}{2|B'A'| \cdot d_3}\right) \quad (1.18)$$

$$\gamma_3 = \arccos\left(\frac{d_1^2 + d_3^2 - d_2^2}{2d_1 d_3}\right) \quad (1.19)$$

in cui

$$\begin{aligned} |PB'| &= \sqrt{x_{B'2}^2 + y_{B'2}^2} \\ |B'A'| &= \sqrt{(x_{A'2} - x_{B'2})^2 + (y_{A'2} - y_{B'2})^2} \\ |PA'| &= \sqrt{x_{A'2}^2 + y_{A'2}^2} \end{aligned} \quad (1.20)$$

e dove l'interasse effettivo tra i centri del mono-ammortizzatore risulta

$$im = im_0 - \Delta im \quad (1.21)$$

I valori d_1, d_2, d_3 vengono letti direttamente dal foglio *Link*. Raccogliendo tutto all'interno della (1.16) si ottiene in uscita γ in un unico passaggio con la:

$$\gamma = f(\Delta A, \Delta P, \Delta im)$$

A questo punto è possibile considerare il valore appena calcolato come variabile in ingresso per risolvere il quadrilatero articolato evidenziato nella Figura 1.27.

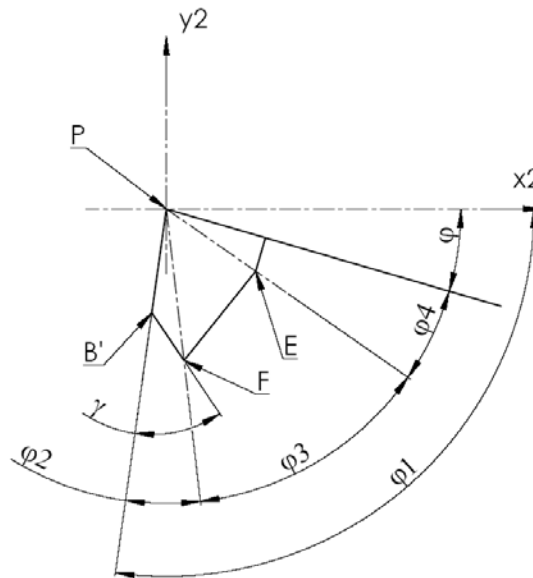


Figura 1.27 – Ricerca posizione forcellone

La posizione assunta dal forcellone nel riferimento (x_2, y_2) , in corrispondenza della corsa impostata per il mono-ammortizzatore, risulta quindi determinata tramite l'angolo φ , che si ottiene con la:

$$\varphi = \varphi_1 - (\varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4) \quad (1.22)$$

Gli angoli $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3,$ e φ_4 vengono calcolati con le

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} + \arcsen\left(\frac{-x_{B'2}}{|PB'|}\right) \quad (1.23)$$

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{|PF|^2 + |PB'|^2 - d_1^2}{2|PF| \cdot |PB'|}\right) \quad (1.24)$$

$$\varphi_3 = \arccos\left(\frac{|PE|^2 + |PF|^2 - e^2}{2|PE| \cdot |PF|}\right) \quad (1.25)$$

$$\varphi_4 = \arctan\left(\frac{c_2}{c_1}\right) \quad (1.26)$$

Dove e , d_1 , c_1 e c_2 vengono letti dal foglio Link, $|PB'|$ e $x_{B'2}$ sono stati calcolati in precedenza e dove

$$|PF| = \sqrt{|PB'|^2 + d_1^2 - 2|PB'| \cdot d_1 \cos(\pi - \gamma)} \quad (1.27)$$

$$|PE| = \sqrt{c_1^2 + c_2^2} \quad (1.28)$$

Raccogliendo tutto, si ottiene la seconda di due relazioni che, composte, definiscono:

$$\varphi = f(f(\Delta A, \Delta P, \Delta im)) = f(\Delta A, \Delta P, \Delta im) \quad (1.29)$$

Risulta quindi determinata la posizione del forcellone rispetto al telaio.

Ponendo $\Delta im = 0$ nelle formule ricavate in precedenza, si possono determinare γ_0 e φ_0 .

Si può calcolare anche il valore assunto da Δh , infatti dalla Figura 1.28

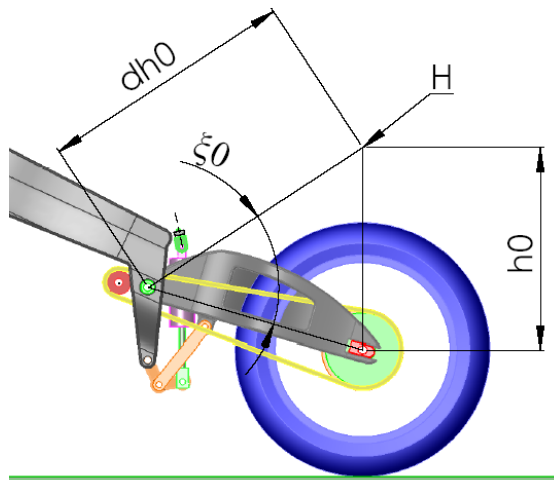


Figura 1.28 – Calcolo nuova quota punto di controllo retroreno

A sospensioni estese erano valide le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} \xi_0 = \arccos\left(\frac{b^2 + d_{h0}^2 - h_0^2}{2bd_{h0}}\right) \\ \varphi = \varphi_0 \end{cases} \quad (1.30)$$

A sospensione compressa sarà invece

$$\xi = \xi_0 - \Delta\varphi \quad (1.31)$$

dove

$$\Delta\varphi = \varphi_0 - \varphi \quad (1.32)$$

Per cui risulterà

$$\Delta h = f(\Delta A, \Delta P, \Delta im) = h_0 - \sqrt{b^2 + d_{h_0}^2 - 2bd_{h_0} \cos \xi} \quad (1.33)$$

1.4.2 Posizione angolare del forcellone noto Δh .

Se è noto l'abbassamento fittizio del retrotreno è possibile rielaborare le relazioni trovate al paragrafo precedente:

$$\varphi = \varphi_0 - \Delta\varphi = \varphi_0 - (\xi_0 - \xi) \quad (1.33)$$

dove

$$\xi = \arccos\left(\frac{b^2 + d_{h_0}^2 - h_1^2}{2bd_{h_0}}\right) = \arccos\left(\frac{b^2 + d_{h_0}^2 - (h_0 - \Delta h)^2}{2bd_{h_0}}\right) \quad (1.34)$$

Quindi, raccogliendo, si ottiene la relazione:

$$\varphi = f(\Delta A, \Delta P, \Delta h) \quad (1.35)$$

Noto φ si passa a considerare la Figura 1.29, riportata nella pagina seguente. Si può procedere all'inverso rispetto a quanto fatto in precedenza:

$$\gamma = \pi - (\varphi_5 + \varphi_6) \quad (1.36)$$

dove φ_5 e φ_6 risultano dalle

$$\varphi_5 = \arccos\left(\frac{|B'E|^2 + d_1^2 - e^2}{2|B'E| \cdot d_1}\right) \quad (1.37)$$

$$\varphi_6 = \arccos\left(\frac{|PB|^2 + |B'E|^2 - |PE|^2}{2|PB| \cdot |B'E|}\right) \quad (1.38)$$

e dove

$$|B'E| = \sqrt{|PE|^2 + |PB'|^2 - 2|PE| \cdot |PB'| \cos(\varphi_2 + \varphi_3)} = \sqrt{|PE|^2 + |PB'|^2 - 2|PE| \cdot |PB'| \cos(\varphi_1 - (\varphi + \varphi_4))} \quad (1.39)$$

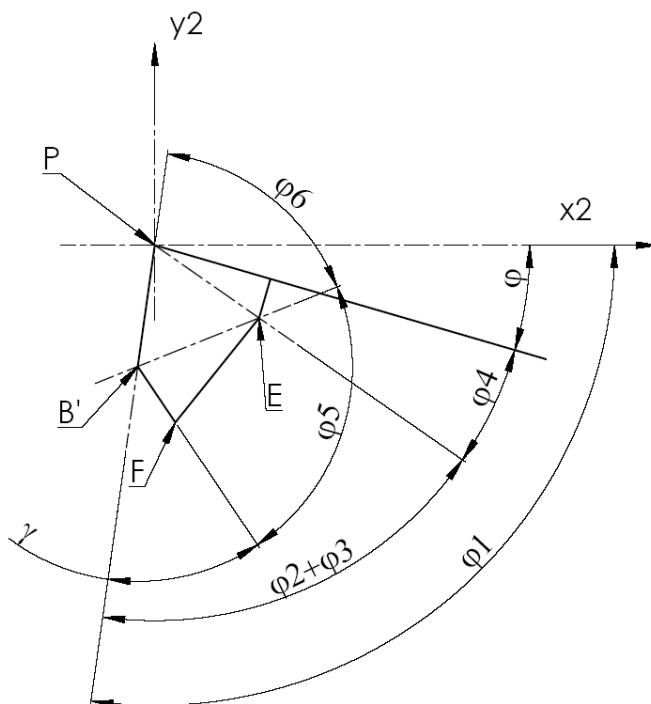


Figura 1.29 – Ricerca posizione bilanciata nota quella del forcellone

Anche in questo caso si può raccogliere tutto quanto all'interno di una sola relazione:

$$\gamma = f(\varphi) = f(f(\Delta A, \Delta P, \Delta h)) = f(\Delta A, \Delta P, \Delta h) \quad (1.40)$$

Si prende nuovamente in esame la Figura 1.26 e si estrae *im*:

$$im = \sqrt{|B'A'|^2 + d_3^2 - 2|B'A'| \cdot d_3 \cos(\pi - (\gamma + \gamma_1 + \gamma_3))} \quad (1.41)$$

nella quale tutti i parametri che compaiono possono essere esplicitamente determinati con le stesse relazioni del paragrafo precedente.

Si ottiene infine:

$$\Delta im = im_0 - im = f(\Delta A, \Delta P, \Delta h) \quad (1.42)$$

1.4.3 Calcolo parametri geometrici caratteristici.

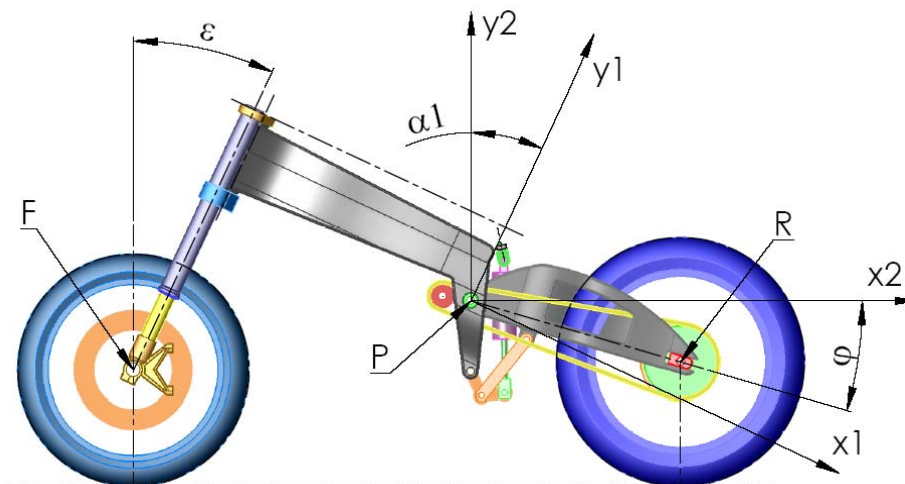


Figura 1.30 – Posizioni angolari relative tra gli elementi del veicolo

Per procedere al calcolo dei parametri geometrici caratteristici si presuppone che sia stato determinato, con uno dei due metodi proposti nei paragrafi precedenti, l'angolo di inclinazione φ del forcellone rispetto al sistema di riferimento (x_2, y_2) .

Si calcola inizialmente un angolo di sterzo ideale, non tenendo conto né del differente diametro delle ruote, né tanto meno degli eventuali differenti affondamenti degli pneumatici. Tale angolo viene determinato a partire dalla normale all'interasse tra i centri ruota, anziché dalla verticale rispetto al terreno.

Si osservi la Figura 1.31.

