

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Dimensionamento e verifica di un
ammortizzatore rotativo per l'applicazione su
un veicolo compatto**



Relatori

Prof. Giovanni Belingardi

Prof. Nicola Amati

Candidata

Rossana Donato

A.A 2017/2018

Sommario

INTRODUZIONE	III
CAPITOLO 1 - L'AMMORTIZZATORE	1
1.1 Introduzione	1
1.2 Nascita dell'ammortizzatore	2
1.3 Funzione dell'ammortizzatore	3
1.4 Tipologie di ammortizzatore.....	4
1.4.1 Ammortizzatore monotubo	4
1.4.2 Ammortizzatore bitubo	7
1.5 Curve caratteristiche	10
1.6 Valvole.....	12
CAPITOLO 2 - VEICOLO DI APPLICAZIONE	14
2.1 Caratteristiche del veicolo	14
2.2 Definizione delle curve di smorzamento	17
2.2.1 Modello teorico di una sospensione.....	18
2.2.2 Calcolo delle rigidità e degli smorzamenti	24
2.2.3 Calcolo delle forze agenti sulle sospensioni	27
CAPITOLO 3 - AMMORTIZZATORE ROTATIVO	30
3.1 Struttura dell'ammortizzatore rotativo.....	30
3.2 Manovellismo di spinta.....	31
3.2.1 Cinematica del sistema.....	33
3.2.2 Calcolo delle velocità.....	37
3.3 Creazione del modello mediante Simulink	40
CAPITOLO 4 - MODELLO IDRAULICO	43
4.1 Creazione del modello mediante SimHydraulics.....	43
4.1.1 Cilindro idraulico a singola azione	46
4.1.2 Valvola di non ritorno	49

4.1.3 Accumulatore a molla	53
4.2 Calcolo delle forze agenti sull'ammortizzatore	54
CAPITOLO 5 - SIMULAZIONI E RISULTATI OTTENUTI.....	57
5.1 Prova al banco.....	57
5.2 Prova su 1/4 di veicolo.....	69
5.2 Conclusioni	76
BIBLIOGRAFIA	78
SITOGRAFIA	79

INTRODUZIONE

Il seguente lavoro di tesi è stato svolto all'interno dell'azienda Sistemi Sospensioni S.P.A. Questa è parte di un'azienda che opera a livello internazionale come fornitore di prodotti e sistemi ad alta tecnologia per il mondo automotive: Magneti Marelli. Essa fornisce i maggiori car makers in Europa, Nord e Sud America e Asia. Magneti Marelli punta a sviluppare sistemi e soluzioni che contribuiscano all'evoluzione della mobilità secondo criteri di sostenibilità ambientale, sicurezza e qualità della vita all'interno dei veicoli. Essa opera attraverso otto aree di business, una delle quali è "Suspension Systems", all'interno della quale si progettano e producono sospensioni per autoveicoli; essa comprende la linea Shock Absorbers. Quest'ultima progetta e produce ammortizzatori per un'ampia gamma di applicazioni.

L'ammortizzatore è uno degli elementi principali di una sospensione. Esso ha lo scopo di smorzare le oscillazioni o rallentare un movimento (compressione o estensione) delle sospensioni di un veicolo, che si verificano nel momento in cui quest'ultimo incontra le asperità del terreno. L'ammortizzatore garantisce non solo il comfort, ma permette di migliorare l'handling, ovvero fa sì che vi sia una riduzione delle accelerazioni delle masse non sospese (tutto ciò che è vincolato alle ruote) in corrispondenza delle frequenze di risonanza.

Il seguente lavoro di tesi è stato effettuato al fine di sviluppare un ammortizzatore rotativo; a tal proposito sono state affrontate sia le fasi di design che di verifica. Questo tipo di ammortizzatore viene messo in azione grazie a un manovellismo di spinta, che converte il moto rotatorio in uno traslazionale. Esso presenta due pistoni che si muovono simultaneamente; uno di essi effettua il rimbalzo, mentre l'altro effettua la compressione.

Per sviluppare questo modello è stato utilizzato il software MATLAB. Esso è un ambiente per il calcolo numerico, interfacciato da altri strumenti. Tra questi vi è Simulink, utilizzato per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici. All'interno della sua libreria, è contenuto l'ambiente Simscape, che consente di creare rapidamente modelli di sistemi fisici; in particolare l'utilizzo di SimHydraulics ha permesso di costruire il modello idraulico dell'ammortizzatore.

Dopo aver creato il modello idraulico è stato effettuato un test al banco e, successivamente, il modello di ammortizzatore è stato implementato all'interno del modello

di un $\frac{1}{4}$ di veicolo, al fine di analizzare il comportamento su un profilo stradale, a diverse velocità della vettura. Le stesse prove sono state effettuate usando un ammortizzatore bitubo, in modo da poter effettuare un confronto tra i due tipi di ammortizzatori.

CAPITOLO 1 - L'AMMORTIZZATORE

1.1 Introduzione

L'ammortizzatore è uno dei componenti principali di una sospensione. La sospensione conferisce al veicolo stabilità, sicurezza e comfort [1]. Essa assorbe le irregolarità del terreno, isola l'abitacolo dalle sollecitazioni trasmesse dalle ruote e fa sì che queste ultime rimangano sempre appoggiate al terreno, garantendo così la direzionalità [2]. Inoltre, rappresenta il collegamento tra la massa sospesa e la massa non sospesa di un veicolo.

Con il termine massa sospesa si indicano tutti quegli elementi che si trovano sopra le ruote (abitacolo, telaio, motopropulsore); con il termine massa non sospesa si indica la restante massa del veicolo a contatto con il terreno (ruote). È preferibile che quest'ultima abbia un valore basso, in modo da evitare il distacco dello pneumatico dal fondo stradale, che si ha, soprattutto ad alte velocità, quando le sollecitazioni che la massa non sospesa produce sulla molla dell'ammortizzatore sono elevate.

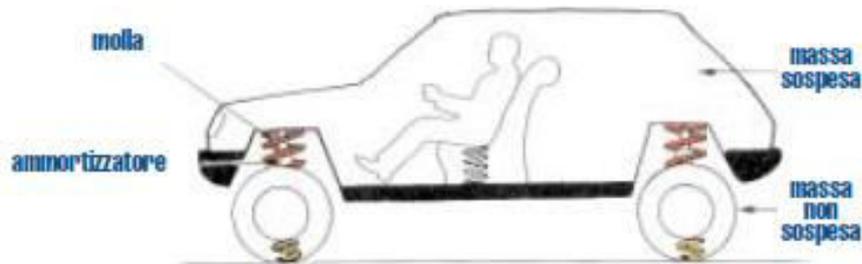


Figura 1.1 – Massa sospesa e massa non sospesa

Gli elementi principali che costituiscono una sospensione sono:

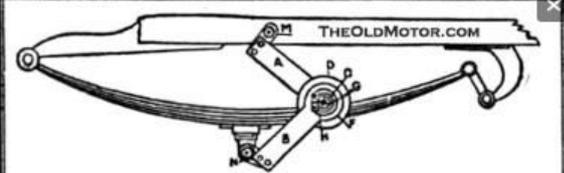
- Bracci rigidi, collegano ruota e cassa, riducendone i gradi di libertà relativi;
- Barra antirollio, influenza la ripartizione del trasferimento di carico laterale tra avantreno e retrotreno;
- Ammortizzatore, elemento smorzante;
- Tassello in gomma, filtra tutte le vibrazioni che potrebbero essere trasmesse dall'ammortizzatore alla scocca;

- Molle elicoidali o balestre, sostengono il peso della vettura e la mantengono ad un'altezza prefissata da terra.

1.2 Nascita dell'ammortizzatore

Nel 1898, il ciclista francese J.M.M. Truffault inventò quello che sembra essere il primo ammortizzatore. Consisteva in una forcella anteriore con una sospensione che utilizzava molle elicoidali e un dispositivo di attrito che minimizzava le vibrazioni.

L'anno successivo, l'americano Edward V. Hartford assistette ad una corsa in Francia, che fu vinta da una Darracq, dotata di "la Fourche Truffault", una forcella a molle costruita dal francese. Da qui ebbe inizio una collaborazione tra i due, e la casa automobilistica Peugeot iniziò a installare gli ammortizzatori sulle sue auto [3].



“Truffault-Hartford Suspension.”

When ordering your 1905 car *insist* that it be equipped with the *Hartford Shock Absorber*. No jumping of the car on rough roads, no lost traction or danger of breaking springs, saves the tires, is reliable, durable and easily attached.

Among others, the following prominent manufacturers and importers are equipping their entire 1905 output:

George N. Pierce Co. (awarded the Grand Prize, St. Louis)
 F. I. A. T. (highest long-distance speed ever attained by any vehicle).
 Richard-Brasier (Winner Gordon Bennett Cup, 1904).
 Peugeot (decorated at Paris Salon by President Loubet).

For cars over 1,500 lbs. \$60.00 four suspensions.
 For cars under 1,500 lbs. \$40.00 four suspensions.

Applied at our factory, 390 Hudson St., New York, for \$10 additional.

For sale by all dealers. Write for circular.

HARTFORD SUSPENSION CO.
 EDWARD V. HARTFORD, President.
 67 Vestry St., New York.

Figura 1.2 – Spot pubblicitario del primo modello di ammortizzatore

Nacque così il primo ammortizzatore che usava un cuscino d'aria e un pistone perfettamente montato in due cilindri telescopici pieni di aria.

Da questo momento in poi, altri si interessarono agli ammortizzatori, e nacque l'ammortizzatore Parfrey a New York (era un dispositivo meccanico a molla caratterizzato dall'assenza di parti che si sarebbero potute logorare a causa dell'attrito da smorzamento); un modello di ammortizzatore nacque nel Connecticut (aveva la stessa forma del Truffault-Hartford, ma invece dei dischi rotondi di attrito, utilizzava dei dispositivi meccanici); l'ammortizzatore de "La Hertz's Pater Noster" fu prodotto a New York (conteneva due tamburi freno separati e fasce freno regolabili che fornivano lo smorzamento ed era lubrificato da glicerina) [4].

1.3 Funzione dell'ammortizzatore

L'ammortizzatore è un elemento che ha lo scopo di smorzare le oscillazioni o rallentare un movimento (compressione o estensione) delle sospensioni di un veicolo. Nel momento in cui il veicolo incontra le irregolarità del terreno, la ruota si solleva e la molla dell'ammortizzatore si comprime immagazzinando energia; in una seconda fase, l'elemento elastico si estende. Il processo continua con un andamento ondulatorio, fino a quando gli attriti lo fanno terminare [2].

Il compito dell'ammortizzatore è quello di controllare e smorzare queste oscillazioni. In particolare, le sollecitazioni agenti sul veicolo sono di due tipi [1]:

- Indotte dal fondo stradale, in questo caso il comportamento dell'ammortizzatore si può definire "passivo", in quanto esso permette di assorbire le sollecitazioni che sono causate dalle asperità del terreno, garantendo così il comfort;
- Indotte dalle condizioni di marcia, in questo caso le caratteristiche di smorzamento condizionano il movimento del veicolo.

Dunque oltre a garantire il comfort, esso permette di migliorare l'handling, ovvero fa sì che vi sia una riduzione delle accelerazioni della massa non sospesa in corrispondenza delle frequenze di risonanza.

1.4 Tipologie di ammortizzatore

Esistono quattro tipologie di ammortizzatore:

- Ammortizzatore idraulico, così definito in quanto il fluido all'interno del cilindro è un liquido (olio). Può essere a singolo effetto (può essere governato in una sola direzione e il fluido entra da una sola estremità, spingendo in fuori lo stelo) o a doppio effetto (può essere mosso nei 2 versi lungo il suo asse, si ha quindi il completo controllo dell'organo meccanico da governare). È principalmente caratterizzato da un foderò e uno stelo, il quale entrando e uscendo da esso modifica il volume interno dell'ammortizzatore; per questo motivo il contenuto dell'ammortizzatore non può essere di solo olio, ma deve essere presente anche un volume comprimibile che può essere aria o azoto a pressione ambiente o pressurizzato o in alternativa un elemento elastico. L'ammortizzatore dissipa l'energia immagazzinata dalla molla trasformandola in calore, generato dalla compressione del fluido all'interno dell'involucro tubolare e dalla sua laminazione (passaggio) attraverso le valvole sul pistone. Poiché le caratteristiche dell'olio variano in funzione della temperatura è facile intuire che lo smorzatore avrà un comportamento diverso a seconda del suo stato termico [2].
- Ammortizzatore pneumatico, all'interno del cilindro si trova un gas; quest'ultimo, durante la compressione o l'estensione, scorre attraverso un orifizio.
- Ammortizzatore a effetto magnetico, effettua lo smorzamento tramite lo sfruttamento delle correnti parassite, risultando del tutto simile a un generatore, che prende energia meccanica dalla sospensione, per poi trasformarla in corrente.
- Ammortizzatore a frizione, non è altro che una frizione tenuta più o meno serrata, costituita da dei dischi, che vengono premuti tra loro tramite un tirante e ad ogni capo di tale frizione si hanno due braccia, collegata una alla sospensione/ruota, mentre l'altra è collegata al telaio.

1.4.1 Ammortizzatore monotubo

Questo tipo di ammortizzatore è caratterizzato da un cilindro, all'interno del quale scorre un pistone immerso in olio idraulico.

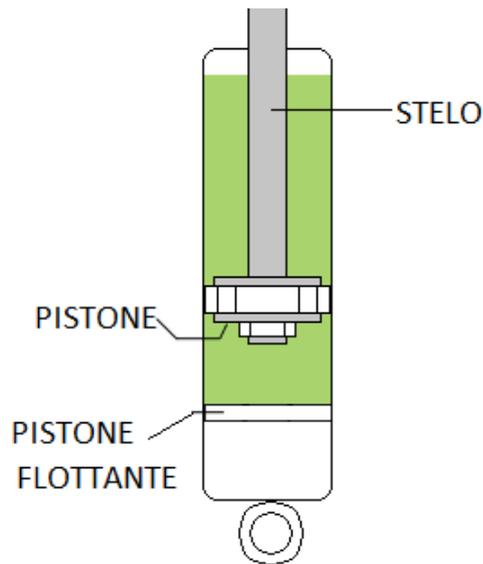


Figura 1.3 – Elementi costituenti un ammortizzatore monotubo

Gli elementi principali che costituiscono un ammortizzatore monotubo sono:

- Stelo, sostiene lo stantuffo e svolge essenzialmente una funzione strutturale, variando il suo diametro in relazione alla sollecitazione a cui è sottoposto. All'estremità superiore è collegato al telaio mediante un opportuno attacco, che può essere ad esempio un occhiello.
- Stantuffo, è fissato alla parte inferiore dello stelo. Su di esso sono disposte le valvole di rimbalzo e compressione.
- Pistone flottante, pistone che separa la camera contenente il fluido di lavoro dalla camera contenente il gas.

Nella parte inferiore si ha una camera contenente un gas ad alta pressione (in genere maggiore di 10 bar), come si può osservare nell'immagine seguente. Inoltre, le camere indicate con le lettere "A" e "B" sono rispettivamente la camera di rimbalzo e la camera di compressione; quest'ultima si troverà alla stessa pressione della camera che contiene il gas.

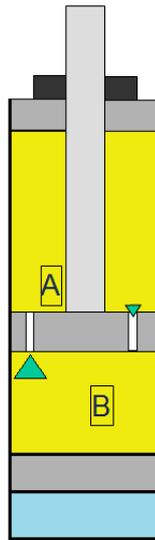


Figura 1.4 – Camere di un ammortizzatore monotubo

Un fenomeno da evitare è quello della cavitazione, ovvero la formazione ad alte pressioni di zone di vapore all'interno di un fluido, che implodono, causando un rumore caratteristico. Per questo motivo l'ammortizzatore viene pressurizzato; infatti, il gas contenuto nella parte inferiore, fa sì che l'olio contenuto nella camera di compressione abbia la stessa pressione del gas.

Per quanto riguarda il principio di funzionamento, si potrà fare riferimento alle immagini riportate di seguito, che mostrano il comportamento dell'ammortizzatore nelle fasi di compressione (immagine a sinistra) e rimbalzo (immagine a destra).

Durante la compressione, il pistone viene spinto verso il basso, di conseguenza l'olio che si trova nella camera di compressione, essendo un fluido incomprimibile, sarà costretto a fluire attraverso la valvola di compressione, fino a raggiungere la camera di rimbalzo.

Durante il rimbalzo, il pistone viene spinto verso l'alto, di conseguenza l'olio che si trova nella camera di rimbalzo, fluirà attraverso la valvola di estensione, fino a raggiungere la camera di compressione.

La forza agente sullo stelo del pistone si oppone al movimento di esso, per cui in fase di compressione è rivolta verso l'alto e in fase di estensione verso il basso.

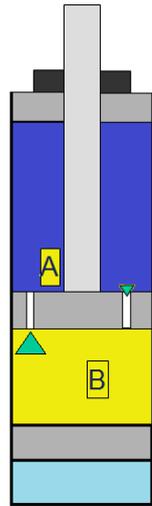


Figura 1.5 – Compressione nel monotubo

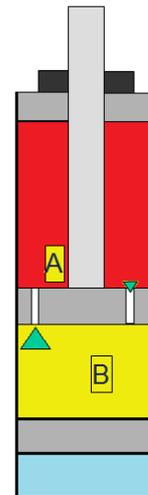


Figura 1.6 – Rimbalzo nel monotubo

1.4.2 Ammortizzatore bitubo

L'ammortizzatore bitubo è composto da due corpi concentrici: un tubo esterno e uno interno. All'interno di quest'ultimo si trova lo stantuffo.

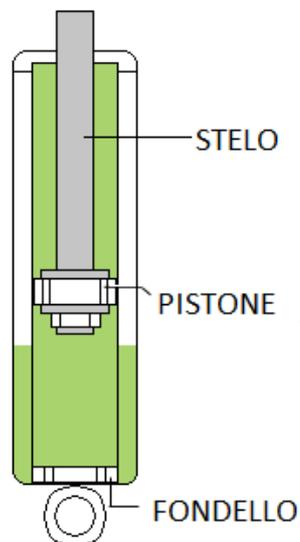


Figura 1.7 – Elementi costituenti un ammortizzatore bitubo

Gli elementi principali che costituiscono l'ammortizzatore bitubo sono:

- Stelo
- Stantuffo, su di esso sono disposte le valvole di rimbalzo e compensazione.

- Fondello, chiude inferiormente il cilindro di lavoro e permette, grazie ad apposite aperture, la comunicazione fra questo e la riserva di olio nel corpo. Su di esso sono disposte le valvole di compressione e aspirazione [1].
- Tappo, chiude inferiormente il gruppo formato da cilindro di lavoro e dal corpo intermedio. Su di esso, nel caso dell'ammortizzatore tradizionale, è sistemato l'attacco inferiore, normalmente collegato ai bracci della sospensione. Il tipo più usato è quello a occhiello.
- Tamponi limitatori corsa, possono esserne presenti due, il primo è posto immediatamente sopra lo stantuffo ed interviene, in fase di distensione, per evitare l'urto dello stesso contro la boccola; il secondo è posto all'esterno dell'ammortizzatore e assorbe gli urti di tamponamento in compressione evitando “fine corsa” rigidi o meccanici.