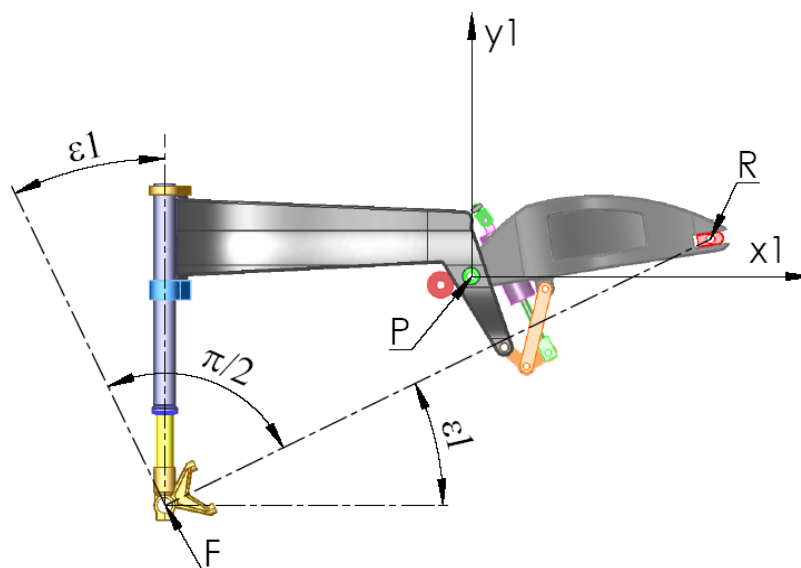


Figura 1.31 – Ricerca dell'angolo di sterzo ideale

L'angolo di sterzo ideale ε_1 corrisponde, nel sistema (x_I, y_I) , all'anomalia del vettore \overline{FR} . Pertanto si determinano le coordinate dei suoi estremi.

Le coordinate del punto R in (x_2, y_2) sono, per quanto visto in precedenza,

$$\begin{cases} x_{R2} = b \cos(-\varphi) = b \cos \varphi \\ y_{R2} = b \sin(-\varphi) = -b \sin \varphi \end{cases} \quad (1.43)$$

mentre, considerando che il sistema (x_2, y_2) è ruotato di un angolo α_1 , in senso antiorario, rispetto a (x_I, y_I) , si può scrivere:

$$\begin{aligned} \begin{cases} x_{R1} \\ y_{R1} \end{cases} &= \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & -\sin \alpha_1 \\ \sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{cases} x_{R2} \\ y_{R2} \end{cases} = \\ &= \dots = \begin{cases} x_{R1} = b \cos(\alpha_1 - \varphi) \\ y_{R1} = b \sin(\alpha_1 - \varphi) \end{cases} \end{aligned} \quad (1.44)$$

Le coordinate del punto F risultano invece:

$$\begin{cases} x_{F1} = x_{c'1} - o - \Delta o \\ y_{F1} = y_{c'1} + s_{ps} + s - lf_0 + x_f \end{cases} \quad (1.45)$$

dove $x_{c'1}$ e $y_{c'1}$ sono calcolate tenendo conto anche in questo caso dell'eventuale modifica della posizione del pivot sul telaio.

$$\begin{cases} x_{c'1} = x_{c1} + \Delta P \sin \alpha_1 \\ y_{c'1} = y_{c1} - \Delta P \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (1.46)$$

L'angolo ε_1 si ottiene poi dalla:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \arctan \left(\frac{y_{R1} - y_{F1}}{x_{R1} - x_{F1}} \right) = \\ &= \arctan \left(\frac{b \sin(\alpha_1 - \varphi) - ((y_{c1} - \Delta P \cos \alpha_1) + s_{ps} + s - lf_0 + x_f)}{b \cos(\alpha_1 - \varphi) - ((x_{c1} + \Delta P \sin \alpha_1) - o - \Delta o)} \right) \end{aligned} \quad (1.47)$$

ed il valore dell'interasse risulta dallo sviluppo della

$$i = \sqrt{(x_{R1} - x_{F1})^2 + (y_{R1} - y_{F1})^2} \quad (1.48)$$

Per la determinazione dell'angolo di sterzo reale ε , come anticipato, si deve tenere conto delle dimensioni delle ruote, ed a rigore anche degli affondamenti dei pneumatici.

Ad esempio si potrebbe avere interesse a considerare l'aumento di diametro del pneumatico posteriore, che alle alte velocità può divenire consistente, pur in presenza di un forte trasferimento di carico. Questo comporterà oltretutto un aumento della rigidezza del pneumatico stesso.

Non è frequentissimo che le case forniscano questi dati al pubblico, e può a questo scopo valere la pena di provare a frequentare i *paddock* durante gli eventi meno importanti, quando il viavai di informazioni con i tecnici dei team è più alla luce del sole.

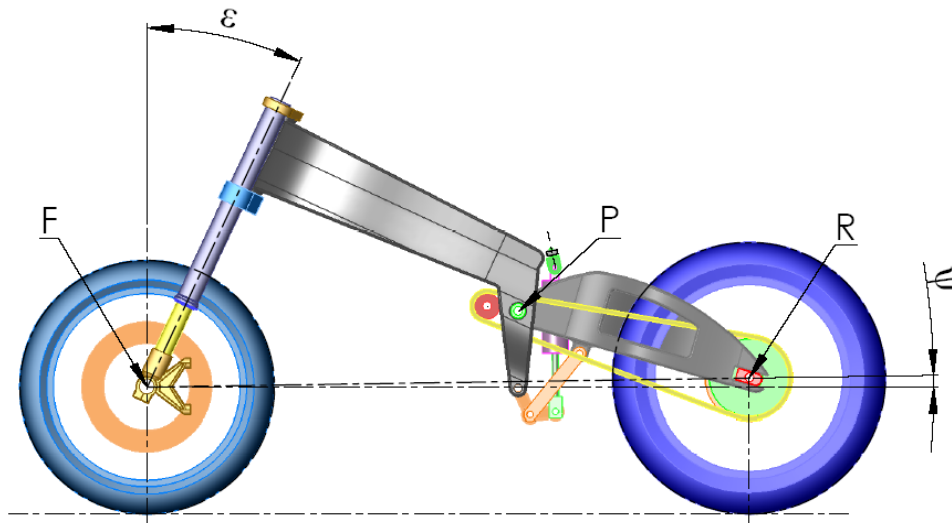


Figura 1.32 – Ricerca angolo di sterzo

L'angolo ε si calcola semplicemente considerando:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \psi \quad (1.49)$$

dove

$$\psi = \arcsen \left(\frac{\left(\frac{d_r}{2} - \Delta r_r \right) - \left(\frac{d_f}{2} - \Delta r_f \right)}{i} \right) \quad (1.50)$$

mentre il passo effettivo a terra p si ottiene con la

$$p = \sqrt{i^2 - \left(\left(\frac{d_r}{2} - \Delta r_r \right) - \left(\frac{d_f}{2} - \Delta r_f \right) \right)^2} \quad (1.51)$$

Infine si vanno a determinare gli altri parametri geometrici di base, facendo riferimento alla Figura 1.19:

$$a = \frac{\left(\left(\frac{d_f}{2} - \Delta r_f \right) \cdot \sin \varepsilon - (o + \Delta o) \right)}{\cos \varepsilon} \quad (1.52)$$

$$a_n = \left(\frac{d_f}{2} - \Delta r_f \right) \cdot \sin \varepsilon - (o + \Delta o) \quad (1.53)$$

$$b_n = (p + a) \cos \varepsilon \quad (1.54)$$

$$R_n = \frac{a_n}{b_n} \quad (1.55)$$

1.4.4 Coordinate punti caratteristici nel riferimento (x_3, y_3) .

Può essere utile indicare le coordinate dei punti più significativi del veicolo in un sistema di riferimento il cui orientamento sia fisso, e che risulti indipendente dalle configurazioni di assetto assunte.

Quindi, come anticipato, si introduce il sistema (x_3, y_3) , orientato come in Figura 1.33 e con l'origine coincidente con il punto di contatto della ruota posteriore con il terreno.

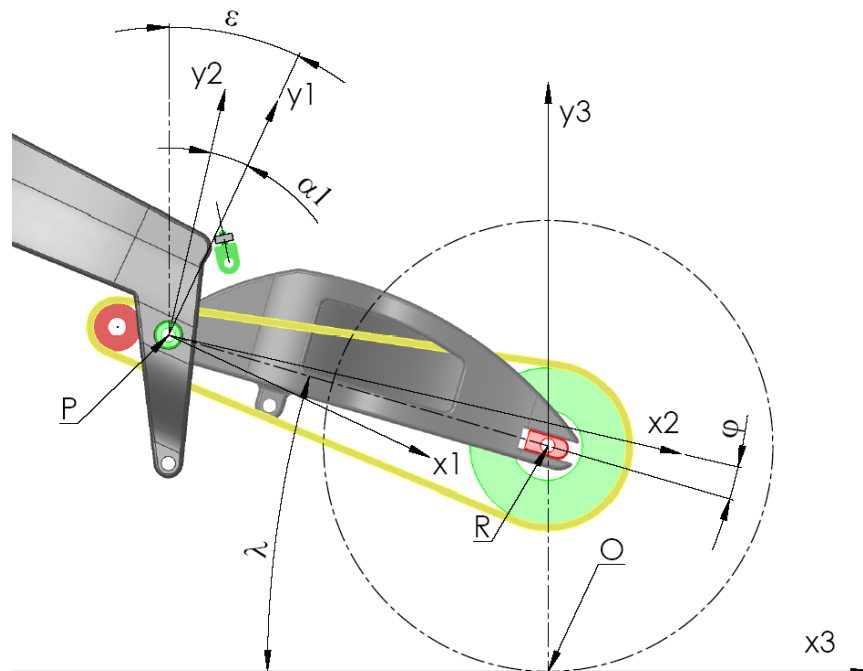


Figura 1.33 – Definizione di un sistema di riferimento a contatto con il terreno

Si riepilogano le coordinate dei punti evidenziati in Figura 1.20 nel sistema (x_l, y_l) :

$$\begin{cases} x_{F1} = x_{c1} + \Delta P \sin \alpha_1 - o - \Delta o \\ y_{F1} = y_{c1} - \Delta P \cos \alpha_1 + s_{ps} + s - lf_0 + x_f \end{cases} \quad (1.56)$$

$$\begin{cases} x_{R1} = b \cos(\alpha_1 - \varphi) \\ y_{R1} = b \sin(\alpha_1 - \varphi) \end{cases} \quad (1.57)$$

$$\begin{cases} x_{H1} = d_{h0} \cos \xi_0 \cos(\alpha_1 - \varphi_0) - d_{h0} \sin \xi_0 \sin(\alpha_1 - \varphi_0) \\ y_{H1} = d_{h0} \cos \xi_0 \sin(\alpha_1 - \varphi_0) + d_{h0} \sin \xi_0 \cos(\alpha_1 - \varphi_0) \end{cases} \quad (1.58)$$

$$\begin{cases} x_{M1} = x_{c1} + \Delta P \sin \alpha_1 \\ y_{M1} = y_{c1} + s_{ps} - \Delta P \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (1.59)$$

$$\begin{cases} x_{G'1} = x_{G1} + \Delta P \sin \alpha_1 \\ y_{G'1} = y_{G1} - \Delta P \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (1.60)$$

$$\begin{cases} x_{S'1} = x_{S1} + \Delta P \sin \alpha_1 \\ y_{S'1} = y_{S1} - \Delta P \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (1.61)$$

Si determinano poi le coordinate del pivot nel sistema (x_3, y_3) :

$$\begin{cases} x_{P3} = -b \cos \lambda \\ y_{P3} = b \sin \lambda + \frac{d_r}{2} - \Delta r_r \end{cases} \quad (1.62)$$

dove

$$\lambda = \varepsilon - \alpha_1 + \varphi \quad (1.63)$$

A questo punto, ricordando che il sistema (x_l, y_l) ha origine nel pivot ed è ruotato in senso orario, di un angolo ε , rispetto al (x_3, y_3) , si può applicare la trasformazione:

$$\begin{Bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_{P3} \\ y_{P3} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(-\varepsilon) & -\sin(-\varepsilon) \\ \sin(-\varepsilon) & \cos(-\varepsilon) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{Bmatrix} \quad (1.64)$$

e determinare quindi le coordinate di tutti i punti nel nuovo sistema. A titolo di esempio, si riporta solo il caso del pignone:

$$\begin{Bmatrix} x_{g3} \\ y_{g3} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_{P3} \\ y_{P3} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(-\varepsilon) & -\sin(-\varepsilon) \\ \sin(-\varepsilon) & \cos(-\varepsilon) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_{g'1} \\ y_{g'1} \end{Bmatrix} = \dots =$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -b \cos \lambda + (x_{g1} + \Delta P \sin \alpha_1) \cos \varepsilon + (y_{g1} - \Delta P \cos \alpha_1) \sin \varepsilon \\ b \sin \lambda + \frac{d_r}{2} - \Delta r_r - (x_{g1} + \Delta P \sin \alpha_1) \sin \varepsilon + (y_{g1} - \Delta P \cos \alpha_1) \cos \varepsilon \end{array} \right\} \quad (1.65)$$

Una volta determinata la posizione del baricentro delle masse sospese in (x_3, y_3) , sarà possibile calcolare anche quella del baricentro complessivo

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{Gt3} = \frac{x_{G3}(M_v + M_p) + x_{F3}M_{nsf} + x_{R3}M_{nsr}}{M_v + M_p + M_{nsf} + M_{nsr}} \\ y_{Gt3} = \frac{y_{G3}(M_v + M_p) + y_{F3}M_{nsf} + y_{R3}M_{nsr}}{M_v + M_p + M_{nsf} + M_{nsr}} \end{array} \right. \quad (1.66)$$

e naturalmente dovrà sempre essere

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{F3} = p \\ x_{R3} = 0 \end{array} \right.$$

1.4.5 Calcolo rapporto del tiro catena.

Per retta del tiro catena si intende quella retta passante per l'origine del riferimento (x_3, y_3) e per il punto di intersezione tra l'asse del braccio superiore della catena di trasmissione e la congiungente del centro ruota posteriore con il *pivot* (vd. [3]). L'angolo del tiro catena σ , come viene usualmente chiamato, è quindi l'angolo di inclinazione di tale retta rispetto all'orizzontale.

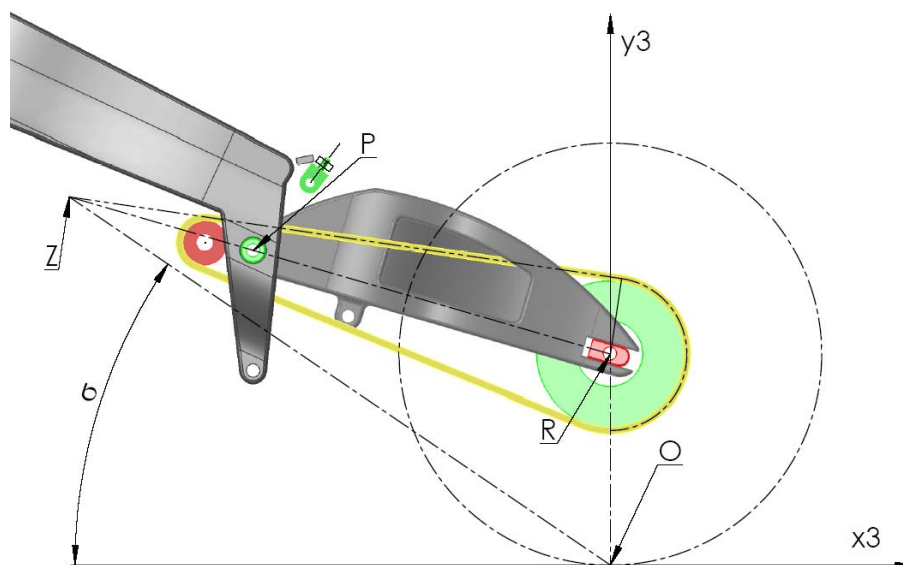


Figura 1.34 – Retta ed angolo del tiro catena

Per retta del trasferimento di carico si intende invece quella retta passante per l'origine del riferimento (x_3, y_3) e per il punto di intersezione tra l'orizzontale passante per il baricentro del sistema veicolo-pilota e la verticale passante invece per il centro ruota anteriore. Il cosiddetto angolo del trasferimento di carico τ è quindi l'angolo di inclinazione di questa retta, sempre rispetto all'orizzontale.

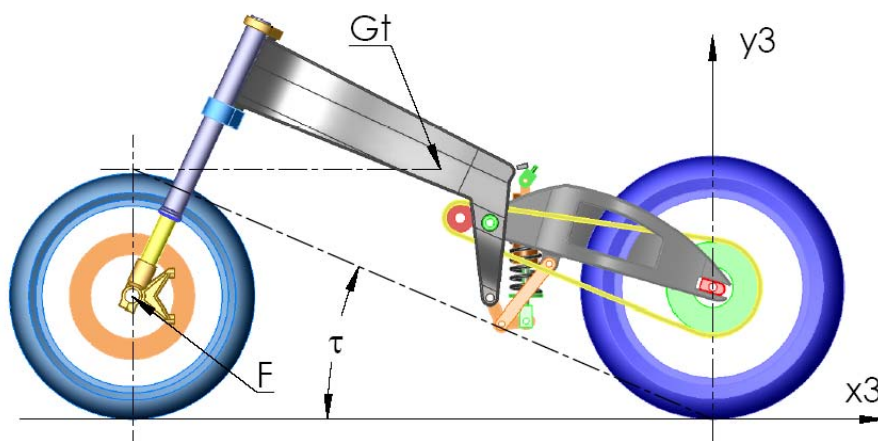


Figura 1.35 – Retta ed angolo del trasferimento di carico

Nello studio degli effetti del tiro catena sulle variazioni di assetto del veicolo, risulta di notevole interesse il rapporto tra le tangenti dei due angoli appena descritti, R_{tc} , che prende il nome di rapporto del tiro catena.

Il valore di questo rapporto sarà indice della ulteriore tendenza all'estensione o alla compressione della sospensione posteriore in corrispondenza di un aumento della coppia motrice trasmessa alla ruota.

Si inizia col determinare l'angolo di inclinazione rispetto all'orizzontale del tratto rettilineo superiore della catena.

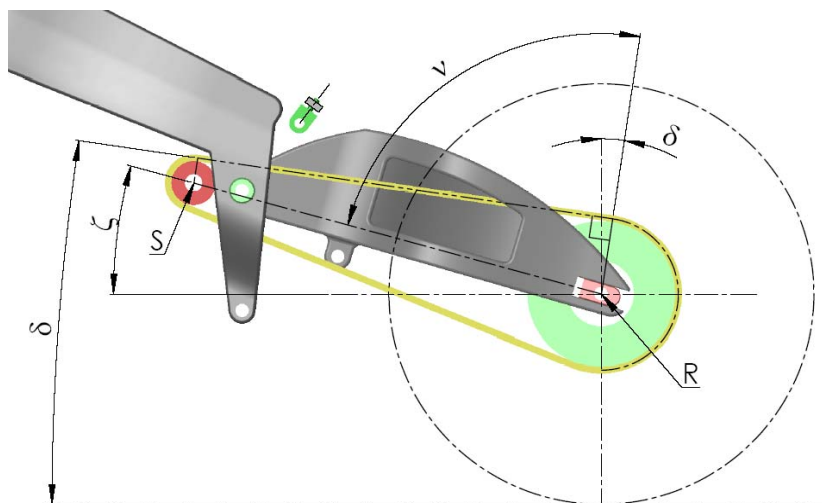


Figura 1.36 – Inclinazione del ramo superiore catena

Dalla Figura 1.36 si nota che:

$$\delta = \zeta + \nu - \frac{\pi}{2} \quad (1.67)$$

dove

$$\zeta = \arctan \left(\frac{y_{S3} - \left(\frac{d_r}{2} - \Delta r_r \right)}{-x_{S3}} \right) \quad (1.68)$$

$$\nu = \arccos \left(\frac{\frac{d_c - d_p}{2}}{|RS|} \right) \quad (1.69)$$

e dove

$$|RS| = \sqrt{x_{S3}^2 + \left(y_{S3} - \left(\frac{d_r}{2} - \Delta r_r \right) \right)^2} \quad (1.70)$$

Trovato δ si passa ad osservare la seguente Fig. 1.37, per evidenziare le coordinate del punto Z.

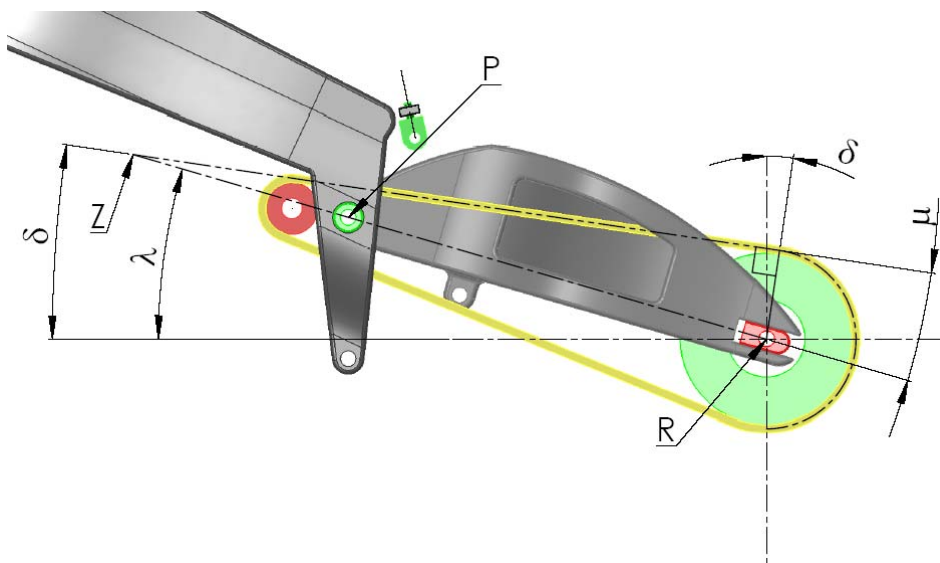


Figura 1.37 – Ricerca intersezione ramo catena con retta interasse ruote

Varrà la:

$$|RZ| = \left(\frac{\left(\frac{d_c}{2} \right)}{\sin \mu} \right) \quad (1.71)$$

con

$$\mu = \lambda - \delta \quad (1.72)$$

Per cui si può scrivere:

$$\begin{cases} x_{Z3} = -|RZ| \cos \lambda \\ y_{Z3} = |RZ| \sin \lambda + \frac{d_r}{2} - \Delta r_r \end{cases} \quad (1.73)$$

ed infine

$$\sigma = \arctan \left(\frac{y_{Z3}}{-x_{Z3}} \right) \quad (1.74)$$

A questo punto l'angolo del trasferimento di carico si determina con la

$$\tau = \arctan \left(\frac{y_{G13}}{-x_{F3}} \right) = \arctan \left(\frac{y_{G13}}{p} \right) \quad (1.75)$$

ed il rapporto del tiro catena risulta:

$$R_b = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma} \quad (1.76)$$

1.4.6 Paragone con un set di dati di riferimento.

In alcune sezioni del foglio elettronico è stata introdotta una semplice macro per prendere a riferimento un set di valori in uscita, prima di modificare i valori in ingresso per un nuovo calcolo.

N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z
	Δo (mm)		0			φ (°)		16,2				
	ΔA (mm)		0			γ_0 (°)	24,7	φ_0 (°)	16,2			
	ΔP (mm)		0			Valori in Uscita						
	im_0 (mm)		335			Δh (mm)	0,0			Rif.	$\Delta\%$	
	h_0 (mm)		503			ε_1 (°)	25,9	ε (°)	25	25	0,0	
	dh_0 (mm)		636			i (mm)	1390,3	p (mm)	1390	1390	0,0	
	Variazioni Statiche e Dinamiche					Rif		a (mm)	105	105	0,0	
	x_f (mm)		0				a_n (mm)	95	95	0,0		
	Δim (mm)	0,0					b_n (mm)	1355	1355	0,0		
	Δrf (mm)		0				Rn	7,0%	7,0%	0,0		
	Δrr (mm)		0									

Figura 1.38 – Impostazione dei valori di riferimento

In questo modo, premendo un apposito tasto, si può osservare la variazione percentuale del parametro in esame, rispetto a quello determinato nel calcolo precedente.