Come mostrato nell'immagine seguente si può osservare la presenza di tre camere di lavoro contenenti olio; in particolare, la camera “A” è la camera di rimbalzo, la camera “B” è quella di compressione e la camera “C” rappresenta il serbatoio.

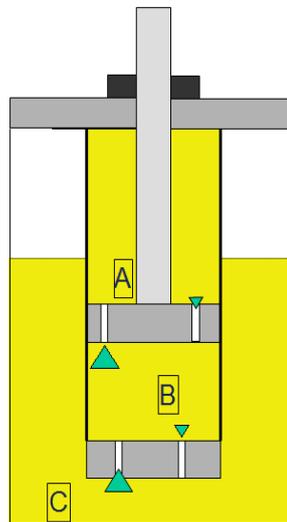


Figura 1.8 – Camere di un ammortizzatore bitubo

Le prime due camere sono piene di olio e costituiscono il cilindro di lavoro, il serbatoio contiene un volume di olio variabile nella parte inferiore e un volume di gas nella

parte superiore per evitare l'insorgere del fenomeno della cavitazione. Il gas utilizzato è solitamente azoto avente una pressione di circa 4 bar.

Il principio di funzionamento può essere spiegato osservando le immagini seguenti, che fanno riferimento alle fasi di compressione (immagine a sinistra) e rimbalzo (immagine a destra).

Durante la fase di compressione il pistone viene spinto verso il basso, di conseguenza un volume d'olio pari a quello dello stelo si sposta dalla camera di compressione al cilindro esterno attraverso la valvola di compressione del fondello; parte dell'olio che si trova nel cilindro interno sale sopra lo stantuffo attraverso la valvola di compensazione del pistone.

In fase di rimbalzo o estensione avviene l'opposto: il pistone va verso l'alto, l'olio rientra dal cilindro esterno a quello interno per effetto di una depressione che crea lo stantuffo, attraverso la valvola di aspirazione del fondello. Contemporaneamente nel cilindro interno l'olio passa dalla parte superiore dello stantuffo alla parte inferiore, per effetto della salita dello stantuffo che apre la valvola di rimbalzo del pistone.

La forza agente sullo stelo del pistone si oppone al movimento di esso, per cui in fase di compressione è rivolta verso l'alto e in fase di estensione verso il basso.

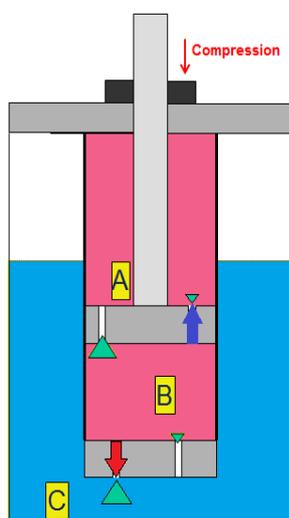


Figura 1.9 – Compressione nel bitubo

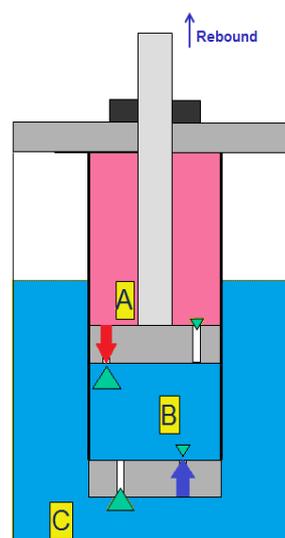


Figura 1.10 – Rimbalzo nel bitubo

È importante che la valvola di aspirazione opponga una resistenza minima al passaggio dell'olio per evitare il fenomeno della cavitazione, altrimenti la nascita di una

caduta di pressione su di essa porterebbe ad avere una pressione nel serbatoio maggiore di quella della camera di compressione. Sempre per evitare la cavitazione, bisognerà regolare la resistenza della valvola di compensazione in proporzione a quella della valvola di compressione.

1.5 Curve caratteristiche

Al fine di rilevare le caratteristiche dell'ammortizzatore, quest'ultimo viene sollecitato dinamicamente simulando le condizioni d'impiego mediante speciali macchine di prova, che permettono di valutare le prestazioni del prodotto. I test, ai quali viene sottoposto l'ammortizzatore, prevedono cicli di prova in regime sinusoidale a velocità diverse; i valori di reazione vengono registrati e confrontati con soglie pre-impostate per la determinazione della conformità [1]. La metodologia di prova più diffusa consiste nel tenere fermo lo stelo e muovere il corpo dell'ammortizzatore, seguendo una legge di spostamento sinusoidale. In tal modo si possono ottenere le forze trasmesse allo stelo.

Le curve ottenibili sono le seguenti:

- Curva forza – velocità;
- Curva forza – spostamento.

La curva forza – velocità si ottiene per punti, associando alla velocità massima di un ciclo sinusoidale la forza rilevata in corrispondenza di essa (questa forza deve essere depurata del valore costante dovuto alla pressione del gas).

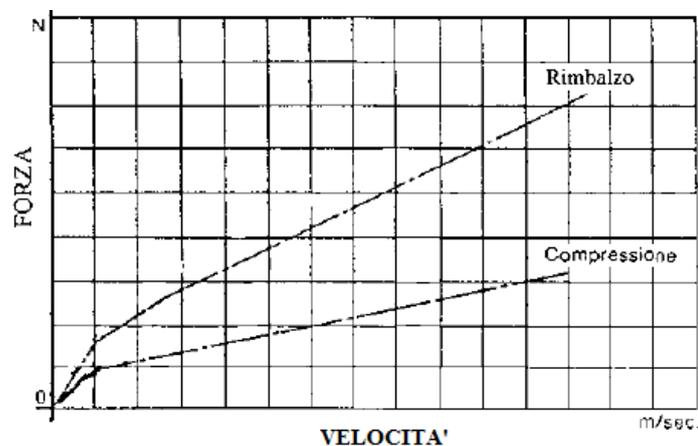


Figura 1.11 – Curva forza – velocità ottenuta per punti

Si può notare la variazione del comportamento dell'ammortizzatore al variare della velocità, in particolare osservando la curva relativa al rimbalzo:

- Vicino all'origine degli assi si ha una forza positiva dovuta all'attrito;
- Alle basse velocità la forza aumenta con un andamento intermedio tra il parabolico e il lineare, ciò è dovuto rispettivamente a passaggi a sezione costante (minimi) e fughe;
- Zona di transizione detta ginocchio in cui la valvola inizia ad aprirsi;
- Alle medie velocità comportamento lineare, dovuto alla progressiva apertura della valvola;
- Alle alte velocità salita parabolica, dovuta a passaggi a sezione costante, fino al raggiungimento della massima velocità.

Questo comportamento si ottiene mediante l'utilizzo di valvole precaricate, ovvero progettate per rimanere chiuse fino a una determinata pressione, per poi aprirsi seguendo una legge lineare. La forza che viene misurata in corrispondenza del ginocchio viene determinata dal precarico, mentre la pendenza del tratto lineare è dovuta alla legge di apertura.

Un'altra tipologia di curva forza – velocità è quella ottenibile su un intero ciclo. In questo caso viene riportato l'andamento della forza in funzione della velocità istante per istante, ma senza mai oltrepassare la velocità massima del ciclo.

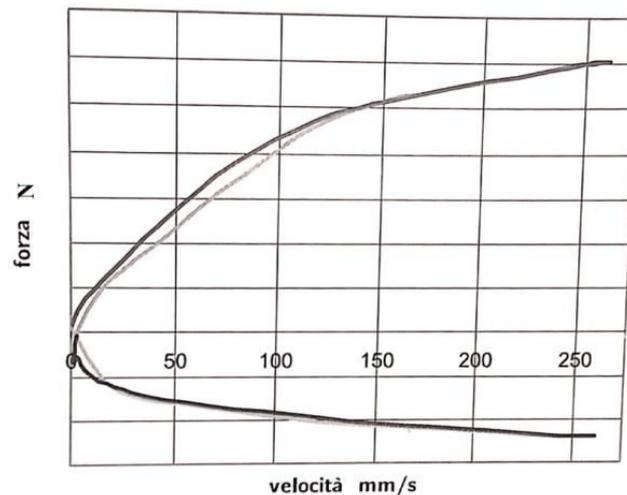


Figura 1.12 – Curva forza – velocità ottenuta su un intero ciclo

Osservando il grafico, si possono notare quattro rami e due punti di intersezione sull'asse delle ordinate:

- Rimbalzo prima parte, la velocità va da 0 a valore massimo in rimbalzo e il pistone va dal punto a massima compressione al punto di metà corsa;
- Rimbalzo seconda parte, la velocità va dal valore massimo in estensione a 0 e il pistone va dal punto di metà corsa al punto di massima estensione;
- Compressione prima parte, la velocità va da 0 al valore massimo in compressione e il pistone va dal punto di massima estensione al punto di metà corsa;
- Compressione seconda parte, la velocità va dal valore massimo in compressione a 0 e il pistone va dal punto di metà corsa al punto di massima compressione.

La curva forza – spostamento permette di ricavare l'andamento della forza fornita dall'ammortizzatore, in funzione dello spostamento del pistone, il quale risulta essere negativo durante la fase di compressione. In tal modo si ottengono diverse curve, ognuna relativa a una determinata velocità di picco. L'immagine seguente riporta l'andamento di una sola curva.

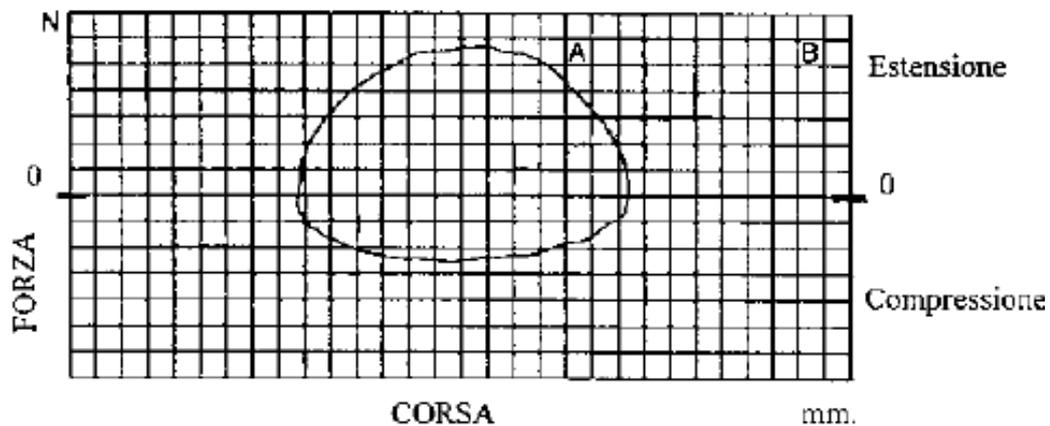


Figura 1.13 – Curva forza – spostamento

1.6 Valvole

La valvola è un componente meccanico attraverso la quale fluisce un flusso, al fine di garantire specifici valori di pressione o di portata.

Poiché le caratteristiche dell'ammortizzatore non sono simmetriche con la direzione, si utilizzano valvole di non ritorno; queste permettono il flusso in una sola direzione. Questa valvola è formata da un disco o una sfera o altro elemento vincolato da una guida che viene spinto da una molla contro la base della valvola; questa condizione si verifica quando non c'è una sufficiente pressione per aprire la valvola o vi è una pressione negativa e la valvola rimane chiusa, mentre con una pressione positiva sufficiente, la valvola si apre e il fluido è libero di passare ai lati del disco e oltrepassarlo. Analogamente al diagramma forza – velocità, si considera un diagramma pressione – flusso.

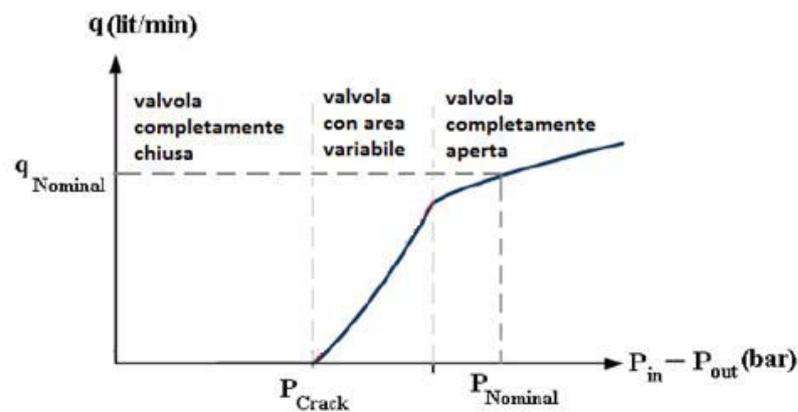


Figura 1.14 – Curva pressione - flusso

La valvola si apre nel momento in cui la differenza di pressione supera la pressione di cracking, settata dalla molla. Ovvero nella condizione rappresentata dalla formula seguente.

$$p_{in} - p_{out} \geq p_{cracking} \quad (1.1)$$

CAPITOLO 2 - VEICOLO DI APPLICAZIONE

2.1 Caratteristiche del veicolo

L'ammortizzatore rotativo è stato dimensionato al fine di trovare applicazione per i veicoli compatti. Sono state considerate le dimensioni di un ipotetico veicolo riportate nella tabella seguente.

<i>DIMENSIONI</i>	
<i>Lunghezza, x (m)</i>	<i>4,147</i>
<i>Larghezza, y (m)</i>	<i>1,784</i>
<i>Altezza, z (m)</i>	<i>1,665</i>
<i>Passo, I (m)</i>	<i>2,612</i>
<i>Carreggiata anteriore, t₁ (m)</i>	<i>1,522</i>
<i>Carreggiata posteriore, t₂ (m)</i>	<i>1,519</i>

Tabella 2.1 – Dimensioni della vettura

Con il termine passo si intende la distanza tra l'asse della ruota anteriore e l'asse della ruota posteriore, poste sullo stesso lato del veicolo. La distanza tra un asse e il baricentro della vettura prende il nome di semipasso; in particolare si parlerà di semipasso anteriore e semipasso posteriore. Il primo è stato ricavato considerando che la massa del veicolo grava per il 60% sull'asse anteriore, mentre il secondo considerando che la massa grava per il 40% sull'asse posteriore.

$$a = 0,4 I = 1,04 \text{ m} \quad (2.1)$$

$$b = 0,6 I = 1,57 \text{ m} \quad (2.2)$$

Con il termine carreggiata si intende la distanza tra due ruote poste sullo stesso asse. Partendo dai valori all'asse anteriore e al posteriore, è stato ricavato il valore della carreggiata complessiva considerando una media tra i due.

$$t = (t_1 + t_2)/2 = 1,52 \text{ m} \quad (2.3)$$

Le masse sono riportate nella tabella seguente.

MASSE	
<i>Massa del veicolo, m (kg)</i>	<i>1000</i>
<i>Massa non sospesa anteriore, m_1 (kg)</i>	<i>85</i>
<i>Massa non sospesa posteriore, m_2 (kg)</i>	<i>100</i>

Tabella 2.2 – Masse della vettura

Noti i valori sopra riportati, sono state calcolate le masse sospese.

$$m_s = m - m_1 - m_2 = 815 \text{ kg} \quad (2.4)$$

$$m_{s1} = 0,6 m_s = 489 \text{ kg} \quad (2.5)$$

$$m_{s2} = 0,4 m_s = 326 \text{ kg} \quad (2.6)$$

Infine, sono stati ipotizzati i valori delle altezze del baricentro e del centro di rollio.

ALTEZZE	
<i>Altezza del baricentro, h (m)</i>	<i>0,6</i>
<i>Altezza del centro di rollio anteriore, d_1 (m)</i>	<i>0,05</i>
<i>Altezza del centro di rollio posteriore, d_2 (m)</i>	<i>0,07</i>

Tabella 2.3 – Altezza del baricentro e del centro di rollio

Il baricentro rappresenta il punto immaginario in cui si considera concentrata la massa di un corpo. La sua posizione è definita dalla geometria della vettura e dalla disposizione delle singole masse (motore, guidatore, passeggeri, bagagli, e così via). Tanto più sarà bassa l'altezza del baricentro, tanto migliore risulterà il comportamento dinamico dell'auto in quanto si avrà un disturbo minore dell'equilibrio complessivo quando si ha la presenza di forze esterne [5].

Il centro di rollio è il punto in cui vengono scambiate le forze laterali tra le masse non sospese e le masse sospese. Per tale ragione, la sua posizione influenza l'evoluzione dinamica del moto di rollio della scocca e la dinamica laterale dell'intero veicolo. Si può individuare un

centro di rollio per ciascuna sospensione, ciò vuol dire che su un veicolo a due assi abbiamo due centri di rollio: uno in corrispondenza dell'asse anteriore ed uno in corrispondenza di quello posteriore. La posizione di ciascun centro di rollio dipende fondamentalmente dalla geometria della sospensione. La retta passante per i due centri di rollio è detta asse di rollio ed attorno ad essa ruota la cassa del veicolo quando è soggetta ad accelerazione laterale; dunque il rollio si definisce come il trasferimento di carico trasversale attorno a questo asse [6].

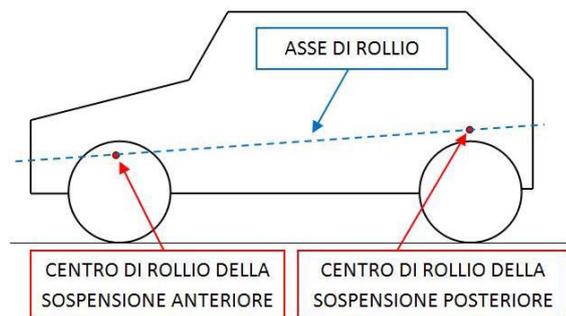


Figura 2. 1 – Asse di rollio

A seguito della rotazione del veicolo attorno al centro di rollio, si formerà un angolo che prende il nome di angolo di rollio.

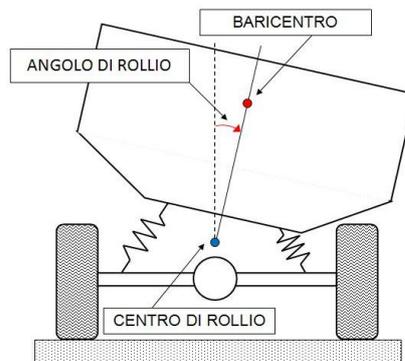


Figura 2. 2 – Angolo di rollio

Imponendo i valori delle altezze dei centri di rollio anteriore e posteriore, è stato calcolato il valore dell'altezza del centro di rollio considerando una media pesata.

$$d = (d_1b + d_2a)/l = 0,058 \text{ m} \quad (2.7)$$

Oltre al rollio, bisognerà considerare altri due movimenti della scocca: beccheggio e imbardata. Il primo si verifica prevalentemente nelle fasi di accelerazione e frenata ed è il

trasferimento di peso longitudinale con rotazione attorno all'asse trasversale del veicolo. Il secondo è una rotazione che avviene attorno all'asse verticale [7].