1.5 Analisi della sospensione anteriore

Si propone una analisi della sospensione anteriore, orientata essenzialmente allo studio delle caratteristiche elastiche della stessa.

Lo studio degli effetti smorzanti dovuti alle regolazioni sull'idraulica verrà effettuato in una seconda fase del lavoro, durante la quale verranno effettuate prove sistematiche al banco sospensioni.

Inoltre si rimanda alla stessa successiva fase la separazione delle caratteristiche del lato di destra da quelle del lato di sinistra. Se è infatti vero che giocando con elementi elastici differenti tra un lato e l'altro è possibile ottenere un più esteso *range* di rigidzze complessive, è altrettanto vero che è molto più diffusa la pratica di dividere tra un lato e l'altro le possibilità di intervento sulle caratteristiche idrauliche, ovviamente comunque solo se si dispone di componenti di livello veramente alto.

Si considera quindi una forcella nella quale in entrambi i lati siano presenti le stesse molle, lo stesso quantitativo di olio e lo stesso livello di precarico.

1.5.1 Caratterizzazione componenti e regolazioni

Si torni a considerare il foglio *Fork-Piastre*, e si ponga ora l'attenzione sul secondo modulo di cui è composto. Si osservi in proposito la Figura 1.39.

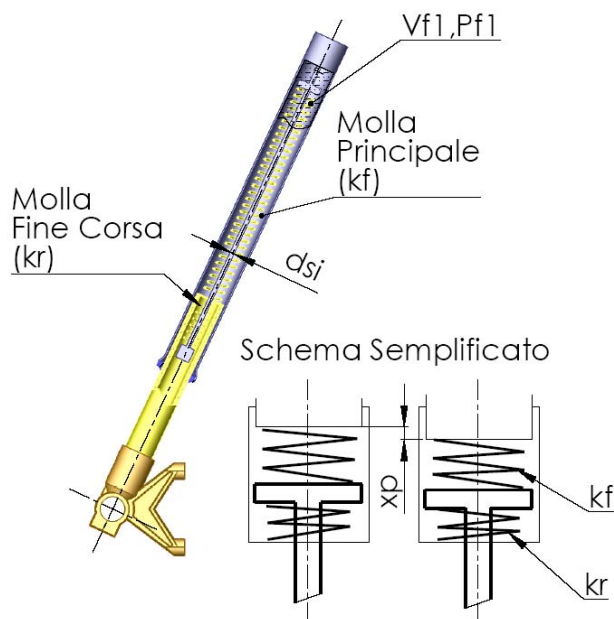


Figura 1.39 – Schema interno semplificato forcella

I parametri che si richiede di inserire sono di seguito elencati.
Per considerare il contributo elastico dell'aria:

- d_{si} diametro dello stelo del pompante interno (mm);
- P_{ext} pressione atmosferica esterna (bar);
- P_{f1} pressione iniziale all'interno della camera d'aria (bar);
- V_{f1} volume iniziale della camera d'aria (cm^3);
- χ costante relativa alla trasformazione subita dall'aria (1 per trasformazione isoterma, 1.4 per trasformazione adiabatica).

Per caratterizzare le molle e la loro condizione di assemblaggio standard:

- k_f rigidezza molla principale (N/mm);
- k_r rigidezza molla di fine corsa (N/mm);
- x_{pr0} precarico standard sulla molla di fine corsa (mm);
- x_{prmax} precarico massimo sostenibile dalla molla di fine corsa (mm).

Il valore di x_{pr0} si può determinare semplicemente assemblando la forcella una prima volta con la sola molla di fine corsa inserita, ed andando ad annotare il corrispondente valore di lunghezza massima. Una volta reinserita anche la molla principale, sarà poi possibile leggere una lunghezza leggermente superiore. La differenza tra le due lunghezze corrisponderà al livello di precarico di base della molla di fine corsa.

Immediatamente si calcola il livello di precarico complessivo standard, o minimo, che si realizza per il solo fatto di aver assemblato il gruppo.

$$x_{p0} = x_{pr0} \left(1 + \frac{k_r}{k_f} \right) \quad (\text{mm}) \quad (1.77)$$

Chiaramente viene anche richiesto di inserire un valore di precarico aggiuntivo, corrispondente a quella regolazione che l'utente effettua con l'apposito registro esterno.

- x_p : precarico aggiuntivo (mm)

e si calcolano i valori di precarico complessivo iniziale realizzati su ognuna delle due molle

- x_{pr} : precarico totale agente sulla molla di fine corsa (mm);
- x_{pf} : precarico totale agente sulla molla principale (mm).

E' necessario in questa fase verificare se, a seguito dell'aumento del precarico esterno, la molla di fine corsa non sia andata a pacco. Se risulta:

$$\frac{x_{pr0} \left(1 + \frac{k_r}{k_f} \right) + x_p}{1 + \frac{k_r}{k_f}} \leq x_{pr \max}$$

allora valgono le

$$\begin{cases} x_{pr} = \frac{x_{pr0} \left(1 + \frac{k_r}{k_f} \right) + x_p}{1 + \frac{k_r}{k_f}} \\ x_{pf} = x_{pr0} \left(1 + \frac{k_r}{k_f} \right) + x_p - x_{pr} \end{cases} \quad (1.78)$$

Diversamente si dovrà porre:

$$\begin{cases} x_{pr} = x_{pr \max} \\ x_{pf} = x_{pr0} \left(1 + \frac{k_r}{k_f} \right) + x_p - x_{pr} \end{cases} \quad (1.79)$$

Partendo dallo schema semplificato proposto in Figura 1.40, si calcola la forza complessiva da esercitare per comprimere la sospensione. Le formule proposte contengono gli opportuni fattori correttivi per permette all'utente di inserire i parametri in ingresso con le unità di misura indicate sopra.

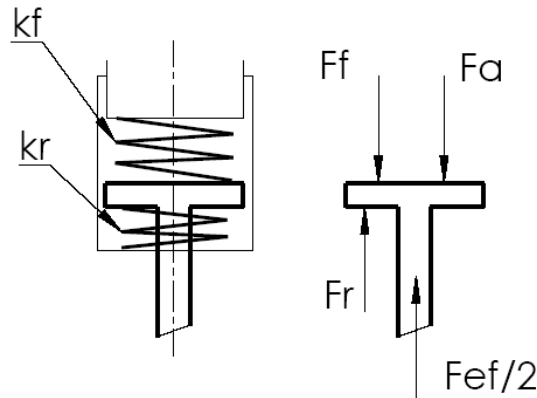


Figura 1.40 – Schema semplificato forze forcilla

$$F_{ef} = 2(F_f + F_a - F_r) \quad (1.80)$$

dove

- F_{ef} forza elastica compressiva da esercitare per comprimere (N);
- F_f forza esercitata dalla molla principale (N);
- F_a forza esercitata dall'aria compressa (N);
- F_r forza esercitata dalla molla di fine corsa (N).

Le singole forze in gioco si determinano con le:

$$F_f = (x_{pf} + x_f)k_f \quad (1.81)$$

$$F_a = \frac{\Delta P_f}{10} \left(\frac{d_s^2 - d_{si}^2}{4} \right) \pi \quad (1.82)$$

$$F_r = \begin{cases} (x_{pr} - x_f)k_r & \text{per } x_f \leq x_{pr} \\ 0 & \text{per } x_f > x_{pr} \end{cases} \quad (1.83)$$

dove

$$\Delta P_f = P_{f1} \left(\frac{V_{f1}}{V_f} \right)^\gamma - P_{ext} \quad (1.84)$$

e dove

$$V_f = V_{f1} - \frac{x_f}{10} \left[\frac{1}{100} \left(\frac{d_s^2 - d_{si}^2}{4} \right) \pi \right] \quad (1.85)$$

La rigidezza complessiva non è quindi costante. All'interno del foglio di calcolo verrà approssimata nel modo seguente:

$$k_{effi} \approx \frac{(F_{efi+1} - F_{efi})}{(x_{fi+1} - x_{fi})} \quad (1.86)$$

Il valore così calcolato servirà per il calcolo della rigidezza ridotta anteriore.

1.5.2 Curve caratteristiche elastiche

Nel terzo modulo del foglio *Fork-Piastre* è possibile osservare l'andamento della forza elastica complessiva generata dalla forcella compressa, così come l'andamento della rigidezza corrispondente ad ogni punto di lavoro.

E' anche possibile provare a variare uno dei parametri precedentemente introdotti, e vederne immediatamente l'effetto sul grafico, comparando i nuovi valori con quelli ottenuti in precedenza.

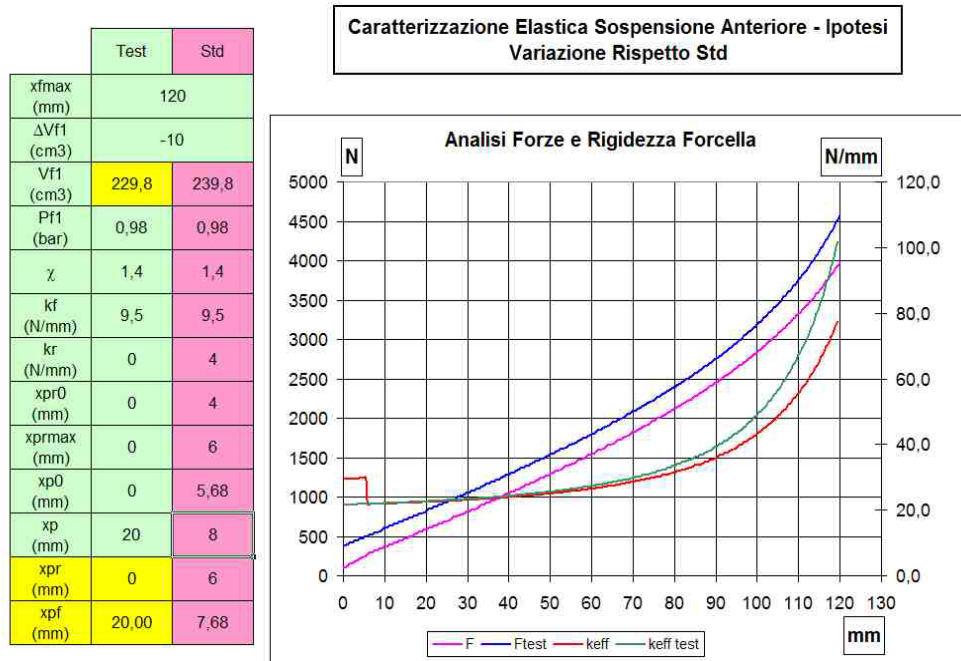


Figura 1.41 – Calcolo curve caratteristiche forcella

1.6 Analisi della sospensione posteriore

Anche per la sospensione posteriore valgono le considerazioni iniziali fatte al paragrafo precedente: gli approfondimenti dovuti, riguardanti l'idraulica, verranno fatti al termine della stagione agonistica, in previsione della prossima.

Lo studio che si propone viene fatto nel sistema di riferimento (x_2, y_2) . L'asse y_2 quindi identificherà un direzione verticale costante di riferimento.

1.6.1 Caratterizzazione componenti e regolazioni

In questo caso si chiede di introdurre solo i parametri occorrenti per caratterizzare le molle, come indicato in Figura 1.42.

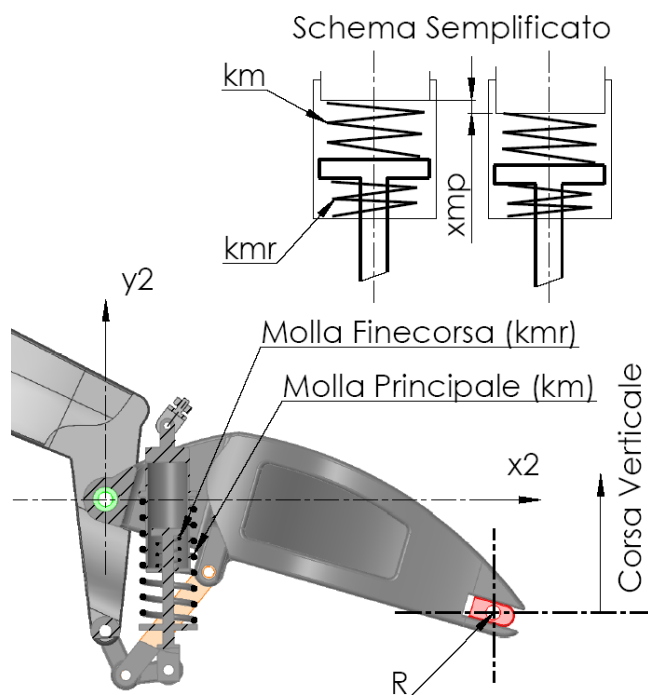


Figura 1.42 – Schema interno semplificato mono-ammortizzatore

- k_m rigidezza molla principale (N/mm);
- k_{mr} rigidezza molla di fine corsa (N/mm);
- x_{mpr0} precarico standard sulla molla di fine corsa (mm);
- x_{mprmax} precarico massimo sostenibile dalla molla di fine corsa (mm);
- x_{mp} precarico aggiuntivo (mm).

Seguendo lo stesso procedimento del caso precedente si calcola prima il precarico complessivo standard:

$$x_{mp0} = x_{mpr0} \left(1 + \frac{k_{mr}}{k_m} \right) \quad (\text{mm}) \quad (1.87)$$

dopodiché si va a determinare il precarico sulle singole molle

- x_{mpr} precarico totale agente sulla molla di fine corsa (mm);
- x_{mpm} precarico totale agente sulla molla principale (mm).

Se risulta:

$$\frac{x_{mpr0} \left(1 + \frac{k_{mr}}{k_{mf}} \right) + x_{mp}}{1 + \frac{k_{mr}}{k_{mf}}} \leq x_{mpr \max}$$

allora valgono le

$$\begin{cases} x_{mpr} = \frac{x_{mpr0} \left(1 + \frac{k_{mr}}{k_m} \right) + x_{mp}}{1 + \frac{k_{mr}}{k_m}} \\ x_{mpm} = x_{mpr0} \left(1 + \frac{k_{mr}}{k_m} \right) + x_{mp} - x_{mpr} \end{cases} \quad (1.88)$$

In caso contrario si dovrà anche qui porre:

$$\begin{cases} x_{mpr} = x_{mpr \max} \\ x_{mpm} = x_{mpr0} \left(1 + \frac{k_{mr}}{k_m} \right) + x_{mp} - x_{mpr} \end{cases} \quad (1.89)$$

Si passa ora al calcolo delle forze in gioco.

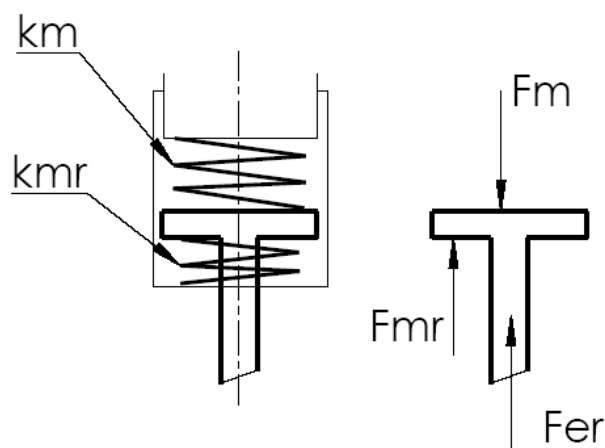


Figura 1.43 – Schema semplificato forze mono-ammortizzatore

$$F_{er} = F_m - F_{mr} \quad (3.90)$$

dove

- F_{er} forza elastica complessiva da esercitare per comprimere (N);
- F_m forza esercitata dalla molla principale (N);
- F_{mr} forza esercitata dalla molla di fine corsa (N).

E dunque

$$F_m = (x_{mpm} + \Delta im)k_m \quad (3.91)$$

$$F_{mr} = \begin{cases} (x_{mpr} - \Delta im)k_{mr} & \text{per } \Delta im \leq x_{mpr} \\ 0 & \text{per } \Delta im > x_{mpr} \end{cases} \quad (3.92)$$

1.6.2 Curve analisi corsa e progressione

Ad ogni valore assunto dall'interasse del mono-ammortizzatore, durante un movimento della sospensione, corrisponderà una determinata posizione, y_{R2} , assunta dal centro ruota posteriore nel sistema di riferimento (x_2, y_2) .

Tale posizione viene determinata con la:

$$Y_{R2} = b \sin(-\varphi) \quad (3.93)$$

dove φ viene calcolato come visto nei paragrafi precedenti.

La corsa verticale ruota risulta quindi:

$$C = Y_{R2} - Y_{R20} \quad (3.94)$$

Si introduce a questo punto il rapporto di velocità, $\tau_{m,YR2}$, definito come rapporto tra la velocità del mono-ammortizzatore, di estensione o compressione, e la corrispondente velocità verticale del centro ruota nel sistema di riferimento scelto.

All'interno del foglio di calcolo questo rapporto è calcolato, ovviamente in modo approssimato, per ogni passo i -esimo di corsa del monoammortizzatore, dopo aver preventivamente definito un intervallo di incremento opportunamente piccolo.

$$\tau_{m,YR2i} = \frac{\Delta im_{i+1} - \Delta im_i}{C_{i+1} - C_i} \quad (3.95)$$

Viene inoltre calcolata la variazione percentuale di tale rapporto rispetto al suo valore iniziale, ovvero la progressione della sospensione.

$$\Delta\tau_{m,YR2} \% = \frac{\tau_{m,YR2i} - \tau_{m,YR20}}{\tau_{m,YR20}} \quad (3.96)$$

Gli andamenti delle grandezze appena descritte vengono quindi riportati nei due grafici di Figura 1.44 e 1.45.

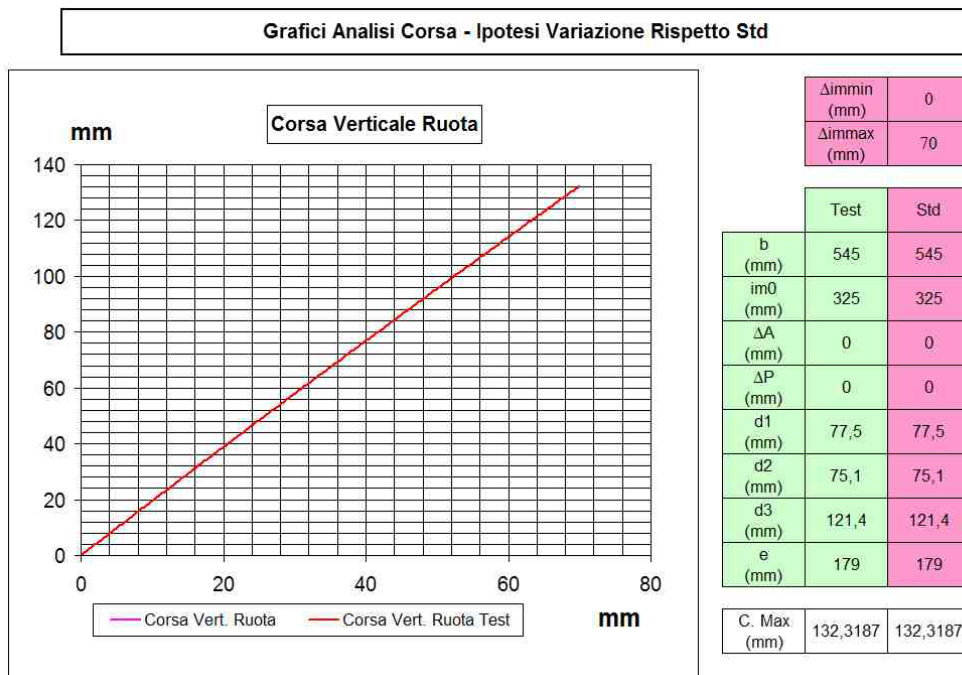


Figura 1.44 – Grafico corsa verticale ruota vs corsa mono-ammortizzatore

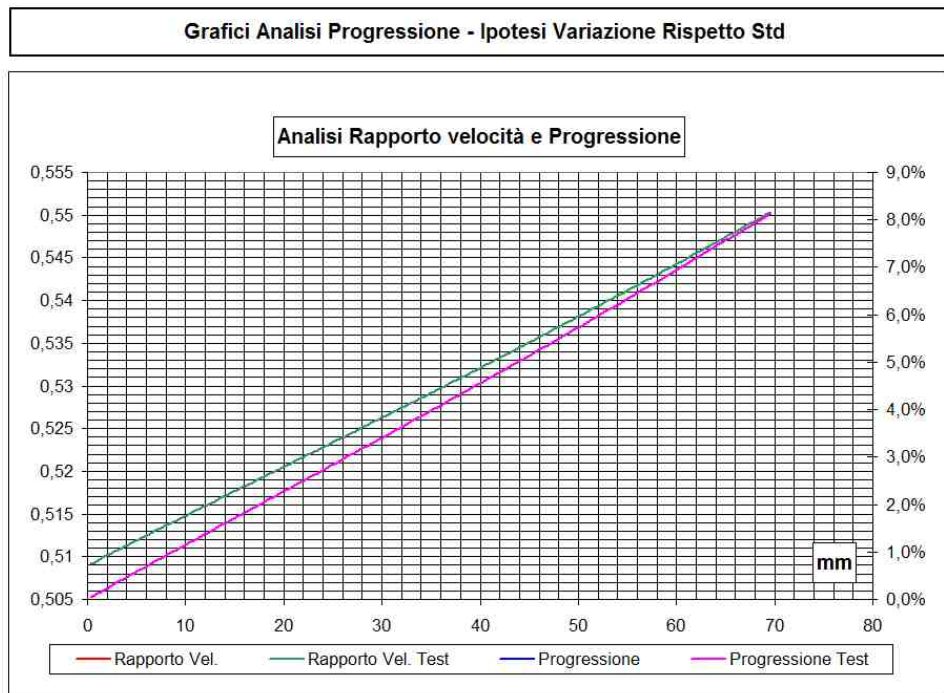


Figura 1.45 – Grafico rapporto velocità e progressione

Come si può osservare, anche in questo caso è possibile introdurre variazioni a tutti gli elementi geometrici che compongono la sospensione. Si può quindi osservare l'effetto di cambiamenti alla geometria del sistema sul comportamento cinematico della sospensione stessa.

1.6.3 Curve caratteristiche elastiche

La forza elastica al mono-ammortizzatore viene riportata in un apposito grafico, a fianco del quale come al solito si è fatto in modo di permettere all'utente di introdurre dei parametri di test.

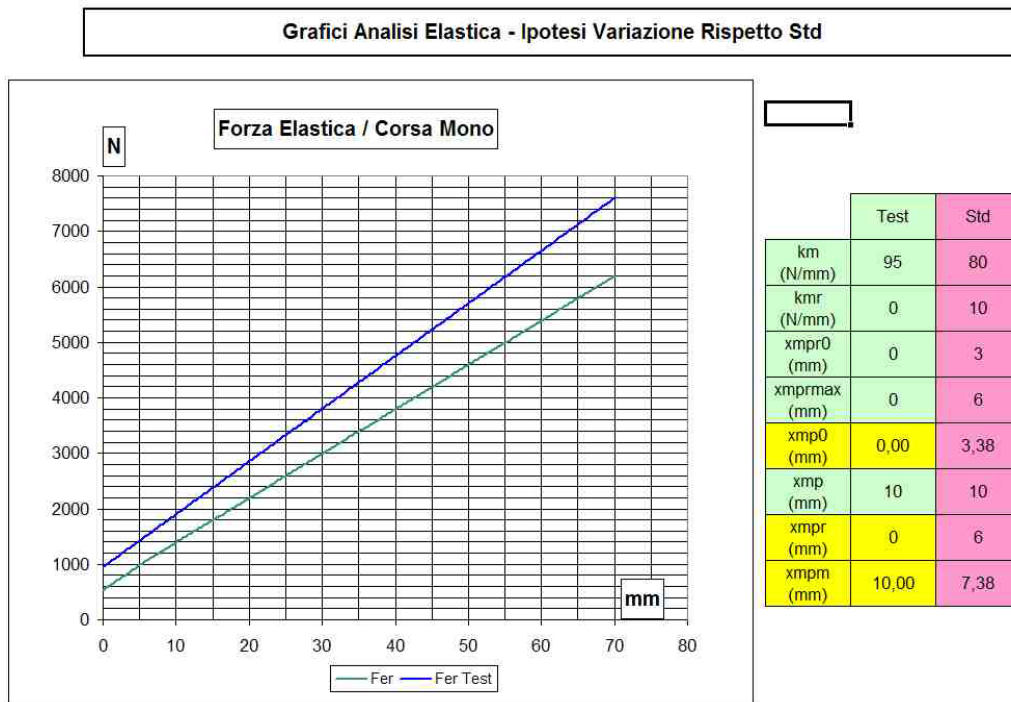


Figura 1.46 – Andamento forza elastica al mono-ammortizzatore

Vengono poi calcolate la forza verticale alla ruota, sfruttando il valore del rapporto di velocità, calcolato al sottoparagrafo precedente:

$$F_{vri} = F_{eri} \tau_{m,YR2i} \quad (1.97)$$

e la rigidità ridotta verticale, o *Wheel Rate*, che risulta approssimata, ad ogni passo i-esimo di corsa del mono, dalla:

$$WR_i \approx k_{efri} (\tau_{m,YR2i})^2 \quad (1.98)$$

dove

$$k_{efri} = \frac{F_{eri+1} - F_{eri}}{\Delta im_{i+1} - \Delta im_i} \quad (1.99)$$

I due ultimi due dati calcolati vengono raccolti nel grafico indicato in Figura 1.47.