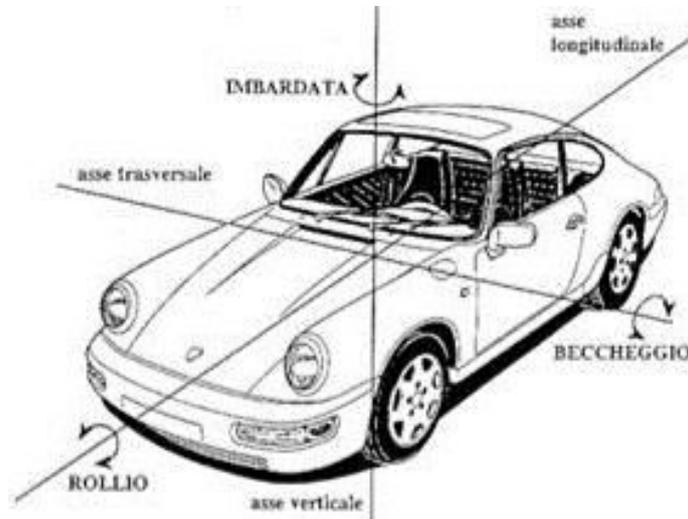


Figura 2. 3 – Movimenti della scocca

In seguito sono stati calcolati i momenti d'inerzia, considerando le dimensioni e la massa sospesa del veicolo.

$$J_x = (y^2 + z^2)m_s/12 = 404,44 \text{ kg m}^2 \quad (2.8)$$

$$J_y = (x^2 + z^2)m_s/12 = 1356,28 \text{ kg m}^2 \quad (2.9)$$

$$J_z = (x^2 + y^2)m_s/12 = 1384,16 \text{ kg m}^2 \quad (2.10)$$

In cui:

J_x è il momento di inerzia dovuto al rollio;

J_y è il momento d'inerzia dovuto al beccheggio;

J_z è il momento d'inerzia dovuto all'imbardata.

2.2 Definizione delle curve di smorzamento

Si analizza di seguito il processo che ha portato alla definizione delle curve di smorzamento del veicolo in esame.

2.2.1 Modello teorico di una sospensione

Per lo studio di una sospensione è stato utilizzato un modello a 2 gradi di libertà, in cui vengono considerate sia la massa sospesa che la massa non sospesa; l'immagine seguente permette di osservare la rappresentazione di $\frac{1}{4}$ di veicolo.

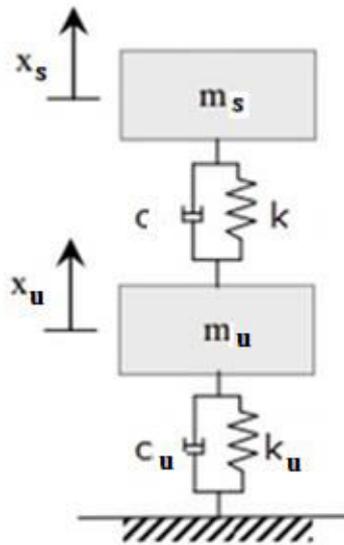


Figura 2. 4 – Modello a 2 g.d.l.

Nell'immagine si possono osservare:

- m_s , massa sospesa;
- m_u , massa non sospesa;
- c e c_u , coefficienti di smorzamento, espressi in Ns/m;
- k e k_u , costanti elastiche delle molle, espresse in N/m;
- x_s e x_u , spostamenti delle masse dal punto di equilibrio, espressi in m.

L'elemento smorzante fa sì che il moto delle oscillazioni di un modello, non continui all'infinito, ma venga frenato grazie al suo attrito interno; dunque i moti oscillatori che la massa non sospesa e sospesa tendono ad avere dopo essere state sollecitate sono caratterizzati da un'ampiezza che diminuisce nel tempo [8].

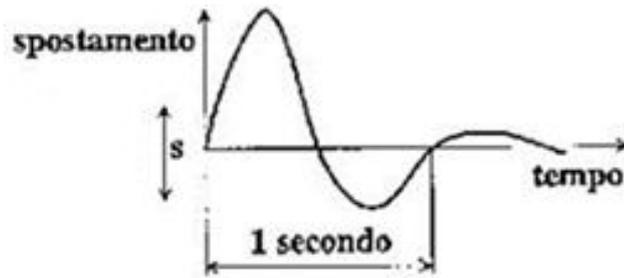


Figura 2. 5 – Andamento dello spostamento in funzione del tempo

Considerando la seguente grandezza

$$B = \sqrt{(k/m_s) - (c/2m_s)^2} \quad (2.11)$$

si hanno tre casi:

- $B < 0$, il sistema non oscilla e si porta nella posizione di equilibrio in un tempo che è tanto maggiore quanto è maggiore il coefficiente di smorzamento;

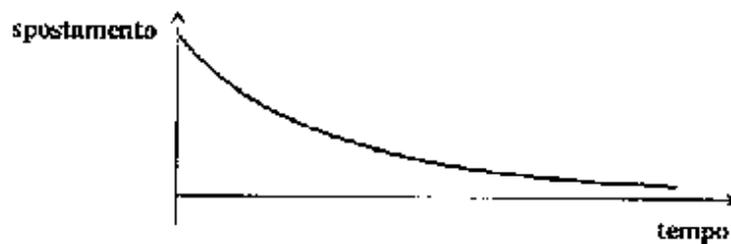


Figura 2. 6 - Andamento dello spostamento in funzione del tempo se $B < 0$

- $B > 0$, il sistema sarà soggetto a un moto oscillatorio che dipenderà dalla costante elastica, dal coefficiente di smorzamento e dalla massa sospesa;

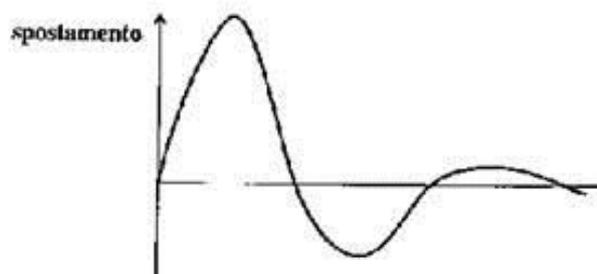


Figura 2. 7 - Andamento dello spostamento in funzione del tempo se $B > 0$

- $B = 0$, si parlerà di smorzamento critico, ovvero il valore limite di smorzamento che permette alla massa di tornare nella posizione di equilibrio nel più breve tempo possibile e senza ulteriori oscillazioni.

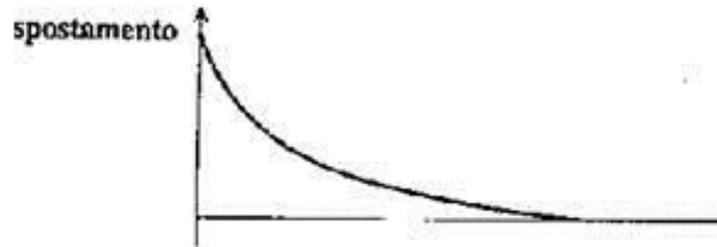


Figura 2. 8 - Andamento dello spostamento in funzione del tempo se $B=0$

L'elemento elastico permette alle ruote di muoversi adattandosi al profilo stradale e di assorbire gli urti. La caratteristica di un elemento elastico si rappresenta mediante l'equazione di una retta, infatti forze e spostamenti sono proporzionali.

$$k = F/x \quad (2.12)$$

La rigidità della molla dipende dalle condizioni geometriche della molla stessa e dal coefficiente di elasticità del materiale. L'equazione scritta sopra, però, non è valida nel contesto dell'autoveicolo, infatti non si potrà considerare un andamento lineare a causa del fatto che k aumenta con la compressione della molla; in tal modo si garantisce una rigidità maggiore, in modo da avere una migliore capacità frenante dell'elemento elastico all'aumentare della compressione, così da sopportare carichi elevati.

Il sistema sarà governato dalla seguente equazione.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c + c_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k + k_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ c_u \dot{h} + k_u h \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

In cui:

\ddot{x}_s e \ddot{x}_u sono le accelerazioni della massa sospesa e non sospesa, misurate in m/s^2 ;

\dot{x}_s e \dot{x}_u sono le velocità della massa sospesa e non sospesa, misurate in m/s ;

h è lo spostamento verticale dovuto alle irregolarità del terreno, misurato in m .

La soluzione dell'equazione fornisce il numero d'oscillazioni al secondo del sistema in movimento naturale, dove per movimento naturale si intende il moto che il sistema compie liberamente dopo essere eccitato mediante la sola compressione della molla.

La relazione tra l'eccitazione armonica $h(t)$ e l'ampiezza è riportata di seguito.

$$\left\{ -\omega^2 \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c + c_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k + k_u \end{bmatrix} \right\} \begin{Bmatrix} x_{s0} \\ x_0 \end{Bmatrix} = h_0 \begin{Bmatrix} 0 \\ i\omega c_u + k_u \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

Trascurando lo smorzamento c_u , i fattori di amplificazione delle due masse sono i seguenti.

$$|x_{s0}|/|h_0| = k_u \sqrt{(k^2 + c^2\omega^2)/[f^2(\omega) + c^2\omega^2 g^2(\omega)]} \quad (2.15)$$

$$|x_0|/|h_0| = k_u \sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2]/[f^2(\omega) + c^2\omega^2 g^2(\omega)]} \quad (2.16)$$

Dove:

$$f(\omega) = m_s m_u \omega^4 - [k_u m_s + k(m_s + m_u)]\omega^2 + k_u k ;$$

$$g(\omega) = (m_s + m_u)\omega^2 - k_u.$$

La componente dinamica della forza esercitata dalla molla, lungo la direzione z , si può facilmente calcolare.

$$F_z = -k_u(x_u - h) \quad (2.17)$$

Dunque si può ricavare la seguente espressione.

$$\frac{|F_{z0}|}{|h_0|} = k_u \omega^2 \sqrt{\{[k(m_s + m_u) - m_s m_u \omega^2]^2 + c^2 \omega^2 (m_s + m_u)\}/[f^2(\omega) + c^2 \omega^2 g^2(\omega)]} \quad (2.18)$$

L'andamento della frequenza è stato ottenuto considerando dei precisi valori di k_u e m_s . Sull'asse delle ascisse si ha la frequenza adimensionale.

$$\omega^* = \omega \sqrt{m/k} \quad (2.19)$$

Vengono riportati andamenti per diversi valori di c . Il primo grafico fa riferimento alla massa sospesa, il secondo alla massa non sospesa.

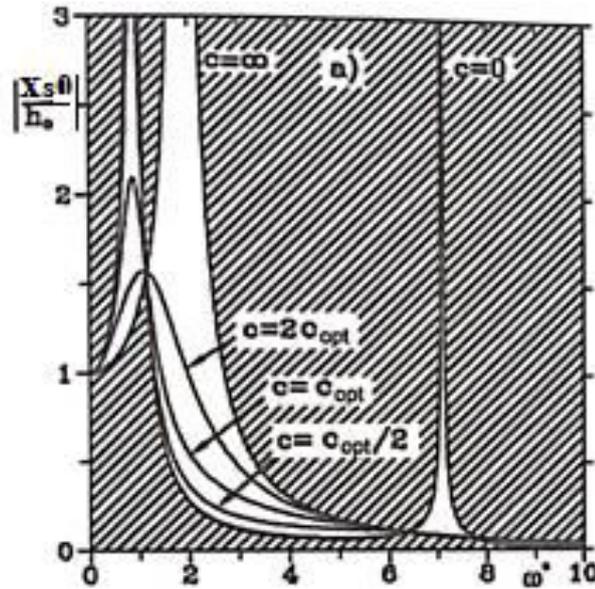


Figura 2.9 - Fattore di amplificazione della massa sospesa in funzione della frequenza

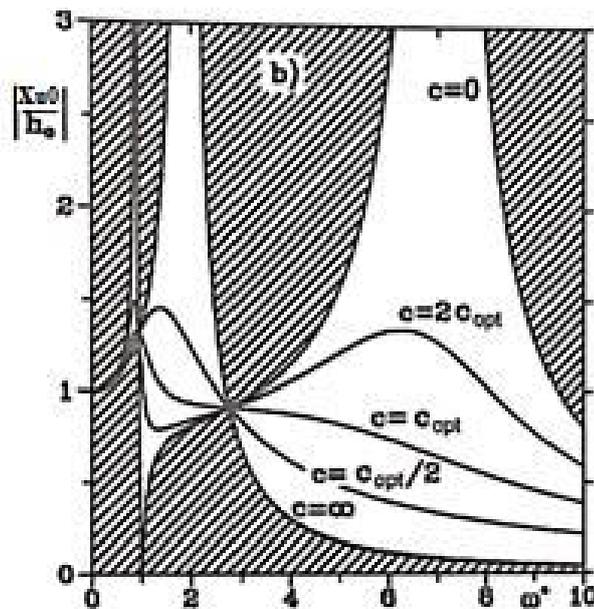


Figura 2.10 - Fattore di amplificazione della massa non sospesa in funzione della frequenza

Considerando $c = 0$, si hanno due frequenze naturali caratterizzate da picchi che tendono all'infinito. Nel caso in cui $c \rightarrow \infty$, il picco corrispondente alla frequenza naturale del sistema, tende a infinito.

Moltiplicando la frequenza per ω^{*2} si hanno gli andamenti delle accelerazioni delle masse.

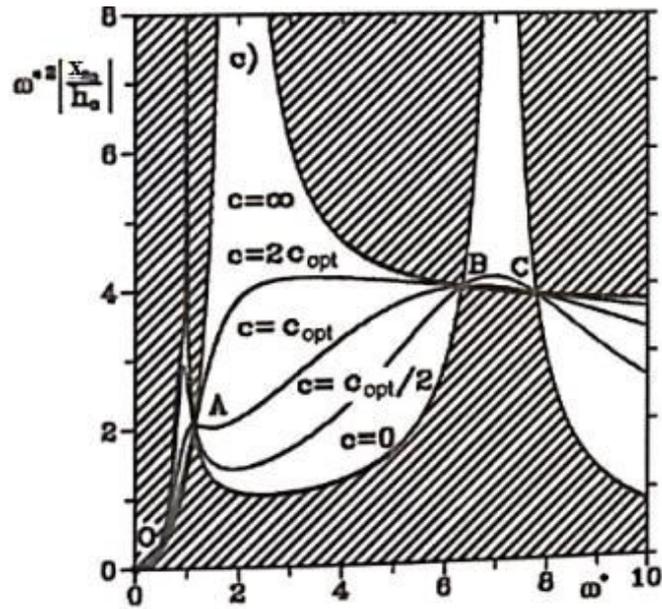


Figura 2.11 - Accelerazione della massa sospesa in funzione della frequenza

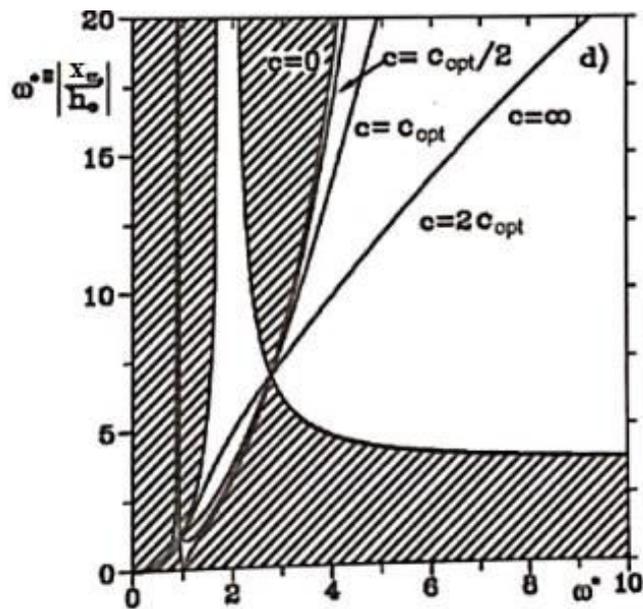


Figura 2.12 - Accelerazione della massa non sospesa in funzione della frequenza

Tutte le curve passano per i punti O, A, B e C. Tra i punti O e A, e tra i punti B e C la massima accelerazione della massa aumenta al diminuire dello smorzamento; mentre tra i punti A e B e dal punto C in poi l'accelerazione aumenta all'aumentare dello smorzamento.

Lo smorzamento ottimale si può ottenere, considerando un valore di accelerazione il più basso possibile per un intervallo che si estende dalla frequenza naturale della massa non sospesa, aspettando di ottenere una curva che abbia un massimo o un punto stazionario in A.

$$c_{opt} = \sqrt{km/2} \sqrt{(k_u + 2k)/k_u} \quad (2.20)$$

Poiché k_u è molto più grande di k , il valore sotto la radice è vicino all'unità. Osservando la figura 2.12, si può notare che il valore dello smorzamento ottimale tale da mantenere l'accelerazione bassa in una vasta gamma di frequenze. Il valore di smorzamento ottimale è tale da garantire comfort e handling, perché causa piccole variazioni delle forze agenti sul terreno [9].