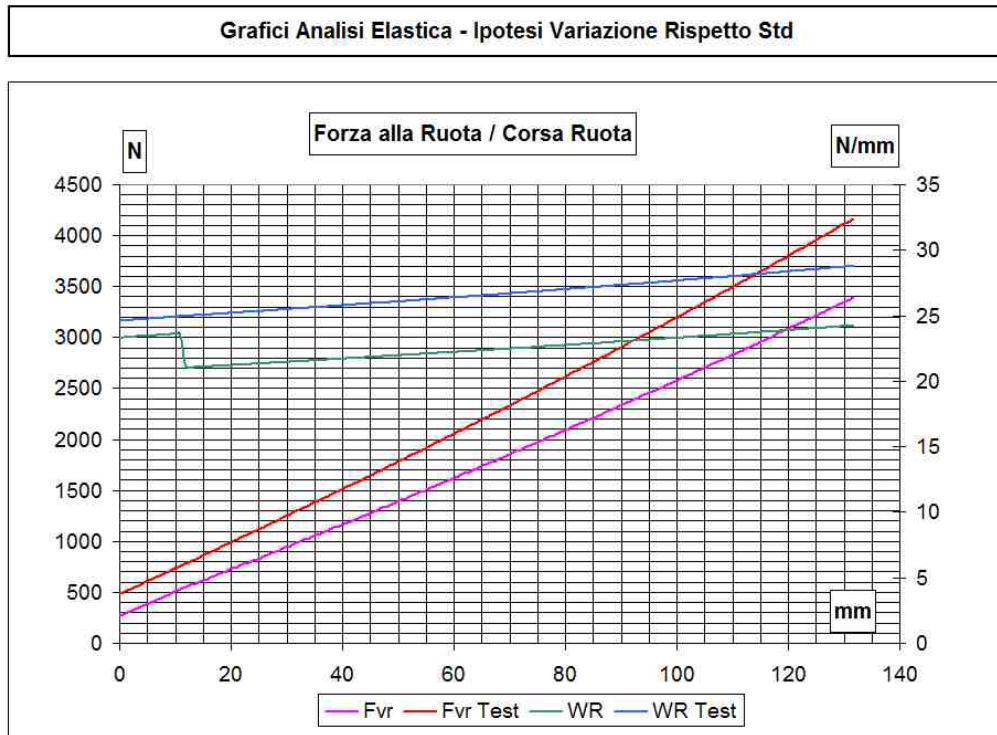


Figura 1.47- Forza elastica e rigidezza ridotta alla ruota

1.7 Analisi bilanciamento elastico

Nel foglio *Assetto*, nell'ultimo modulo disponibile, è possibile leggere i valori delle rigidzze ridotte verticali corrispondenti alla condizione di assetto impostata.

Analisi Bilanciamento Elastico			
F_{ef} (N)	363	F_{er} (N)	984,5
k_{eff} (N/mm)	22	k_{efr} (N/mm)	90
cos(ε)	0,91	τ_{m,yr4}	0,51
WR_f (N/mm)	26,4	SC (%)	47,12%
		WR_{r4} (N/mm)	23,5
M_{nsf} (kg)	18	M_{nsr} (kg)	20
k_{nsf} (N/mm)	206,4	k_{nsr} (N/mm)	203,5
ν_{nsf} (Hz)	17,0	ν_{nsr} (Hz)	16,1
M_{sf} (kg)	110	M_{sr} (kg)	120
k_{sf} (N/mm)	23,0	k_{sr} (N/mm)	20,8
ν_{sf} (Hz)	2,3	ν_{sr} (Hz)	2,1

Figura 1.48 – Maschera riepilogo bilanciamento elastico

Le rigidzze ridotte verticali, che come anticipato vengono spesso indicate con la definizione inglese di *Wheel Rate*, vengono calcolate all'antieriore con la

$$WR_f = k_{eff} \frac{1}{\cos^2 \varepsilon} \tag{1.100}$$

dove la k_{eff} è stata calcolata valutati gli effetti di un ipotetico incremento di della corsa forcella di 0,1mm.

Al posteriore si riprende la già utilizzata relazione approssimata

$$WR_r \approx k_{efr} (\tau_{m,yr2})^2 \tag{1.101}$$

dove la rigidzza effettiva ed il rapporto di velocità vengono determinati ipotizzando di dare questa volta a Δim un incremento di 0,1mm, rispetto alla posizione impostata.

In quest'ultimo caso inoltre si è tenuto conto del fatto che, a differenza di quanto poteva avvenire nell'ambito dello studio isolato della sola sospensione

posteriore, ora la direzione verticale di riferimento non può più essere quella dell'asse y_2 . Si osservi infatti la Figura 1.49.

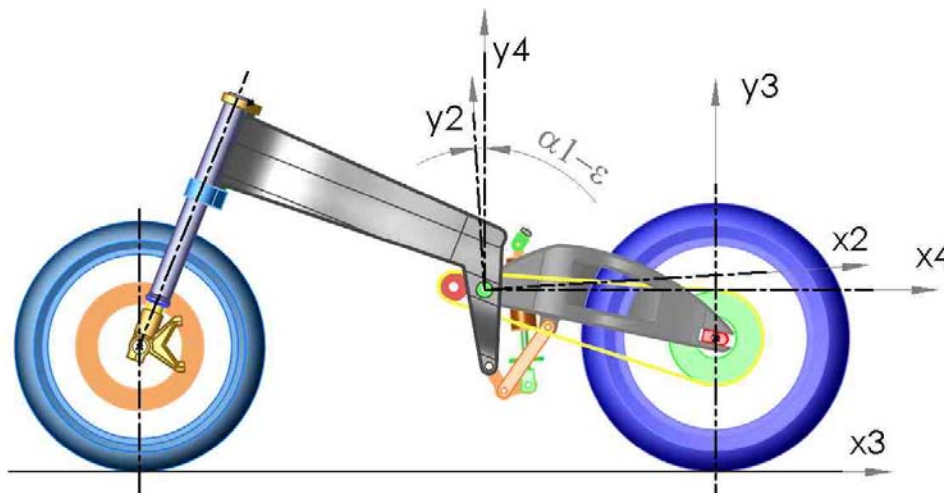


Figura 1.49 – Definizione della direzione verticale

Si dovranno calcolare le coordinate assunte dal centro ruota nel riferimento (x_2, y_2) , e trasformarle poi nelle corrispondenti coordinate rispetto al sistema (x_4, y_4) , che risulta semplicemente ruotato rispetto al primo di un angolo

$$\theta = \alpha_1 - \epsilon \quad (1.102)$$

dopodiché il calcolo del WR , si può effettuare come già visto. Per chiarezza questo valore verrà indicato come WR_{r4} .

Una volta noti i valori delle rigidzze ridotte si può calcolare il valore di quel parametro che spesso è indicato, a dire il vero in modo improprio, con il termine di baricentro elastico, o *spring center*.

$$SC\% = \frac{WR_{r4}}{WR_f + WR_{r4}} 100 \quad (1.103)$$

In realtà non si tratta di altro che di un indice del grado di prevalenza del posteriore sul livello di rigidzza ridotta complessiva del sistema.

1.8 Stima delle frequenze naturali.

Sempre all'interno del foglio *Assetto*, l'ultima funzione attualmente disponibile è una stima delle frequenze naturali del sistema.

In Figura 1.50 si può osservare la schematizzazione a sospensioni equivalenti che viene spesso adottata nello studio della dinamica del motociclo.

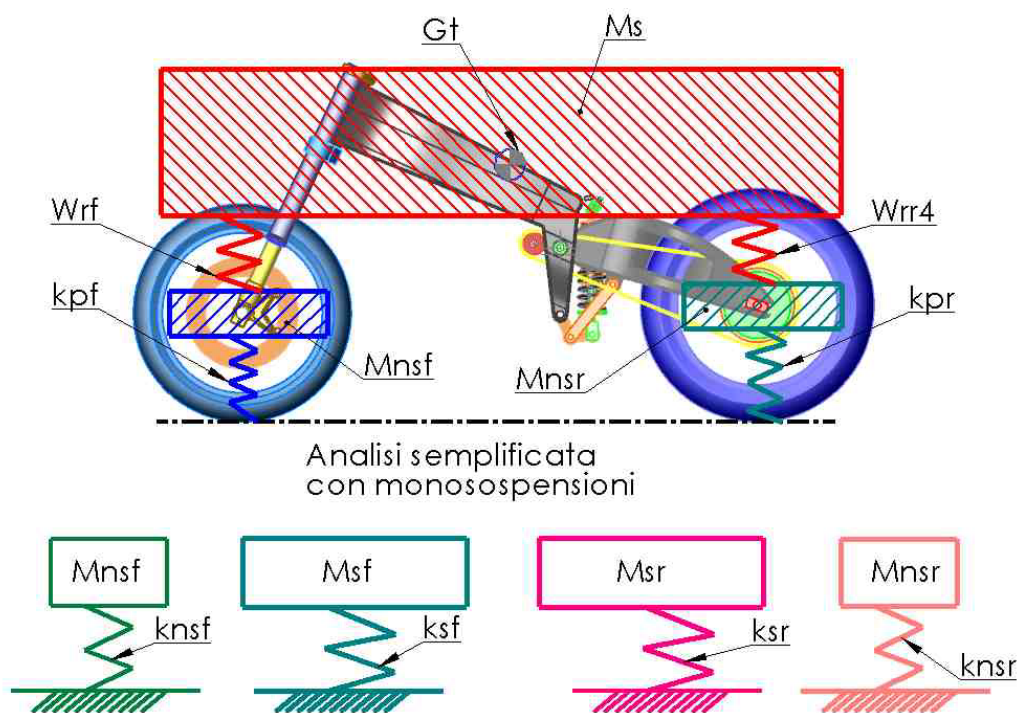


Figura 1.50 – Schema dinamico semplificato nel piano

Per semplicità però si sono calcolate solo le frequenze naturali dei quattro sottosistemi, schematizzabili singolarmente come mono sospensioni.

Chiaramente si sta facendo una approssimazione non banale, tuttavia i risultati potranno essere come al solito utilizzati per paragonare situazioni differenti e magari interpretare gli effetti di alcune modifiche.

Le masse dei quattro elementi vibranti in esame risultano

- M_{nsf} massa non sospesa anteriore (kg);
- M_{nsr} massa non sospesa posteriore (kg);
- M_{sf} massa sospesa anteriore (kg);
- M_{sr} massa sospesa posteriore (kg).