2.2.2 Calcolo delle rigidità e degli smorzamenti

Nel caso in esame è stato imposto il valore della frequenza all'anteriore, e in seguito è stato ricavato quello di frequenza al posteriore.

$$f_1 = 1,1 \text{ Hz} \quad (2.21)$$

$$f_2 = f_1 + 0,3 f_1 = 1,43 \text{ Hz} \quad (2.22)$$

Sono stati, inoltre, calcolati i valori di rigidità della molla anteriore e posteriore.

$$k_{m1} = f_1^2 (m_{s1}/2) 4\pi^2 = 11667,65 \frac{N}{m} \quad (2.23)$$

$$k_{m2} = f_2^2 (m_{s2}/2) 4\pi^2 = 13145,56 \frac{N}{m} \quad (2.24)$$

In tal modo è stato possibile effettuare il calcolo della frequenza naturale del sistema.

$$f = [\sqrt{2(k_{m1} + k_{m2})/M_s}]/2\pi = 1,24 \text{ Hz} \quad (2.25)$$

Inoltre sono stati imposti i valori di rigidità dello pneumatico e della barra anteriore, mentre quello della barra posteriore è stato ricavato.

$$k_t = 230000 \text{ N/m} \quad (2.26)$$

$$k_{b1} = 20000 \text{ N/m} \quad (2.27)$$

$$k_{b2} = \frac{k_{b1}}{1,5} = 13333,33 \text{ N/m} \quad (2.28)$$

In tal modo sono stati ricavati i valori delle rigidzze complessive all'anteriore e al posteriore.

$$k_1 = k_{m1} + k_{b1} = 31667,65 \text{ N/m} \quad (2.29)$$

$$k_2 = k_{m2} + k_{b2} = 24478,89 \text{ N/m} \quad (2.30)$$

Per quanto riguarda il movimento di rollio, è stato considerato un coefficiente di ripartizione pari a 0,5 in modo da calcolare le rigidzze a rollio anteriore e posteriore, e da queste ricavare quella complessiva.

$$k_{r1} = k_1 t_1^2 / 2 = 36678,81 \text{ Nm/rad} \quad (2.31)$$

$$k_{r2} = k_2 t_2^2 / 2 = 30548,18 \text{ Nm/rad} \quad (2.32)$$

$$k_r = k_{r1} + k_{r2} = 67226,98 \text{ Nm/rad} \quad (2.33)$$

Per il beccheggio è stato calcolato un unico valore di rigidzza.

$$k_b = 2a^2 k_{m1} + 2b^2 k_{m2} = 900047 \text{ Nm/rad} \quad (2.34)$$

A seguito di ciò sono stati calcolati i valori di smorzamento critico anteriore e posteriore, facenti riferimento a una singola ruota.

$$c_{crit,1} = 2\sqrt{(m_{s1}/2)k_{m1}} = 3378,01 \text{ Ns/m} \quad (2.35)$$

$$c_{crit,2} = 2\sqrt{(m_{s2}/2)k_{m2}} = 2927,6 \text{ Ns/m} \quad (2.36)$$

Successivamente sono stati calcolati i valori dello smorzamento critico a rollio facente riferimento alle quattro ruote, e i valori di smorzamento critico a rollio anteriore e posteriore di ogni singola ruota (considerando il coefficiente di ripartizione precedente).

$$c_{crit,r} = 2\sqrt{k_r J_x} = 10428,61 \text{ Nms/rad} \quad (2.37)$$

$$c_{crit,r1} = 2(0.5 c_{crit,r} / t_1^2) = 4501,91 \text{ Ns/m} \quad (2.38)$$

$$c_{crit,r2} = 2[(1 - 0.5)c_{crit,r} / t_2^2] = 4519,71 \text{ Ns/m} \quad (2.39)$$

Analogamente sono stati ricavati i valori dello smorzamento critico a beccheggio, prima quello complessivo e poi quelli anteriore e posteriore (considerando anche stavolta un coefficiente di ripartizione pari a 0,5).

$$c_{crit,b} = 2\sqrt{k_b J_y} = 22102,43 \text{ Nms/rad} \quad (2.40)$$

$$c_{crit,b1} = 0.5 c_{crit,b} / 2a^2 = 5601,9 \text{ Ns/m} \quad (2.41)$$

$$c_{crit,b2} = (1 - 0.5)c_{crit,b} / 2b_2^2 = 2249,73 \text{ Ns/m} \quad (2.42)$$

In tal modo è stato possibile ricavare i valori di smorzamento ottimali anteriore e posteriore.

$$c_{ott,1} = \sqrt{[k_{m1} \left(\frac{m_{s1}}{2}\right) / 2](k_t + 2k_{m1}) / k_t} = 1253,43 \text{ Ns/m} \quad (2.43)$$

$$c_{ott,2} = \sqrt{[k_{m2} \left(\frac{m_{s2}}{2}\right) / 2](k_t + 2k_{m2}) / k_t} = 1092,62 \text{ Ns/m} \quad (2.44)$$

I valori di smorzamento così ricavati, sono stati il punto di partenza per la definizione degli smorzamenti sia in rimbalzo che in compressione, e sia in corrispondenza della massima velocità che al ginocchio.

Utilizzando un modello di ammortizzatore bitubo all'interno di un modello di veicolo completo, sono state effettuate delle prove su un profilo stradale cittadino, denominato ISO B. I valori di smorzamento utilizzati sono vicini a quelli ottenuti e sono tali da avere un compromesso tra una bassa accelerazione media verticale e una bassa variazione di forza media sulle ruote.

La seguente tabella riporta i valori di smorzamento, tenendo conto di aver fissato una velocità in corrispondenza del ginocchio pari a 0,2 m/s e una velocità massima pari a 3 m/s, entrambe definite in rimbalzo (valori cambiati di segno nel caso della compressione).

	Smorzamenti al ginocchio, c_{knee} (Ns/m)	Smorzamenti alla massima velocità, c_{high} (Ns/m)
<i>Rimbalzo anteriore</i>	3000	850
<i>Rimbalzo posteriore</i>	2500	750
<i>Compressione anteriore</i>	2500	850
<i>Compressione posteriore</i>	1500	750

Tabella 2.4 – Smorzamenti

Il seguente grafico mostra il punto ottimale ricavato.

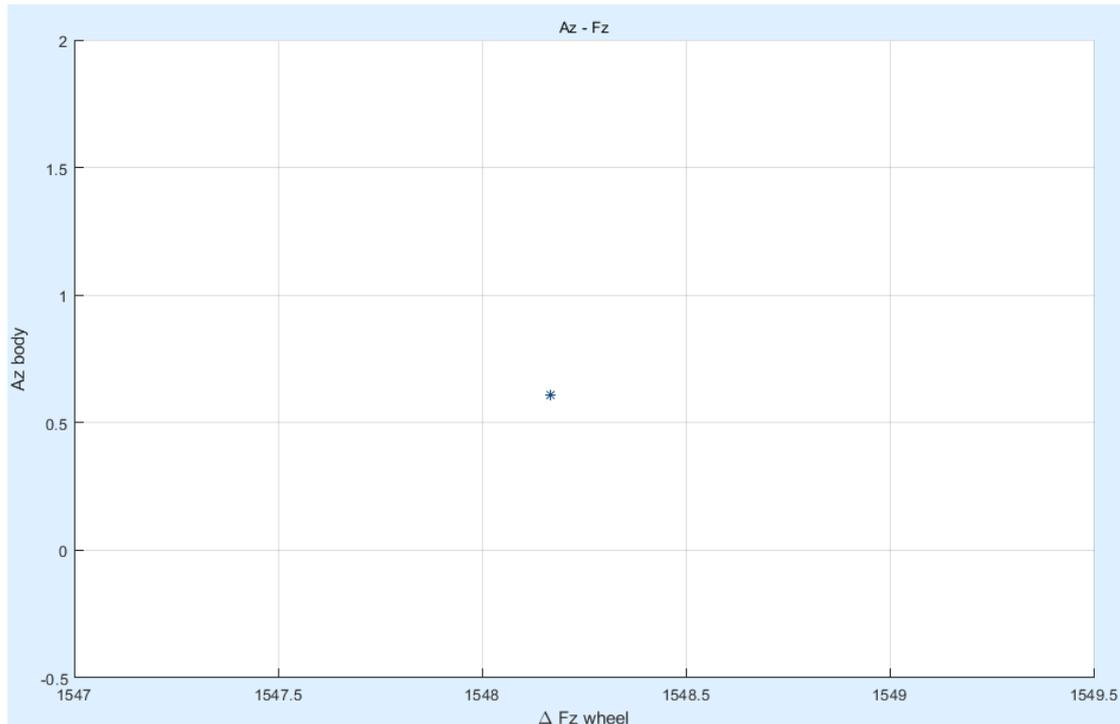


Figura 2.13 - Andamento dell'accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media agente sulle ruote

2.2.3 Calcolo delle forze agenti sulle sospensioni

In seguito sono state calcolate le forze agenti sulle sospensioni, utilizzando le formule riportate di seguito.

$$F = c_{knee}V_{knee} + c_{high}(V - V_{knee}) \quad se \ V > \ V_{knee} \quad (2.45)$$

$$F = c_{knee}V \quad se \ V \leq \ V_{knee} \quad (2.46)$$

In cui V è la velocità della leva.

Queste formule sono state applicate sia in rimbalzo che in compressione, sia all'anteriore che al posteriore. Per comodità, i valori di forza sono stati riportati considerando un passo tra le velocità pari a 0,5.

SOSPENSIONE ANTERIORE			
<i>Rimbalzo</i>		<i>Compressione</i>	
<i>V [m/s]</i>	<i>F[N]</i>	<i>V [m/s]</i>	<i>F[N]</i>
0	0	0	0,0
0,05	150	-0,05	-125,0
0,1	300	-0,1	-250,0
0,2	600	-0,2	-500,0
0,3	685	-0,3	-585,0
0,4	770	-0,4	-670,0
0,5	855	-0,5	-755,0
0,6	940	-0,6	-840,0
0,7	1025	-0,7	-925,0
0,8	1110	-0,8	-1010,0
0,9	1195	-0,9	-1095,0
1	1280	-1	-1180,0
1,5	1705	-1,5	-1605,0
2	2130	-2	-2030,0
2,5	2555	-2,5	-2455,0
3	2980	-3	-2880,0

Tabella 2.5 – Forze agenti sulla sospensione anteriore

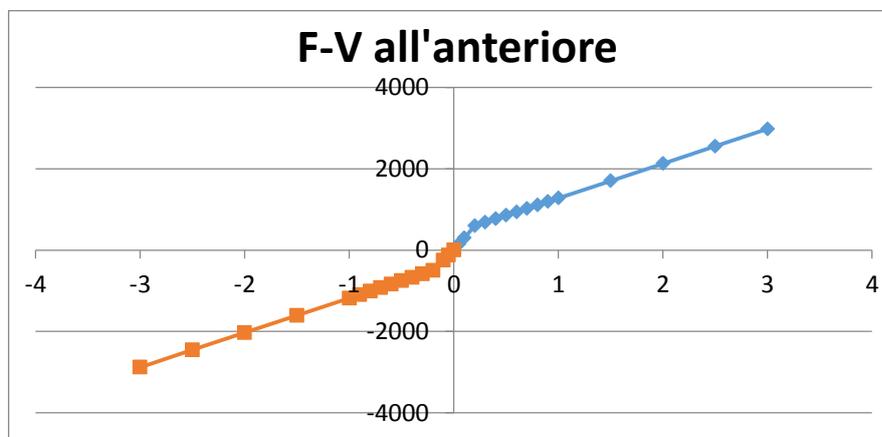


Figura 2.14 - Curva di smorzamento per la sospensione anteriore

SOSPENSIONE POSTERIORE			
<i>Rimbalzo</i>		<i>Compressione</i>	
<i>V [m/s]</i>	<i>F[N]</i>	<i>V [m/s]</i>	<i>F[N]</i>
0	0,0	0	0,0
0,05	125,0	-0,05	-75,0
0,1	250,0	-0,1	-150,0
0,2	500,0	-0,2	-300,0
0,3	575,0	-0,3	-375,0
0,4	650,0	-0,4	-450,0
0,5	725,0	-0,5	-525,0
0,6	800,0	-0,6	-600,0
0,7	875,0	-0,7	-675,0
0,8	950,0	-0,8	-750,0
0,9	1025,0	-0,9	-825,0
1	1100,0	-1	-900,0
1,5	1475,0	-1,5	-1275,0
2	1850,0	-2	-1650,0
2,5	2225,0	-2,5	-2025,0
3	2600,0	-3	-2400,0

Tabella 2.6 – Forze agenti sulla sospensione posteriore

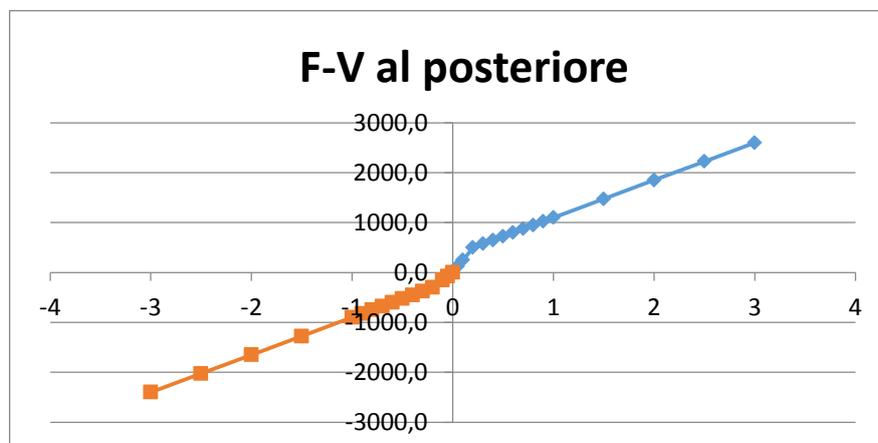


Figura 2.15 - Curva di smorzamento per la sospensione posteriore

CAPITOLO 3 - AMMORTIZZATORE ROTATIVO

3.1 Struttura dell'ammortizzatore rotativo

L'ammortizzatore rotativo è costituito da due pistoni che si muovono contemporaneamente, grazie all'azione di un meccanismo biella-manovella.

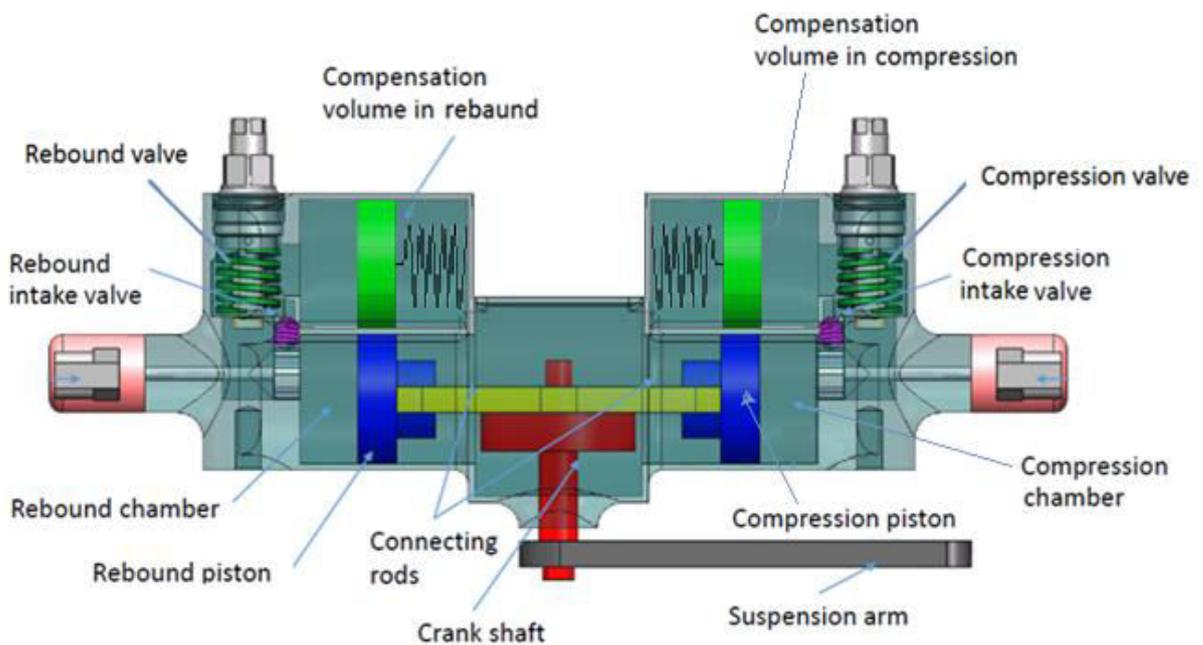


Figura 3. 1 – Ammortizzatore rotativo

Gli elementi che costituiscono questo tipo di ammortizzatore sono i seguenti:

- Camera di rimbalzo;
- Camera di compressione;
- Pistone di rimbalzo;
- Pistone di compressione;
- Valvola di rimbalzo;
- Valvola di compressione;
- Valvola di aspirazione lato rimbalzo;
- Valvola di aspirazione lato compressione;
- Accumulatore a molla lato rimbalzo;

- Accumulatore a molla lato compressione;
- Bielle;
- Manovella;
- Braccio di sospensione.

Nella posizione statica entrambi i pistoni si trovano al relativo centro corsa e il braccio di sospensione è disposto orizzontalmente. Quando la leva si abbassa, il pistone della camera di compressione si sposta verso destra e il fluido fluisce dalla camera di compressione al relativo serbatoio tramite la valvola di compressione; nel frattempo il pistone della camera di espansione permette il ritorno del fluido attraverso la relativa valvola di aspirazione. Quando la leva si alza, il pistone della camera di rimbalzo si sposta verso sinistra e il fluido fluisce dalla camera di rimbalzo al relativo serbatoio tramite la valvola di rimbalzo; nel frattempo il pistone della camera di compressione permette il ritorno del fluido attraverso la relativa valvola di aspirazione. Tutto questo avviene senza che vi sia uno scambio di fluido tra la camera di compressione e quella di rimbalzo.

3.2 Manovellismo di spinta

Il movimento dei pistoni avviene grazie alla presenza di una manovella e di due bielle che convertono il moto rotatorio in un moto rettilineo alternato. La manovella è un'asta con un'estremità vincolata a una struttura fissa tramite una cerniera e l'altra estremità è collegata alla biella; quest'ultima è un'asta collegata con due cerniere da un lato allo stantuffo e dall'altro alla manovella.

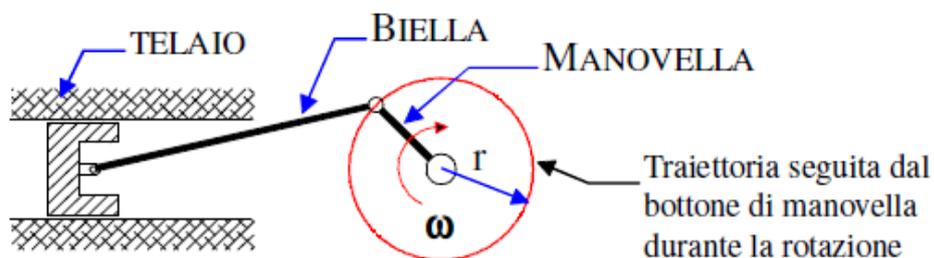


Figura 3. 2 – Manovellismo di spinta

Facendo ruotare la manovella, lo stantuffo si muoverà con velocità variabile, lungo una traiettoria rettilinea, tra due punti estremi chiamati “Punto morto superiore” (PMS) e

“Punto morto inferiore” (PMI). Questi punti sono chiamati morti, perché in essi è nulla la velocità dello stantuffo.

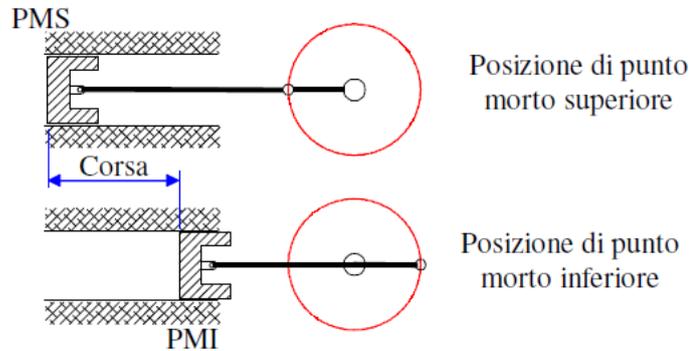


Figura 3. 3 – Punto morto superiore e punto morto inferiore

La distanza tra i due punti morti prende il nome di “Corsa”.

$$corsa = 2r \tag{3.1}$$

In cui r è il raggio di manovella.

Il manovellismo si dice “centrato” quando la congiungente i punti A e O coincide con la direzione dello spostamento dello stantuffo, “obliquo” o “decentrato” quando le due rette suddette non sono coincidenti.

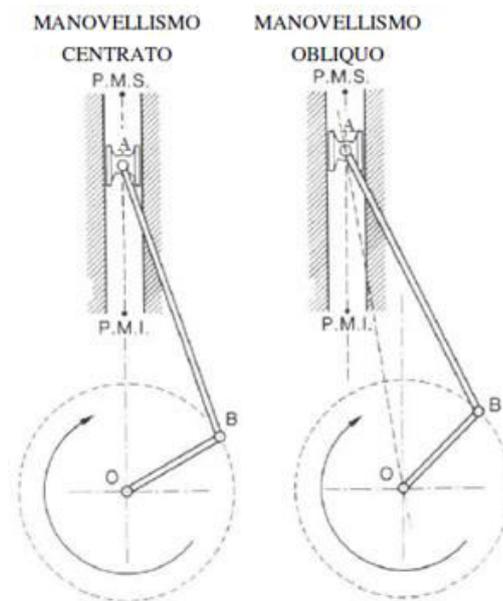


Figura 3. 4 – Manovellismo centrato e obliquo

Il punto A è il “Piede di biella”, il punto B è la “Testa di biella” se considerato appartenente alla biella, altrimenti prende il nome di “Bottone di manovella” se considerato appartenente alla manovella [10].

3.2.1 Cinematica del sistema

Lo studio cinematico è dedicato principalmente alla determinazione della velocità istantanea e dell’accelerazione istantanea dello stantuffo. Nell’immagine seguente si potranno osservare:

- l , lunghezza della biella, misurata in m;
- r , lunghezza della manovella, misurata in m;
- α , angolo al centro formato dalla manovella e dalla congiungente i punti O e A, misurato in radianti;
- β , angolo d’inclinazione della biella con la congiungente i punti O e A, misurato in radianti;
- s , spostamento generico del piede di biella, misurato a partire dalla posizione individuata al punto morto superiore (punto M).

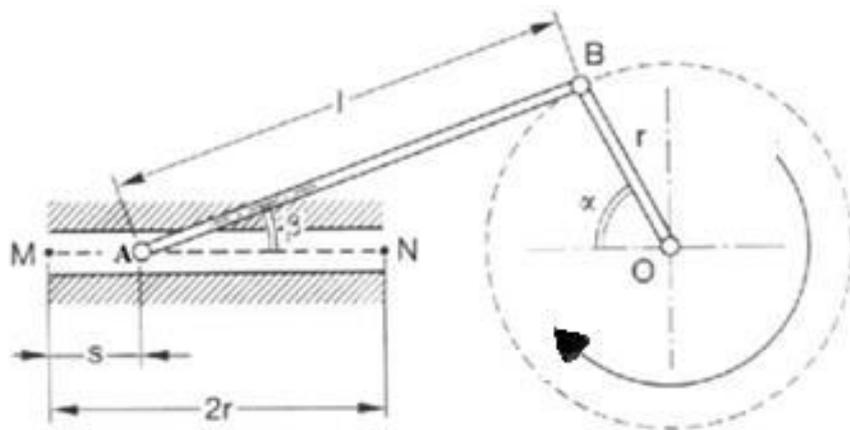


Figura 3. 5 – Studio cinematico del manovellismo di spinta

Ipotizzando che la velocità angolare della manovella rimanga costante nel tempo, si avrà che durante la rotazione della manovella, al trascorrere del tempo, i valori di α , β e s varieranno anch’essi nel tempo.

Il moto rotatorio continuo della biella viene trasformato in un moto rettilineo alternato dell'estremità A. Di seguito si può osservare la formula che permette di ricavare la velocità del punto A e l'immagine che mostra la direzione dei vari vettori velocità.

$$\vec{V}_A = \vec{V}_B + \vec{V}_{A/B} \quad (3.2)$$

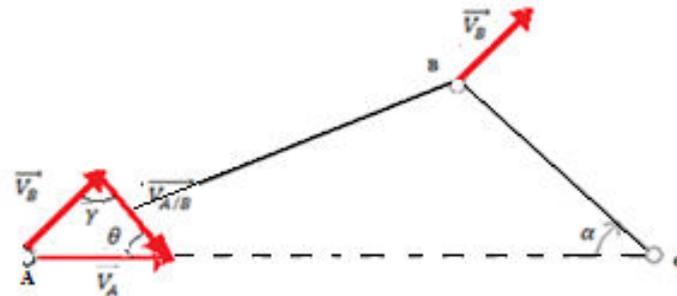


Figura 3. 6 – Vettori velocità

In queste condizioni per il punto B si potrà dire che:

- La velocità periferica è costante in modulo ed è $\vec{V}_B = \omega r$;
- La direzione varia, ed è sempre tangente alla circonferenza, inoltre è ortogonale a \overline{OB} ;
- Il verso è concorde con ω ;
- L'accelerazione tangenziale è nulla essendo costante il modulo della velocità;
- L'accelerazione centripeta è diversa da zero, perché varia la direzione della velocità; il suo modulo, costante, assume il valore $a_c = \vec{V}_B^2 / r$; la direzione è definita dalla congiungente i punti B e O; il verso è diretto verso il centro (punto O).

Per il punto A bisognerà considerare una situazione diversa, in particolare bisognerà determinare la legge di variazione dello spazio (indicato con s) percorso dal piede di biella, assumendo come origine degli spostamenti il punto morto superiore.

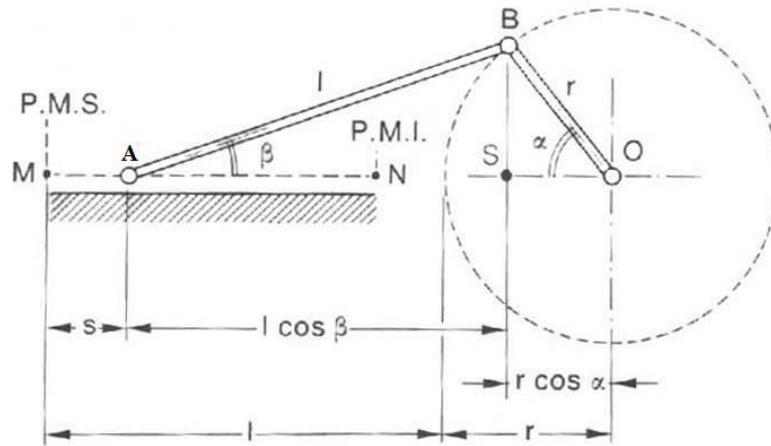


Figura 3. 7 – Spazio percorso dal piede di biella

Per una posizione generica si potranno scrivere le seguenti formule.

$$s = \overline{MA} = \overline{MO} - \overline{AO} \quad (3.3)$$

$$\overline{AO} = \overline{AS} + \overline{SO} = l \cos \beta + r \cos \alpha \quad (3.4)$$

In definitiva si avrà:

$$s = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha) = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta) = r(1 - \cos \alpha + \frac{l}{r} - \frac{l}{r} \cos \beta) \quad (3.5)$$

Per comodità l/r si può indicare con la lettera μ .

$$s = r(1 - \cos \alpha + \mu - \mu \cos \beta) \quad (3.6)$$

Gli angoli α e β non sono tra loro indipendenti, ma è possibile esprimerne uno in funzione dell'altro.

$$\overline{BS} = r \sin \alpha \quad (3.7)$$

$$\overline{BS} = l \sin \beta \quad (3.8)$$

Eguagliando le due espressioni si ottiene:

$$r \sin \alpha = l \sin \beta \quad (3.9)$$

$$\sin \beta = (r/l) \sin \alpha = \sin \alpha / \mu \quad (3.10)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha / \mu^2} = 1/\mu \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \alpha} \quad (3.11)$$

Quest'ultima espressione è stata sostituita all'interno della formula dello spostamento.

$$s = r(1 - \cos\alpha + \mu - \sqrt{\mu^2 - \sin^2\alpha}) \quad (3.12)$$

Poiché $\alpha = \omega t$, si avrà la formula successiva.

$$s = r(1 - \cos(\omega t) + \mu - \sqrt{\mu^2 - \sin^2(\omega t)}) \quad (3.13)$$

Derivando lo spazio rispetto al tempo, sarà possibile ottenere la velocità istantanea del piede di biella e osservare il suo andamento in funzione dell'angolo di manovella.

$$\vec{V}_A = \omega r [\sin(\omega t) + \sin(2\omega t) / (2\sqrt{\mu^2 - \sin^2(\omega t)})] \quad (3.14)$$

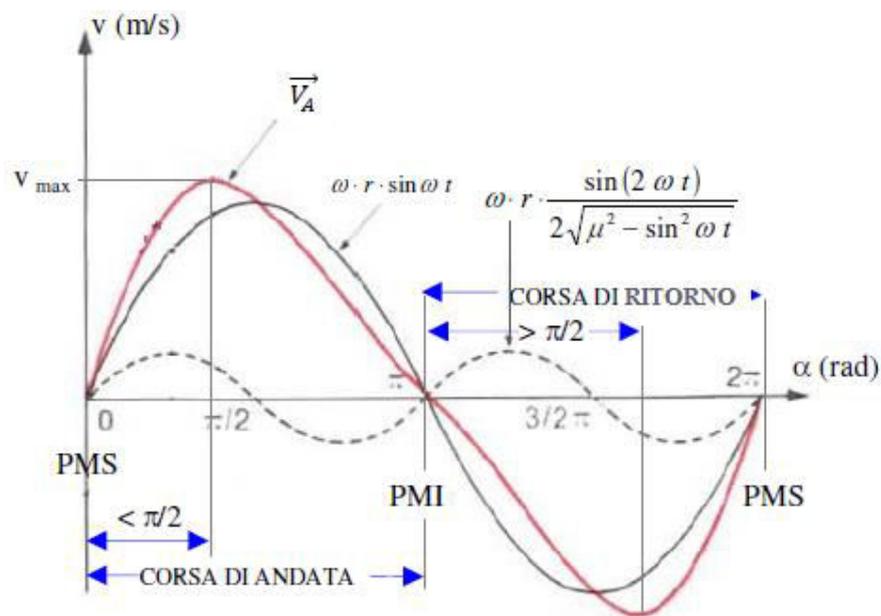


Figura 3. 8 – Andamento della velocità del piede di biella in funzione dell'angolo di manovella

Ogni valore della velocità è composto da due termini. Sommando punto per punto i valori delle ordinate dei due grafici si ottiene il valore istantaneo della velocità del piede di biella. Da notare che la velocità è massima, per un istante, in un punto che sta prima di metà della corsa, per la corsa di andata, e dopo metà della corsa per quella di ritorno, mentre è nulla, per un istante, nei punti morti [10].

La velocità $\vec{V}_{A/B}$ si può ottenere considerando che essa è ortogonale al segmento \overline{AB} e tenendo conto degli angoli θ e γ , osservabili nella figura 3.6.

$$\theta = \pi/2 - \beta \quad (3.15)$$

$$\gamma = \pi/2 - \theta + \alpha \quad (3.16)$$

$$\vec{V}_{A/B} = \vec{V}_A \sin(\pi/2 - \alpha) / \sin\gamma = \vec{V}_B \sin(\pi/2 - \alpha) / \sin\theta \quad (3.17)$$

3.2.2 Calcolo delle velocità

In seguito, è stato effettuato il calcolo della velocità angolare della manovella.

$$\omega = \frac{\dot{x}}{L} \quad (3.18)$$

In cui L rappresenta la lunghezza della leva di azionamento dell'ammortizzatore, la cui estremità è collegata alla sospensione. La sua lunghezza è pari alla distanza tra la cerniera O del manovellismo di spinta e il punto di attacco sulla sospensione; questa è stata imposta pari a 0.2 m .

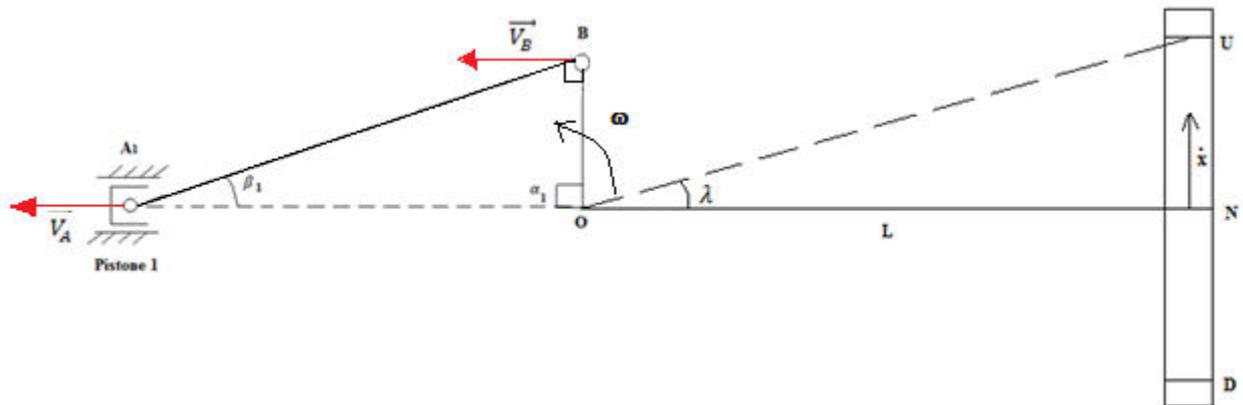


Figura 3.9 – Leva

In cui:

$$\overline{UN} = \overline{ND} = 0.08 \text{ m};$$

N rappresenta il punto in cui la manovella non è spostata rispetto alla condizione iniziale (il pistone si trova al suo centro corsa);

U rappresenta il punto in cui la manovella è spostata rispetto alla posizione iniziale (il pistone si trova vicino al fondo corsa in estensione);

D rappresenta il punto in cui la manovella è spostata rispetto alla posizione iniziale (il pistone si trova al fondo corsa in compressione);

L'angolo indicato nella figura con la lettera λ è stato calcolato come segue.

$$\lambda = \arctg \overline{ND} / L = 21,8^\circ \quad (3.19)$$

A seguito di ciò, in funzione della posizione della manovella, si hanno diverse configurazioni:

- $\alpha = 90^\circ$, manovella verticale. I pistoni si trovano in corrispondenza del relativo centro corsa e il volume di olio contenuto nella camera di compressione è uguale a quello contenuto nella camera di rimbalzo;

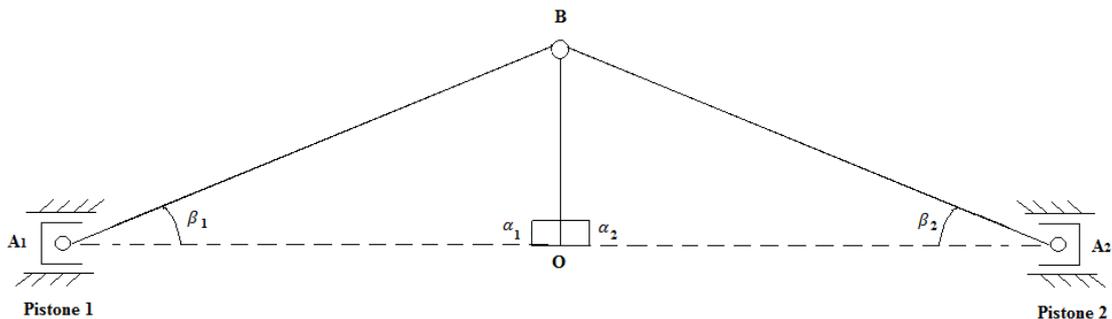


Figura 3. 10 – Manovellismo se $\alpha = 90^\circ$

- $\alpha < 90^\circ$ (riferito al pistone 1). Si ha la fase di rimbalzo, caratterizzata da un volume di olio maggiore nella camera di compressione.

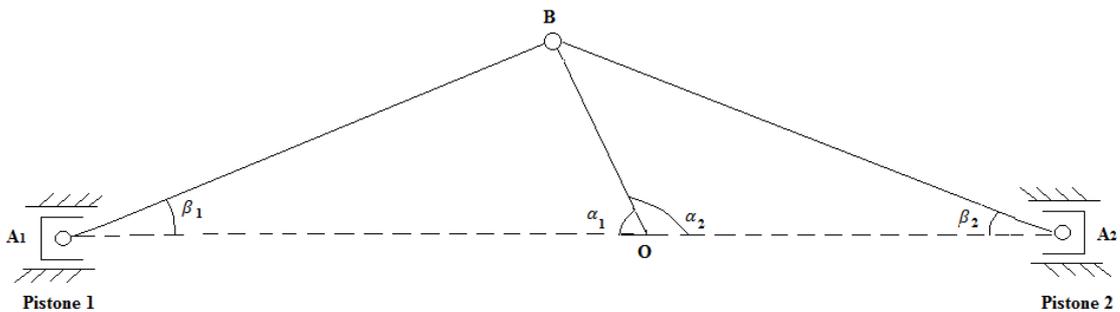


Figura 3. 11 – Manovellismo se $\alpha < 90^\circ$

In questo caso si ha $\alpha_1 = 90^\circ - \lambda = 68,19^\circ$;

- $\alpha > 90^\circ$, (riferito al pistone 1). Si ha la fase di compressione, caratterizzata da un volume di olio maggiore nella camera di rimbalzo.

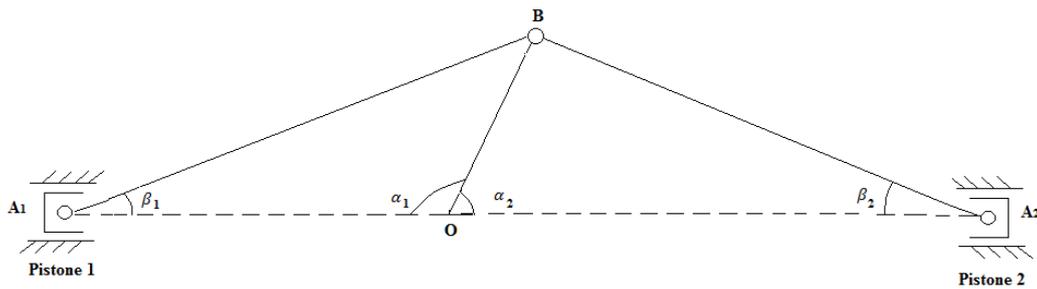


Figura 3. 12 – Manovellismo se $\alpha > 90^\circ$

In questo caso si ha $\alpha_1 = 90^\circ + \lambda = 111,8^\circ$;

Successivamente, è stata calcolata la velocità angolare della manovella in corrispondenza dei punti in cui la velocità della sospensione è massima e in corrispondenza del ginocchio, sia in rimbalzo che in compressione. Inoltre, in corrispondenza degli stessi punti, è stata calcolata anche la velocità del punto B, considerando $\vec{V}_B = \omega r$, con $r = \overline{OB} = 0.07m$.