La distribuzione del carico tra l'anteriore ed il posteriore può essere determinata una volta nota la posizione del baricentro delle masse sospese nel sistema di riferimento (x_3, y_3) :

$$\begin{cases} M_{sf} = (M_v + M_p) \frac{x_{G3}}{x_{F3}} \\ M_{sr} = (M_v + M_p) \frac{x_{F3} - x_{G3}}{x_{F3}} \end{cases} \quad (1.104)$$

Le rigidezze equivalenti, *sentite* dalle masse in esame, possono essere calcolate, in N/mm, con le seguenti relazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{nsf} = k_{pf} + WR_f \\ k_{nsr} = k_{pr} + WR_{r4} \\ k_{sf} = \frac{k_{pf}WR_f}{k_{pf} + WR_f} \\ k_{sr} = \frac{k_{pr}WR_{r4}}{k_{pr} + WR_{r4}} \end{array} \right. \quad (1.105)$$

Le rigidezze dei pneumatici, k_{pf} e k_{pr} , possono essere inserite all'interno del foglio *Ruote*.

Infine, per quanto detto, le frequenze naturali dei quattro sistemi isolati in Hz varranno:

$$\left\{ \begin{array}{l} \nu_{nsf} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{nsf}}{M_{nsf}}} \\ \nu_{nsr} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{nsr}}{M_{nsr}}} \\ \nu_{sf} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{sf}}{M_{sf}}} \\ \nu_{sr} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{sr}}{M_{sr}}} \end{array} \right. \quad (1.106)$$

1.9 Cenni di analisi del motore e del cambio.

Vengono ora molto brevemente descritte le funzionalità implementate nel foglio Motore-Cambio, all'interno del quale si è ritenuto di raccogliere i risultati della prova al banco motore, qualora sia stata eseguita.

Questo foglio è in effetti stato utilizzato quasi come una cartelletta elettronica di appunti.

Tipicamente, dopo una prova, sono disponibili in forma grafica o numerica i valori della potenza disponibile alla ruota, in corrispondenza di ogni regime di rotazione del motore.

Nota la potenza si ricava immediatamente la coppia motrice corrispondente.

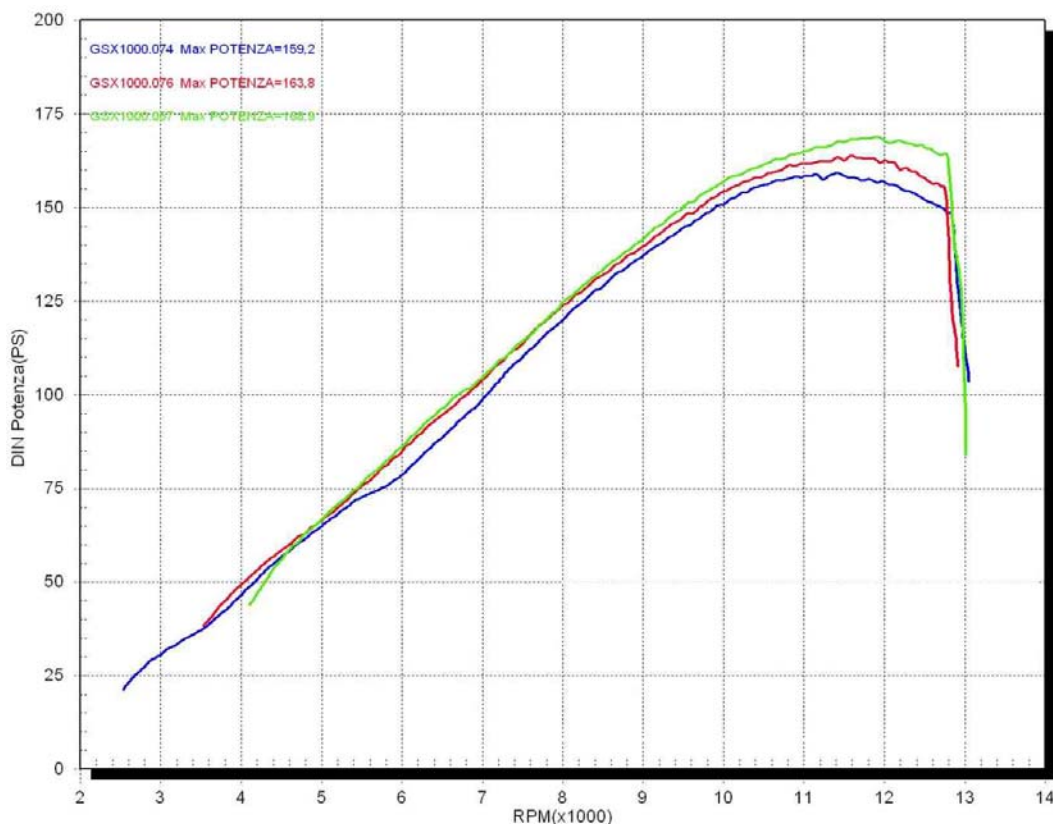


Figura 1.51 – Curve di potenza rilevate al banco prova

Molti banchi dispongono della possibilità di risalire alla potenza rispettivamente in uscita dal cambio e dall'albero motore. In alcuni casi esiste un data base fornito direttamente dalle case, tramite il quale si può far tenere conto alla macchina di misura dei valori delle inerzie di tutte le parti rotanti e dei rendimenti di ogni singolo blocco componente la *driveline*.

E' certamente interessante conoscere il rendimento meccanico complessivo del motore, ma questo non ha una vera e propria applicazione pratica, a meno che non si intenda poi procedere ad un tentativo di ottimizzazione di tutto il sistema.

E' invece molto più pratico raccogliere direttamente i valori di potenza alla ruota in una apposita tabella, dalla quale poi partire per valutare gli effetti di una rapportatura diversa. L'ideale sarebbe effettuare alcuni lanci di prova con diverse mappature motore, se poi si pensa di intervenire sulle stesse in circuito.

In ogni caso si propone all'utente di inserire i valori di potenza all'interno della tabella indicata in Figura 1.52.

Punti Curva Potenza alla Ruota							
n (giri/min)	P (CV)	n (giri/min)	P (CV)	n (giri/min)	P (CV)	n (giri/min)	P (CV)
0	0,0	4000	0,0	8000	124,1	12000	167,8
200	0,0	4200	46,5	8200	128,1	12200	167,2
400	0,0	4400	52,9	8400	131,0	12400	166,0
600	0,0	4600	58,6	8600	134,4	12600	164,3
800	0,0	4800	62,6	8800	137,9	12800	159,1
1000	0,0	5000	66,1	9000	140,8	13000	114,9
1200	0,0	5200	70,7	9200	144,2	13200	0,0
1400	0,0	5400	74,1	9400	147,6	13400	0,0
1600	0,0	5600	78,1	9600	151,1	13600	0,0
1800	0,0	5800	81,6	9800	154,5	13800	0,0
2000	0,0	6000	85,6	10000	158,8	14000	0,0
2200	0,0	6200	90,2	10200	158,6	14200	0,0
2400	0,0	6400	93,6	10400	160,3	14400	0,0
2600	0,0	6600	97,7	10600	162,0	14600	0,0
2800	0,0	6800	101,1	10800	163,2	14800	0,0
3000	0,0	7000	104,0	11000	164,9	15000	0,0
3200	0,0	7200	108,0	11200	166,0	15200	0,0
3400	0,0	7400	112,0	11400	167,2	15400	0,0
3600	0,0	7600	115,5	11600	168,3	15600	0,0
3800	0,0	7800	119,5	11800	168,3	15800	0,0
4000	0,0	8000	124,1	12000	167,8	16000	0,0

Pmaxm (CV)
189,1

Pmaxr (CV)
168,3

gpmxr* (giri/min)
11700

ηmecc
0,89

*Dato da inserire manualmente

Figura 1.52 – Tabella potenza in formato numerico

Inserendo manualmente anche il valore di potenza massima riscontrata all'albero si ottiene in uscita il valore del rendimento di cui si è detto sopra. I valori di potenza massima alla ruota ed il corrispondente regime di giri viene annotato a margine, per essere utilizzato in successive tabelle.

A fianco della prima tabella poi, ne sono state introdotte una seconda, riepilogativa dei dati stimati all'albero ed un grafico, che dovrebbe riprodurre quindi quanto rilevato dal banco (Figure 1.53 e 1.54)

Punti Curva Potenza-Coppia al Motore											
n (giri/min)	Pmot (CV)	Cmot (Nm)	n (giri/min)	Pmot (CV)	Cmot (Nm)	n (giri/min)	Pmot (CV)	Cmot (Nm)	n (giri/min)	Pmot (CV)	Cmot (Nm)
0	0,0	0,0	4000	0,0	0,0	8000	139,4	122,3	12000	188,5	110,2
200	0,0	0,0	4200	52,3	87,4	8200	143,9	123,2	12200	187,8	108,1
400	0,0	0,0	4400	59,4	94,7	8400	147,2	123,0	12400	186,6	105,6
600	0,0	0,0	4600	65,8	100,5	8600	151,0	123,3	12600	184,6	102,8
800	0,0	0,0	4800	70,4	102,9	8800	154,9	123,6	12800	178,8	98,0
1000	0,0	0,0	5000	74,2	104,2	9000	158,1	123,3	13000	129,1	69,7
1200	0,0	0,0	5200	79,4	107,2	9200	162,0	123,6	13200	0,0	0,0
1400	0,0	0,0	5400	83,3	108,2	9400	165,9	123,9	13400	0,0	0,0
1600	0,0	0,0	5600	87,8	110,0	9600	169,8	124,1	13600	0,0	0,0
1800	0,0	0,0	5800	91,7	110,9	9800	173,6	124,4	13800	0,0	0,0
2000	0,0	0,0	6000	96,2	112,5	10000	176,2	123,7	14000	0,0	0,0
2200	0,0	0,0	6200	101,3	114,7	10200	178,2	122,6	14200	0,0	0,0
2400	0,0	0,0	6400	105,2	115,4	10400	180,1	121,5	14400	0,0	0,0
2600	0,0	0,0	6600	109,7	116,7	10600	182,0	120,5	14600	0,0	0,0
2800	0,0	0,0	6800	113,6	117,3	10800	183,3	119,1	14800	0,0	0,0
3000	0,0	0,0	7000	116,8	117,1	11000	185,3	118,2	15000	0,0	0,0
3200	0,0	0,0	7200	121,4	118,3	11200	186,6	116,9	15200	0,0	0,0
3400	0,0	0,0	7400	125,9	119,4	11400	187,8	115,6	15400	0,0	0,0
3600	0,0	0,0	7600	129,7	119,8	11600	189,1	114,4	15600	0,0	0,0
3800	0,0	0,0	7800	134,3	120,8	11800	189,1	112,5	15800	0,0	0,0
4000	0,0	0,0	8000	139,4	122,3	12000	188,5	110,2	16000	0,0	0,0

Figura 1.53 – Tabella dati potenza e coppia al motore

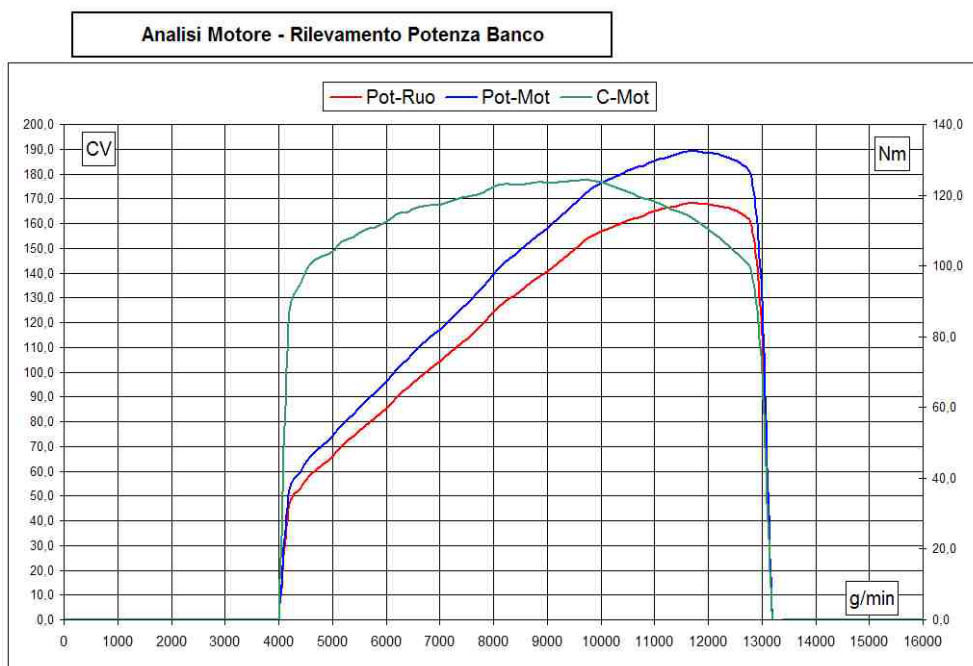


Figura 1.54 – Curve coppia e potenza al motore ed alla ruota

Nella seconda sezione del foglio si inizia a considerare il cambio. Si osservi la Figura 1.55, nella quale è riportata la maschera di inserimento dati.