$V, m/s$	$\omega, rad/s$	$\vec{V}_B, m/s$
-3	-15	-1.05
-0.2	-1	-0.07
0.2	1	0.07
3	15	1.05

Tabella 3. 1 – Velocità angolare e velocità del punto B

In seguito sono stati effettuati i calcoli per ricavare le velocità dei due pistoni, considerando $l = 0.15m$. Le formule, così ottenute, sono state implementate in Simulink. Si terrà conto, a inizio simulazione, della presenza di un “angolo di offset”; esso tiene conto di uno spostamento della manovella dalla posizione iniziale e del fatto che il pistone si trovi al fondo corsa del banco, all’avvio della simulazione. L’ampiezza del banco è stata considerata pari a $0.04 m$. In questo caso il volume di olio che si trova nella camera di compressione è di poco inferiore rispetto a quello contenuto nella camera di rimbalzo. La seguente immagine riporta l’angolo di offset ottenuto avendo uno spostamento relativo positivo, dunque considerando una maggior quantità di olio nella camera di compressione.

L'immagine sottostante mostra il sistema del primo ammortizzatore, con i relativi ingressi e uscite. Si hanno tre ingressi: h_{1_punto} , y_{1_punto} e x_{rel} .

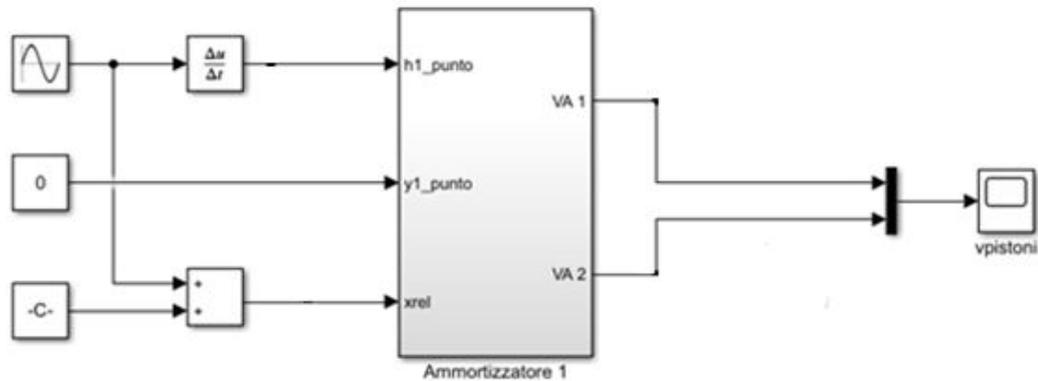


Figura 3. 14 – Ammortizzatore 1: ingressi e uscite

Inizialmente si considera un segnale sinusoidale che rappresenta l'ampiezza del banco prova, in seguito lo si deriva rispetto al tempo e si ottiene così il primo ingresso, che non è altro che la velocità del corpo, ovvero della massa sospesa. La velocità delle ruote si considera nulla, dunque si utilizza un blocchetto che rappresenta una costante alla quale si assegna il valore 0; questo non è altro che il secondo ingresso. Infine, si utilizza un altro blocco costante al quale viene assegnato il valore dello spostamento di offset, quest'ultimo si somma al segnale sinusoidale e si ottiene lo spostamento relativo della leva, ovvero il terzo ingresso. In uscita si hanno le velocità dei due pistoni che costituiscono l'ammortizzatore. La differenza tra il primo e il secondo ingresso è la velocità relativa, ricavabile anche derivando lo spostamento relativo.

$$v_{rel} = \dot{x}_{corpo} - \dot{x}_{ruote} = d(x_{rel})/dt = d(ampiezza\ banco)/dt \quad (3.27)$$

All'interno del sistema sono contenuti i blocchetti che rappresentano le formule delle velocità analizzate nel paragrafo precedente.

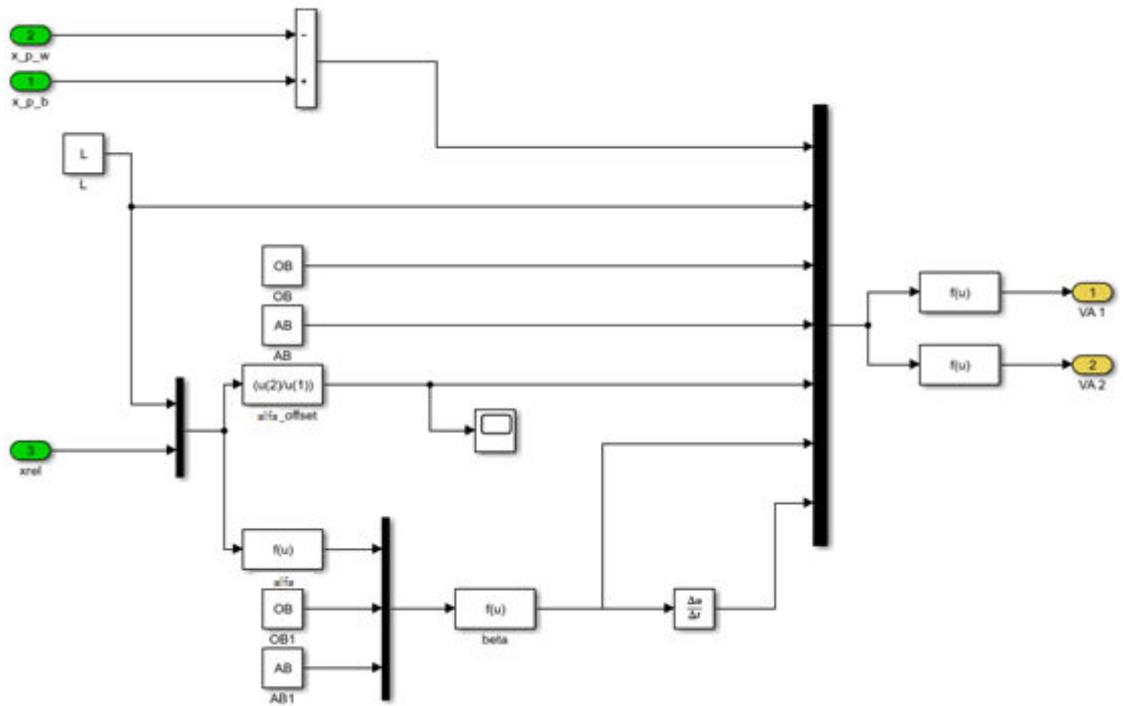


Figura 3. 15 – Equazioni delle velocità dei pistoni

CAPITOLO 4 - MODELLO IDRAULICO

4.1 Creazione del modello mediante SimHydraulics

All'interno dell'ambiente Simulink si trova il software SimHydraulics, che permette di creare modelli di sistemi idraulici. Un modello di ammortizzatore rotativo semplificato è riportato nell'immagine seguente.

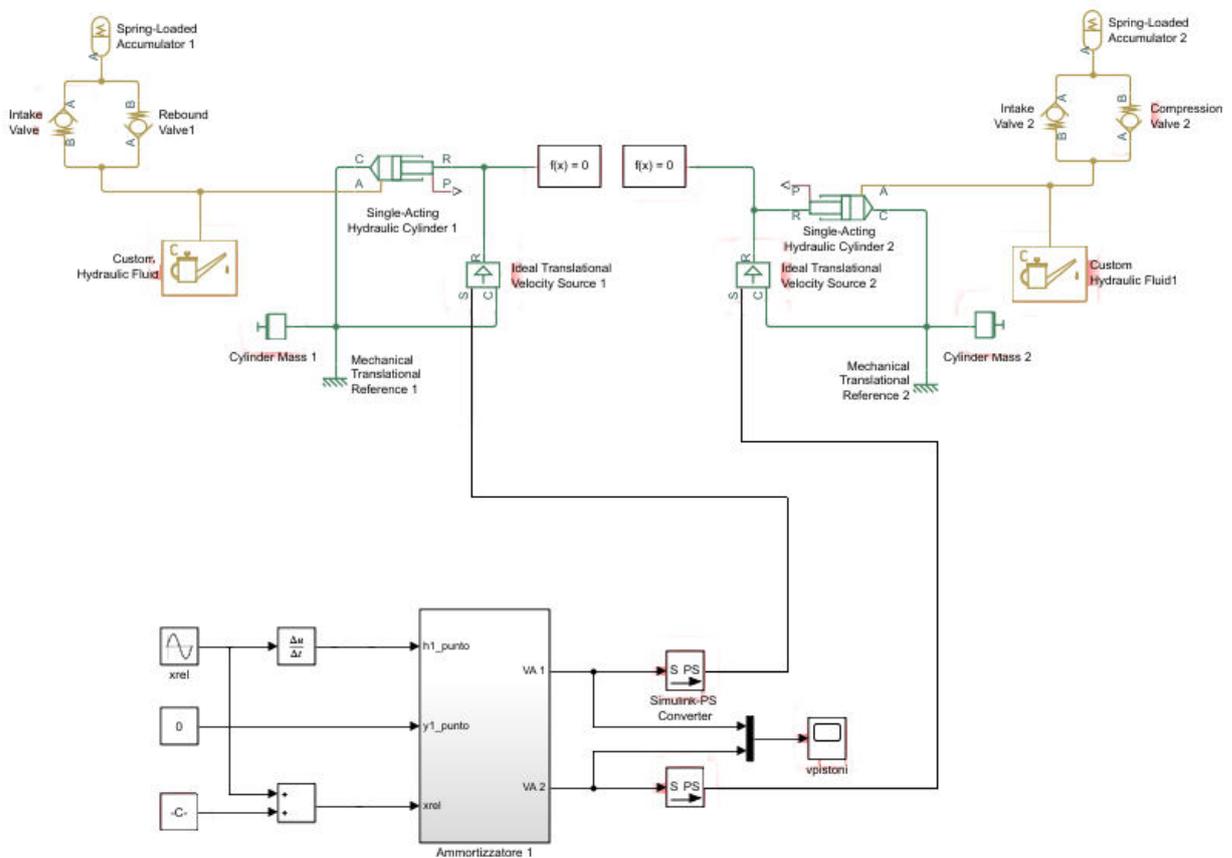


Figura 4. 1 – Modello idraulico

Per la realizzazione del modello, sono stati utilizzati i blocchetti riportati di seguito, sia per quanto riguarda la parte di ammortizzatore che effettua la compressione, che per quella che effettua il rimbalzo:

- Cilindro idraulico a singola azione, converte l'energia idraulica in energia meccanica sotto forma di movimento traslazionale. Il fluido idraulico pompato sotto pressione nella camera del cilindro costringe il pistone a muoversi ed

esercitare forza sulla faccia del pistone. La forza e il movimento sono trasferiti lungo una sola direzione.

- Due valvole di non ritorno, il cui scopo è quello di permettere il flusso in una direzione e bloccarlo nella direzione opposta; una rappresenta la valvola della fase in esame (compressione o rimbalzo), l'altra la valvola di aspirazione. La loro funzione è soprattutto quella di definire la taratura dell'ammortizzatore, regolando la variazione di pressione generata per un determinato quantitativo di flusso passante.
- Accumulatore a molla, costituito da una molla precaricata e da una camera fluida. Quando la pressione del fluido all'ingresso dell'accumulatore diventa maggiore della pressione di precarico, il fluido entra nell'accumulatore e comprime la molla, immagazzinando energia idraulica. Una diminuzione della pressione del fluido fa sì che la molla si decomprima e scarichi il fluido. Il moto della molla è limitato da due arresti rigidi che limitano l'espansione e la contrazione del volume del fluido.
- Custom hydraulic fluid, assegna le proprietà del fluido idraulico utilizzato, quali viscosità cinematica e densità.
- Massa del cilindro, pari a 2,5 kg.
- Riferimento traslazionale, viene utilizzato per impedire il movimento del sistema lungo la direzione rispetto alla quale viene applicato.
- Simulink PS converter, converte un segnale senza dimensione (proveniente dall'ambiente Simulink) a uno fisico. In questo caso il segnale da convertire è la velocità del pistone.
- Sorgente di velocità traslazionale ideale, riceve come input il segnale fisico della velocità del pistone e ha l'uscita connessa al cilindro idraulico.

Il sistema biella-manovella è stato simulato mediante il modello Simulink rappresentato nel capitolo precedente; ciò è stato fatto in quanto il relativo modello non è presente nella libreria di SimHydraulics.

In realtà il modello presenta diversi sensori:

- Sensore di forza, per misurare la forza agente sul singolo pistone;
- Sensore di movimento traslazionale, per misurare spostamento e velocità del pistone;

- Sensore della quantità di flusso, per misurare il flusso che fluisce attraverso le valvole;
- Sensore di pressione, per misurare la pressione ai capi del serbatoio e la variazione di pressione tra cilindro e valvole.

Osservando la sola parte di rimbalzo, il modello completo di sensori si presenta come nell'immagine seguente (analogamente per la parte di compressione).

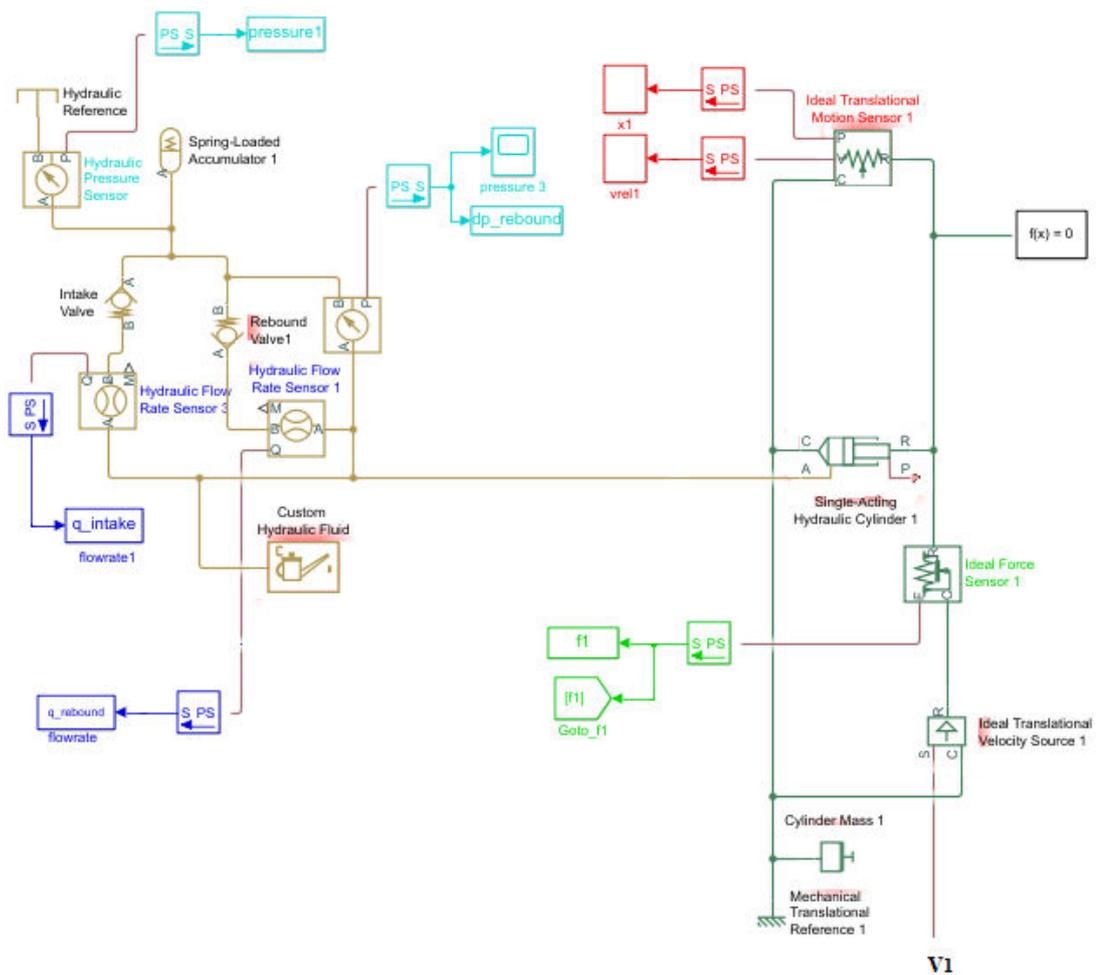


Figura 4. 2 – Parte di ammortizzatore che effettua il rimbalzo e relativi sensori

Nell'immagine si possono, inoltre, osservare:

- PS Simulink converter, converte un segnale fisico in uno senza dimensione;
- To workspace, ha come input un segnale che verrà poi trascritto nell'area di lavoro;

- Hydraulic Reference, rappresenta la connessione con la pressione atmosferica;
- Go to, rinvia il segnale da un'altra parte (usato insieme al blocco "From to").

4.1.1 Cilindro idraulico a singola azione

Il blocco del cilindro idraulico si presenta come nell'immagine seguente (riferita al pistone 1).

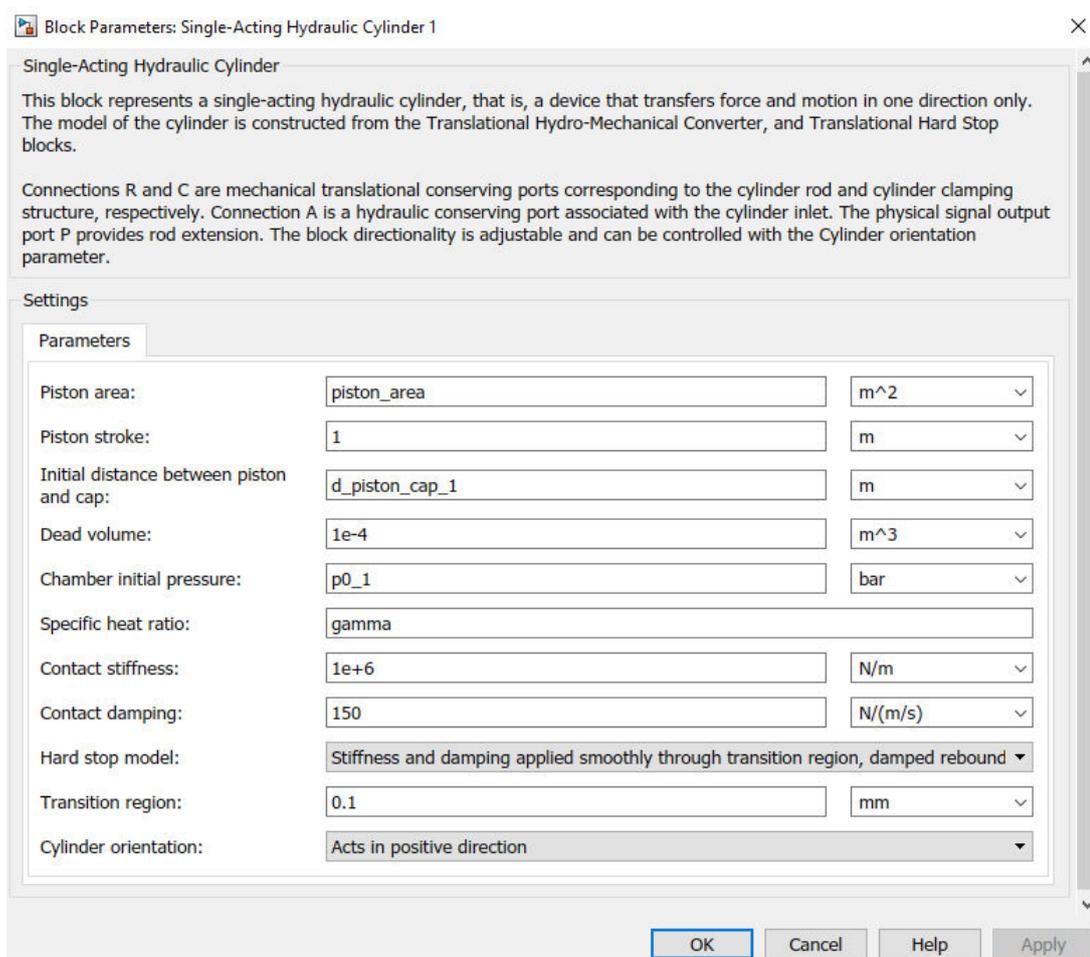


Figura 4. 3 – Cilindro idraulico a singola azione (lato rimbalzo)

Si richiede di inserire alcuni parametri, tra cui:

- Area del pistone;

$$Area\ pistone = \pi r^2 = \pi \overline{OB}^2 = 0,0013\ m^2 \quad (4.1)$$

- Corsa del pistone, imposta pari a 1 m;
- Distanza tra pistone e tappo all'inizio della simulazione;

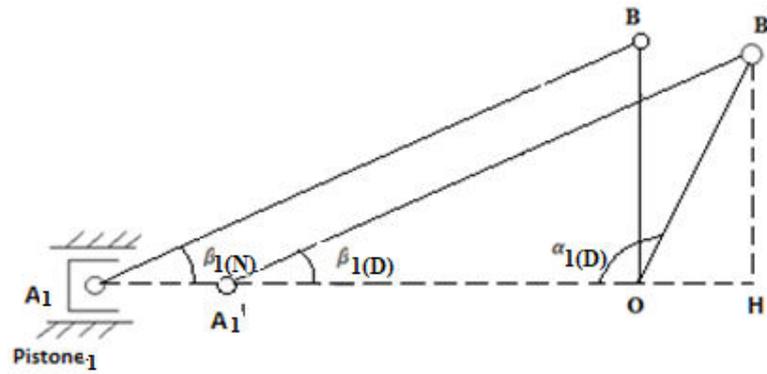


Figura 4. 4 – Distanza tra il pistone 1 quando è al centro corsa e quando è a inizio corsa

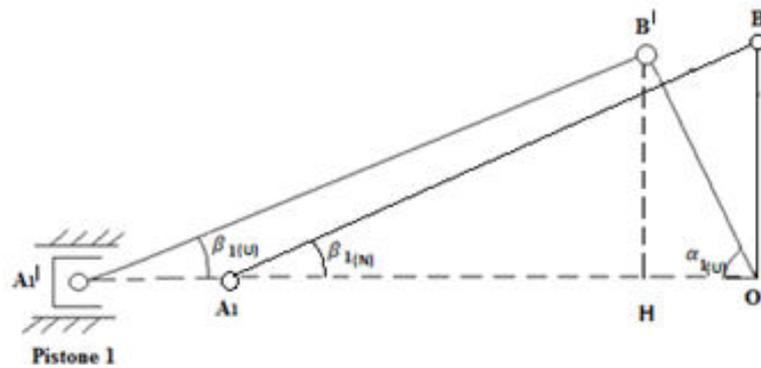


Figura 4. 5 – Distanza tra il pistone 1 quando è al centro corsa e quando è a fine corsa

$$d_{piston_cap_1} = V_{tot}/area\ pistone - \overline{A_1A'_1} + offset_1 \quad (4.2)$$

In cui:

V_{tot} è la capacità del cilindro; $V_{tot} = (\overline{A_1A'_1} + \overline{A'_1A_1})Area\ pistone$

$$\overline{A'_1A_1} = \overline{A'_1H} + \overline{HO} - \overline{A_1O} = \overline{A'_1B'}\cos\beta_{1(U)} + \overline{OB'}\cos\alpha_{1(U)} - \overline{A_1B}\cos\beta_{1(N)}$$

$$\overline{A_1A'_1} = \overline{OH} + \overline{A_1O} - \overline{A'_1H} = \overline{OB'}\cos\alpha_{1(D)} + \overline{A_1B}\cos\beta_{1(N)} - \overline{A'_1B'}\cos\beta_{1(D)}$$

- Volume morto, volume di fluido che rimane nella camera quando il pistone è al fondo corsa;
- Pressione iniziale della camera, calcolata tenendo conto che la molla ha una caratteristica lineare;

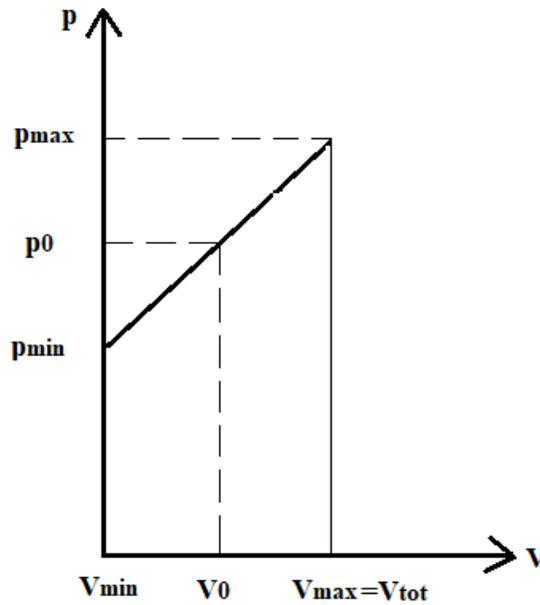


Figura 4. 6 – Caratteristica lineare della molla

$$p_{0,1} = p_{min}/V_{tot} * V_{0,1} + p_{min} \tag{4.3}$$

In cui $V_{0,1}$ è il volume di olio che si ha nel serbatoio all'avvio della simulazione:

$$V_{0,1} = (\overline{A_1 A_1'} - offset_1) Area\ pistone$$

- Calore specifico del gas, la quantità di calore necessaria per innalzare o diminuire la temperatura di una unità di massa di 1 K.

Per il pistone 2 sono state considerate le seguenti figure e le formule successive.

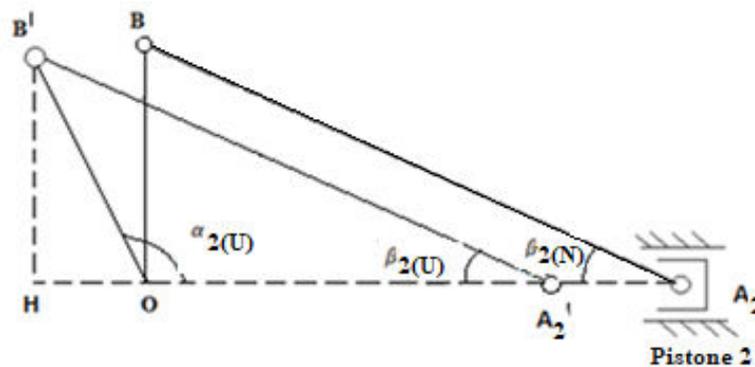


Figura 4. 7 – Distanza tra il pistone 2 quando è al centro corsa e quando è a inizio corsa

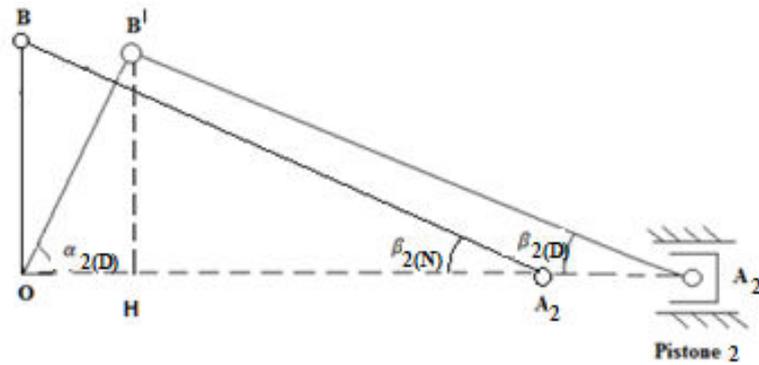


Figura 4. 8 – Distanza tra il pistone 2 quando è al centro corsa e quando è a fine corsa

$$d_{piston_cap_2} = V_{tot}/area\ pistone - \overline{A_2A'_2} - offset_2 \quad (4.4)$$

In cui:

V_{tot} è la capacità del cilindro; $V_{tot} = (\overline{A_2A'_2} + \overline{A'_2A_2})Area\ pistone$

$$\overline{A'_2A_2} = \overline{HO} + \overline{OA_2} - \overline{HA'_2} = \overline{A_1A'_1}$$

$$\overline{A_2A'_2} = \overline{OH} + \overline{HA'_2} - \overline{OA_2} = \overline{A_1A'_1}$$

$$p_{0,2} = p_{min}/V_{tot} * V_{0,2} + p_{min} \quad (4.5)$$

$$V_{0,2} = (\overline{A_2A'_2} + offset_2)Area\ pistone \quad (4.6)$$

4.1.2 Valvola di non ritorno

Si hanno quattro valvole di non ritorno, due lato rimbalzo e due lato compressione. Per quanto riguarda il lato rimbalzo si avrà la valvola di rimbalzo e la valvola di aspirazione. Il blocco della valvola di rimbalzo si presenta come nell'immagine seguente.

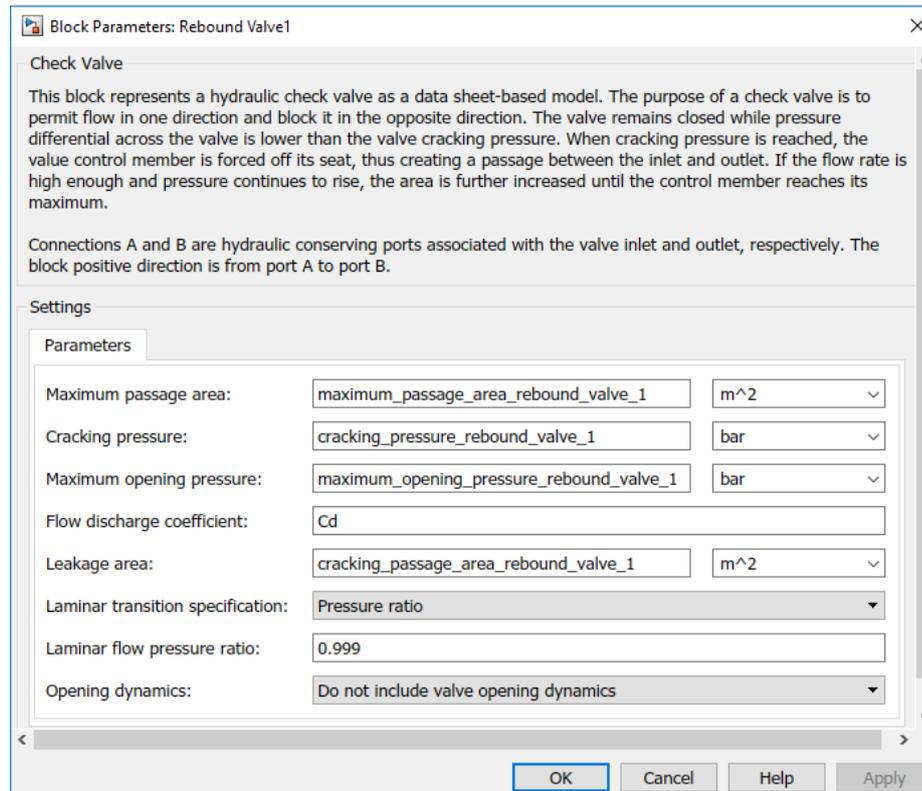


Figura 4. 9 – Valvola di rimbalzo

Si richiede l’inserimento dei seguenti parametri:

- Massima area di passaggio, si ha in corrispondenza della massima velocità;

$$Area_{max,rimbalzo} = \sqrt{\frac{1}{2} \rho_{olio} / p_{alta,rimbalzo}} q_{alta,rimbalzo} / C_d \quad (4.7)$$

In cui C_d è un coefficiente di portata del flusso che caratterizza la capacità della valvola, è pari a 0,7.

Prima di analizzare i termini presenti all’interno della formula, si dovranno ricavare le forze agenti sui pistoni, avendo le forze agenti sulle sospensioni (ricavate nel secondo capitolo, considerando l’ammortizzatore bitubo). L’immagine seguente fa riferimento al pistone 1 nel caso in cui esso si trovi al centro corsa.

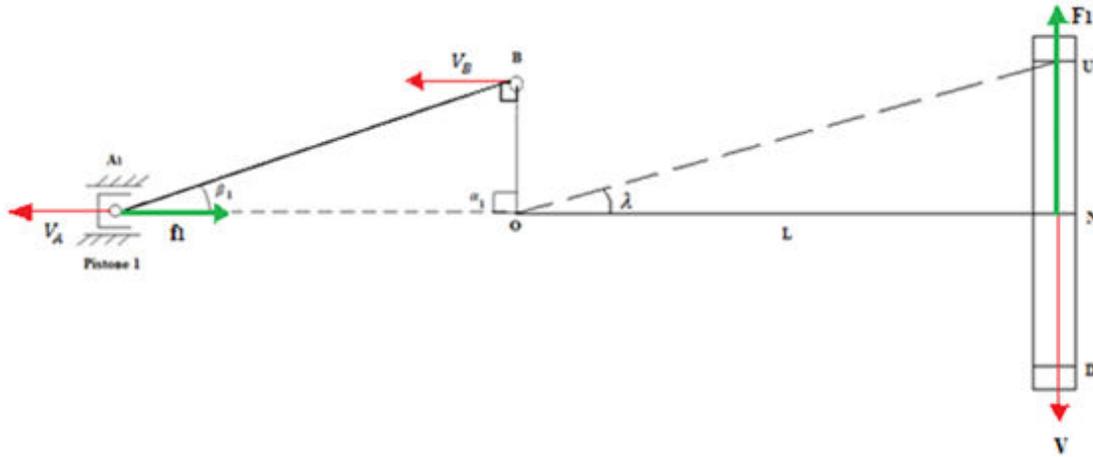


Figura 4. 10 – Forza agente sul pistone e forza agente sulla sospensione

$$f = FL/\overline{OB} \quad (4.8)$$

Dunque, i termini presenti nella formula del calcolo dell'area massima in condizione di rimbalzo sono:

$p_{alta,rimbalzo}$ è la pressione che si ha in corrispondenza della massima velocità in rimbalzo;

$$p_{alta,rimbalzo} = f_{alta,rimbalzo}/Area\ pistone$$

$q_{alta,rimbalzo}$ è il flusso che si ha nelle medesime condizioni;

$$q_{alta,rimbalzo} = V_{pistone1} \cdot Area\ pistone$$

$$V_{pistone1} = \overline{OB} \sin(\pi/2)\omega(1 + \overline{OB}\cos(\pi/2)/\sqrt{AB^2 - (\overline{OB}\sin(\pi/2))^2})$$

- Pressione di cracking, pressione che si ha in corrispondenza del ginocchio quando la valvola inizia ad aprirsi;

$$p_{cracking,rimbalzo} = f_{ginocchio,rimbalzo}/Area\ pistone \quad (4.9)$$

- Massima pressione di apertura, si ha in corrispondenza della massima velocità quando la valvola è completamente aperta;

$$p_{max,rimbalzo} = f_{alta,rimbalzo}/Area\ pistone \quad (4.10)$$

- Leakage area, l'area che si ha in corrispondenza del ginocchio, quando la valvola è chiusa ma ci sono delle perdite;

$$Area_{cracking,rimbalzo} = \sqrt{\frac{1}{2}\rho_{olio}/p_{ginocchio,rimbalzo} q_{ginocchio,rimbalzo}/C_d} \quad (4.11)$$

L'immagine seguente permette di osservare le aree e le pressioni appena ricavate. La valvola rimane chiusa finché la pressione è minore della pressione di cracking. Una volta raggiunto questo valore di pressione, la valvola si apre e l'area di passaggio aumenta con la pressione, fino a raggiungere il valore massimo.

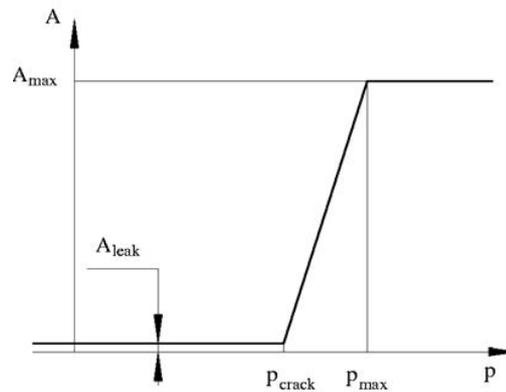


Figura 4.11 – Diagramma area - pressione

Per quanto riguarda la valvola di aspirazione si hanno le seguenti formule, sia dal lato di ammortizzatore che effettua il rimbalzo che dal lato che effettua la compressione.

$$Area_{max,aspirazione} = \sqrt{\frac{1}{2} \rho_{olio} / p_{max,aspirazione} q_{alta,compressione} / C_d} \quad (4.12)$$

$$p_{cracking,aspirazione} = 0,01 \text{ bar} \quad (4.13)$$

$$p_{max,aspirazione} = 2 p_{cracking,aspirazione} = 0,02 \text{ bar} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} Area_{cracking,aspirazione} &= \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} \rho_{olio} / p_{cracking,aspirazione} q_{ginocchio,compressione} / C_d} \quad (4.15) \end{aligned}$$

Per quanto riguarda la valvola di compressione si hanno le seguenti formule.

$$Area_{max,compressione} = \sqrt{\frac{1}{2} \rho_{olio} / p_{alta,compressione} q_{alta,compressione} / C_d} \quad (4.16)$$

In cui:

$p_{alta,compressione}$ è la pressione che si ha in corrispondenza della massima velocità in compressione; $p_{alta,compressione} = f_{alta,compressione} / Area \text{ pistone}$

$q_{alta,compressione}$ è il flusso che si ha nelle medesime condizioni; $q_{alta,compressione} = V_{pistone1} \cdot Area\ pistone$

$$p_{cracking,compressione} = f_{ginocchio,compressione} / Area\ pistone \quad (4.17)$$

$$p_{alta,compressione} = f_{alta,compressione} / Area\ pistone \quad (4.18)$$

$$Area_{cracking,compressione} = \sqrt{\frac{1}{2} \rho_{olio} / p_{ginocchio,compressione} q_{ginocchio,compressione} / C_d} \quad (4.19)$$

4.1.3 Accumulatore a molla

Il blocco dell'accumulatore a molla lato rimbalzo si presenta come nell'immagine seguente.