Analisi Motore - Selezione Rapporti

Vmax Obiettivo (Km/h)	288	gpmacr (giri/min)	11700	dr (mm)	646
-----------------------	-----	-------------------	-------	---------	-----

Trasmissione Primaria	z02	73	τ0	1,553
	z01	47		

Cambio									
1	z12	41	τ1	2,563	4	z42	36	τ4	1,500
	z11	16	τ1norm	2,019		z41	24	τ4norm	1,182
2	z22	39	τ2	2,053	5	z52	34	τ5	1,360
	z21	19	τ2norm	1,617		z51	25	τ5norm	1,072
3	z32	36	τ3	1,714	6	z62	33	τ6	1,269
	z31	21	τ3norm	1,351		z61	26	τ6norm	1,000

τf suggerito	2,509	zf2	45	Rapporto Finale Scelto		Vmax Teorica (Km/h)	
		zf1	16	τf	2,813		257

Figura 1.55 – Maschera per inserimento dati trasmissione

All'interno di tale maschera si propone di inserire i dati relativi alla rapportatura completa adottata, relativa quindi alla trasmissione primaria, secondaria e finale, come noto a catena.

Si può introdurre una velocità obiettivo, il cui valore è da considerarsi quello massimo ipotizzabile al termine del più lungo rettilineo del circuito in cui si sta provando, per un veicolo di pari capacità prestazionali di quello a disposizione.

Naturalmente si ipotizza in questa sede che le caratteristiche aerodinamiche del mezzo rendano possibile il raggiungimento della suddetta velocità. Sono in programma una serie di test proprio per valutare in modo sperimentale tali caratteristiche su alcuni veicoli.

Partendo dall'ipotesi di voler sfruttare al massimo il motore, e da quella di non voler comunque intervenire sulla trasmissione primaria, si determinerà un rapporto finale suggerito tale per cui, quando è innestata la marcia più alta, si riesca a raggiungere la velocità massima desiderata in corrispondenza della massima potenza erogata alla ruota.

Questo dovrebbe essere il punto di partenza, se si ha la possibilità poi di selezionare i più opportuni rapporti secondari per adattarsi alle altre zone del circuito. Naturalmente questo non sempre è possibile, per cui si cercheranno in molti casi delle soluzioni di compromesso operando solo sulla trasmissione finale.

Quale che sia l'approccio scelto al problema, una volta completato l'inserimento dei rapporti, ed una volta inserita anche la stima del diametro di rotolamento ruota, vengono generati i due grafici seguenti.

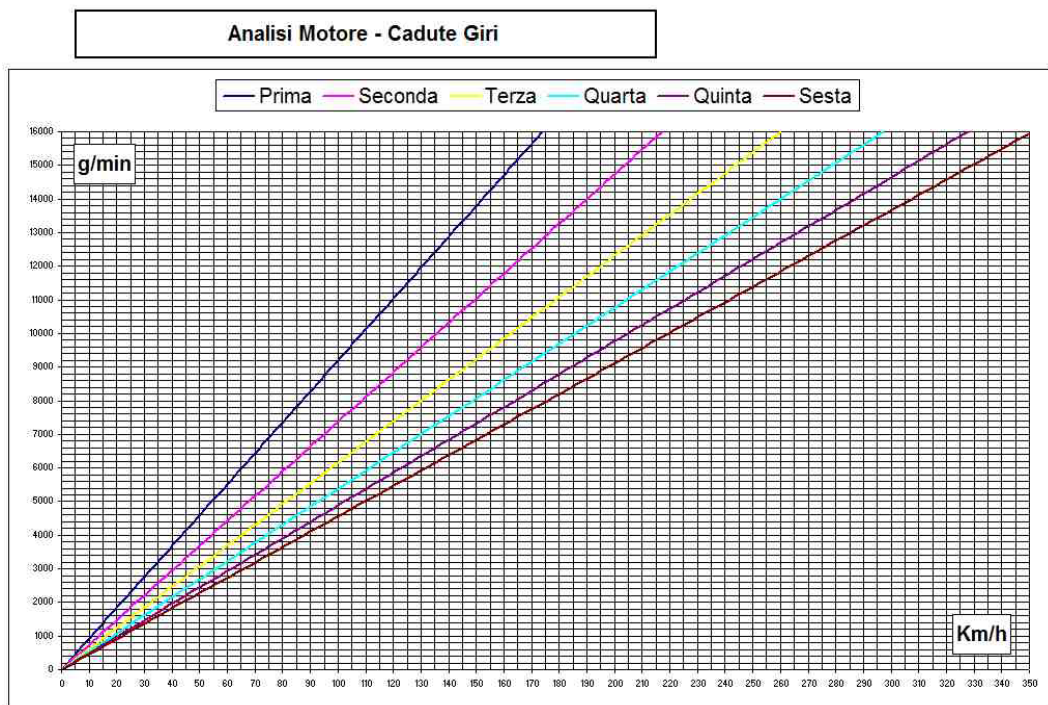


Figura 1.56 – Analisi caduta giri nei cambi marcia

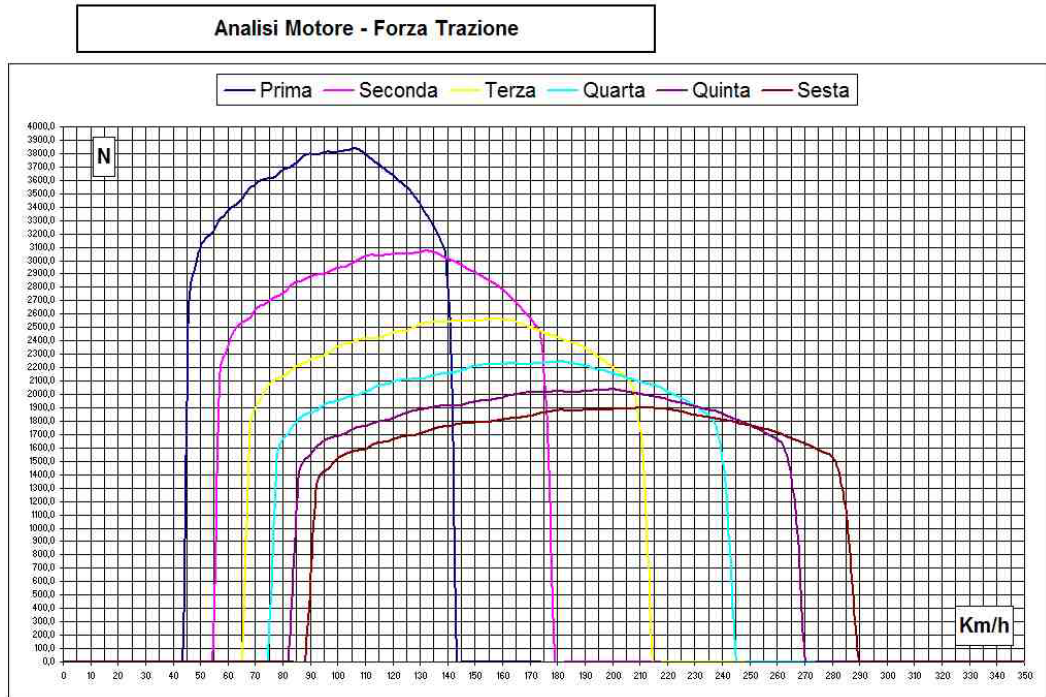


Figura 1.57 – Analisi curve forza trazione alla ruota

Tramite il primo, indicato in Figura 1.56 è possibile valutare le cadute di giri durante un cambio marcia. Tramite il secondo, di Figura 1.57, invece si può determinare la variazione di trazione istantanea al momento dello stesso cambio di marcia.

L'utilizzo più tipico di questo secondo grafico, legato alla ricerca della massima accelerazione possibile, sarà quello di valutare i più opportuni regimi di cambiata nei vari rapporti (vd. [1]).

Si vuole qui solo più aggiungere che l'aspetto delle curve tracciate, per quel che riguarda la zona più bassa di utilizzo del motore, non deve ingannare.

In effetti sembrano cadere a zero, subito prima del minimo valore in uscita dal banco, solo perché i valori in uscita dallo stesso sono stati inseriti in una tabella standard che prevede la possibilità di inserire tutti i valori di giri a partire dallo zero, in modo da non doverla modificare qualora la si volesse utilizzare per motori che girassero meno alti. Non è stato al momento ancora introdotto del codice per automatizzare la formattazione della stessa.

Ovviamente quindi non si dovrà tenere conto di quella zona.

1.10 Generazione di un report e possibilità di archiviazione dei dati

E' possibile sfruttare il foglio Archivio per salvare alcune configurazioni di veicolo e pilota ritenute più interessanti. Si veda la Fig. 1.58, subito sotto.

A		Riepilogo Parametri Veicoli Determinati			1/2
Leggi Foglio		Veicolo Studio Iniziale	Kawasaki Ninja ZX-6RR'05	Suzuki GSX-R 1000 K5	
Compila Foglio			Moro #79	Fabris #??	
		Lock <input checked="" type="checkbox"/>	Lock <input checked="" type="checkbox"/>	Lock <input checked="" type="checkbox"/>	
Note					
Parametri		Seleziona qui per compilare/leggere	Seleziona qui per compilare/leggere	Seleziona qui per compilare/leggere	
1	xc1 (mm)	-674	-693,42	-719,25	
2	yc1 (mm)	185,5	229,6	206,63	
3	xS1 (mm)	-70	-75,5	-75,5	
4	yS1	90	40	40	

Figura 1.58 – Generazione di un mini archivio parametri

In sostanza, tramite opportune macro in codice Basic, è possibile generare un elenco di alcuni dei parametri attualmente inseriti nei vari fogli, che si potranno poi ricaricare in un momento successivo.

1.11 Valutazioni sui calcoli effettuati, conclusioni e spunti.

Come si è potuto constatare, la tipologia di calcolo utilizzata per determinare i valori ricercati è stata dettata essenzialmente dalla volontà di sfruttare al meglio le possibilità offerte da un software ampiamente diffuso, anche al di fuori dell'ambito accademico ed industriale.

Si è anche già avuto modo di avvertire che non è pensabile attribuire un valore assoluto ai risultati numerici ottenuti. In essi è sicuramente presente un errore legato in parte al metodo di calcolo stesso (round off, ecc...), ma più seriamente agli errori iniziali presenti nei dati di input.

Naturalmente, organizzando in modo razionale una serie di rilevamenti, ed utilizzando strumenti meno artigianali, si potranno limare di molto tali errori. L'aver convinto alcune persone dell'utilità di dedicare tempo nella prossima pausa invernale a rilevamenti più raffinati sui veicoli, è in questo senso motivo di grande soddisfazione.

Tutto quanto detto non toglie comunque la possibilità di utilizzare immediatamente il materiale prodotto, come del resto è già stato fatto, per valutare gli effetti delle regolazioni e delle modifiche che si volessero o dovessero apportare, per mettere i valori letti in relazione con delle particolari situazioni riscontrate in pista, per capire che strada si sta prendendo o si è presa in passato.

Sono già in corso degli studi, che si stanno alternando alle prove in circuito, per migliorare il file e per svilupparne ulteriori funzionalità.

Certamente un'area da coprire maggiormente sarà quella dell'idraulica delle sospensioni, ma è probabile che in questo senso si ricorra all'utilizzo combinato anche di un data base Access.

Si lavorerà poi all'interfaccia, in modo da renderla un po' più immediata, inserendo più commenti e magari dividendola in livelli di approfondimento progressivi. Bisognerà fare attenzione tra l'altro a non fare diventare il tutto troppo *pesante*.