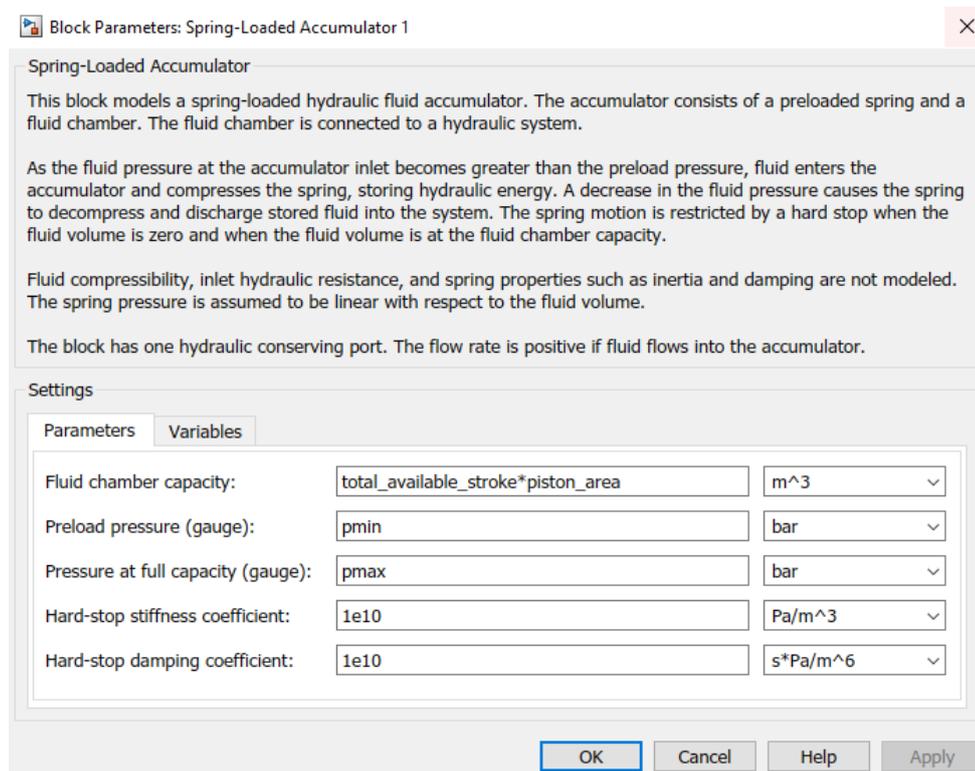


Figura 4. 12 – Accumulatore a molla lato rimbalzo

Si richiedono i seguenti parametri:

- Capacità della camera, quantità di fluido che può essere contenuto nell'accumulatore;

$$V_{tot} = (\overline{A_1 A'_1} + \overline{A'_1 A_1}) Area\ pistone \quad (4.20)$$

- Pressione di precarico, quando la camera non contiene fluido, pari a 1 bar;
- Pressione alla massima capacità, quando la camera contiene tutto il fluido, pari a 2 bar.

Per quanto riguarda l'accumulatore lato compressione si ha la seguente formula.

$$V_{tot} = (\overline{A_2 A'_2} + \overline{A'_2 A_2}) Area\ pistone \quad (4.21)$$

4.2 Calcolo delle forze agenti sull'ammortizzatore

La forza agente sul singolo pistone è stata utilizzata per ricavare la forza agente sull'ammortizzatore. Le relative formule sono state implementate nel modello come si può osservare nell'immagine seguente.

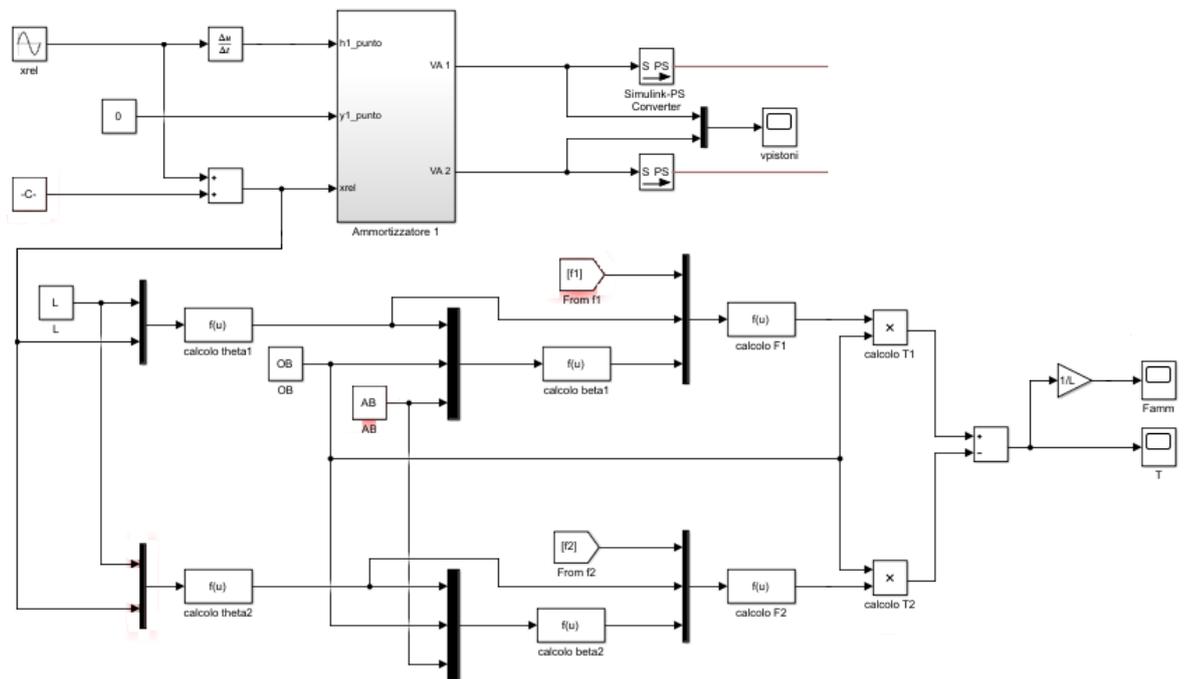


Figura 4. 13 – Calcolo delle forze agenti sulle sospensioni

Inizialmente sono stati calcolati $\alpha_{1(offset)}$ e $\alpha_{2(offset)}$ avendo lo spostamento relativo.

$$\alpha_{1(offset)} = 90^\circ - x_{rel}/L = 90^\circ - \alpha_{(offset)} \quad (4.22)$$

$$\alpha_{2(offset)} = 90^\circ + x_{rel}/L = 90^\circ + \alpha_{(offset)} \quad (4.23)$$

Successivamente, si è proceduto con il calcolo di $\beta_{1(offset)}$ e $\beta_{2(offset)}$ (che risultano uguali tra loro).

$$\beta_{1(offset)} = \arcsen(\overline{OB} \text{sen} \alpha_{1(offset)} / \overline{AB}) \quad (4.24)$$

$$\beta_{2(offset)} = \arcsen(\overline{OB} \text{sen} \alpha_{2(offset)} / \overline{AB}) \quad (4.25)$$

In seguito, sono state calcolate le forze agenti nel punto B del manovellismo di spinta. Considerando il pistone 1 al fondo corsa si ha la seguente formula.

$$F_{1B} = \frac{f_1}{\cos \beta_1} \cos(\pi/2 - \beta_1 - \alpha_1) \quad (4.26)$$

In cui:

$$\beta_1 = \beta_{(offset)}$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1(offset)}$$

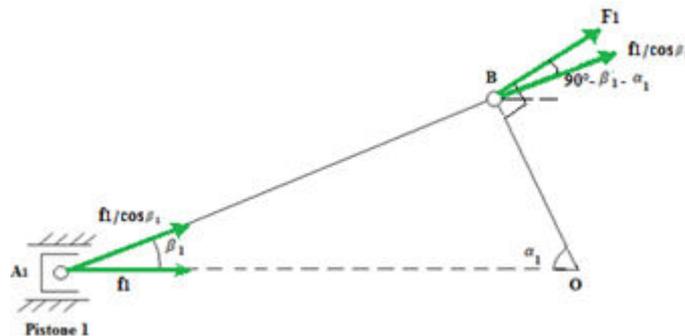


Figura 4. 14 – Forza agente in B se il pistone 1 è al fondo corsa

Considerando il pistone 2 a inizio corsa si ha la seguente formula.

$$F_{2B} = \frac{f_2}{\cos \beta_2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_2 + \beta_2\right) \quad (4.27)$$

In cui:

$$\beta_2 = \beta_{(offset)}$$

$$\alpha_2 = \alpha_{2(offset)}$$

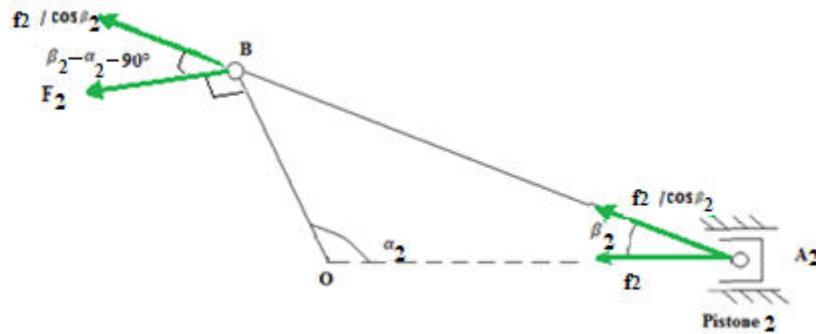


Figura 4. 15 – Forza agente in B se il pistone 2 è a inizio corsa

Avendo le forze agenti nel punto B, di entrambi i pistoni, è stato effettuato il calcolo per ricavare le coppie.

$$T_1 = F_1 \overline{OB} \quad (4.28)$$

$$T_2 = F_2 \overline{OB} \quad (4.29)$$

Successivamente è stata calcolata la coppia complessiva, agente su tutto l'ammortizzatore.

$$T = T_1 + T_2 \quad (4.30)$$

In tal modo, considerando la lunghezza L, è stato possibile ricavare la forza agente sull'ammortizzatore.

$$F = T/L \quad (4.31)$$

CAPITOLO 5 - SIMULAZIONI E RISULTATI OTTENUTI

5.1 Prova al banco

È stato simulato un test al banco considerando diversi profili sinusoidali con velocità massima assegnata e corsa totale fissa, pari all'ampiezza del banco prova. I valori di velocità assegnati sono i seguenti:

- 0,13 m/s;
- 0,15 m/s;
- 0,18 m/s;
- 0,2 m/s;
- 0,25 m/s;
- 0,3 m/s;
- 0,4 m/s;
- 0,6 m/s;
- 0,8 m/s;
- 1 m/s;
- 1,4 m/s;
- 1,6 m/s;
- 2 m/s;
- 3 m/s.

In tal modo, sono stati ricavati i diagrammi forza – velocità riportati di seguito; il primo è relativo alla sospensione anteriore, il secondo a quella posteriore.

Entrambi mostrano come vi sia una buona corrispondenza tra l'andamento della curva di smorzamento dell'ammortizzatore bitubo, che non è altro che il target da raggiungere (curva rossa), e quello della curva dell'ammortizzatore rotativo ricavata punto per punto (curva nera). I puntini azzurri indicano l'andamento della curva di smorzamento per l'ammortizzatore rotativo ricavata mediante il modello idraulico su tutta la corsa.

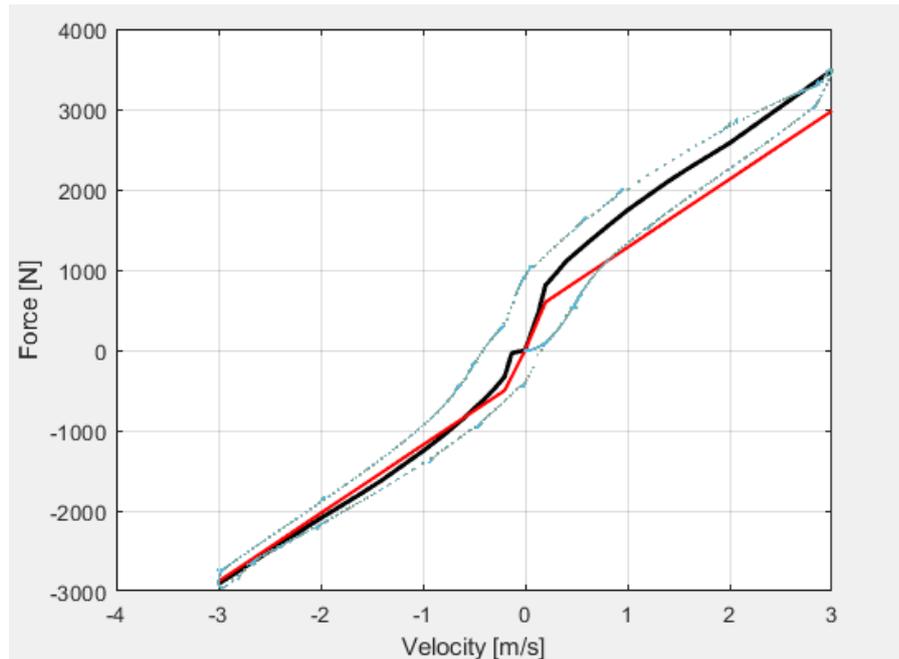


Figura 5. 1 – Grafico forza - velocità all'anteriore

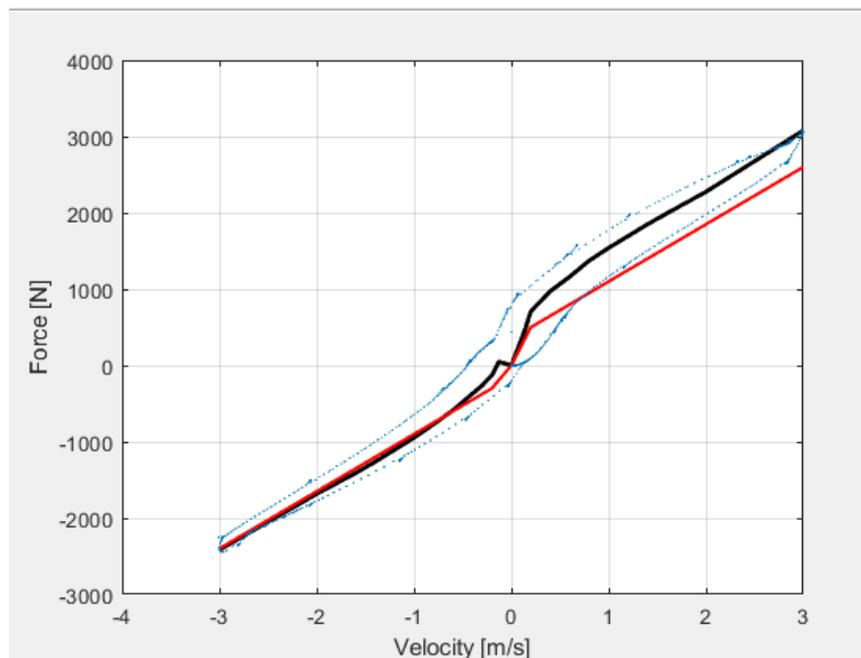


Figura 5. 2 – Grafico forza - velocità al posteriore

Come si può osservare, si ha una buona corrispondenza tra i due andamenti. In particolare, durante la compressione le due curve risultano quasi sovrapposte.

In base a ciò sono stati ricavati i grafici che riportano, in funzione del tempo, i seguenti parametri (prima in rimbalzo e poi in compressione):

- Pressione ai capi del serbatoio; all'inizio il pistone di rimbalzo si sposta verso destra e la pressione ai capi del serbatoio aumenta; anche il pistone di compressione si sposta verso destra, ma in questo caso la pressione diminuisce.

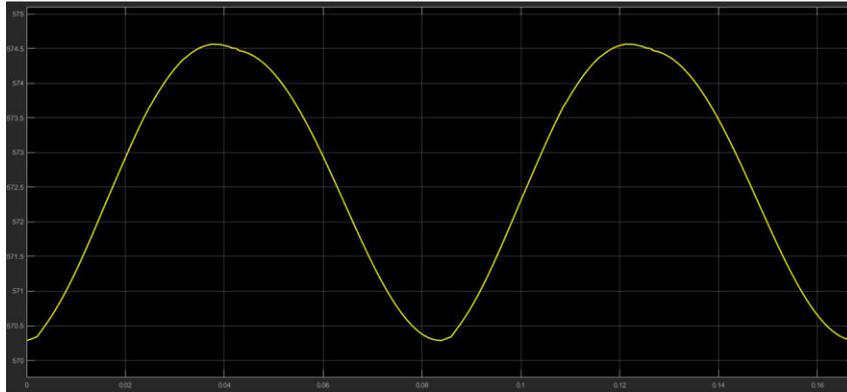


Figura 5. 3 – Pressione ai capi del serbatoio, lato rimbalzo, sospensione anteriore

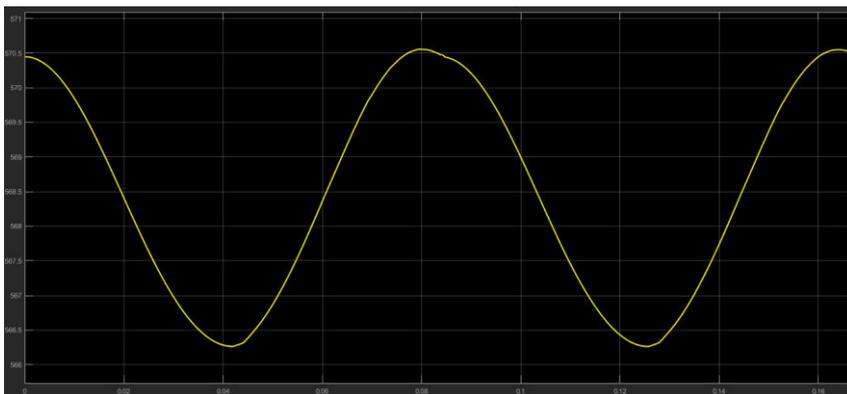


Figura 5. 4 – Pressione ai capi del serbatoio, lato compressione, sospensione anteriore

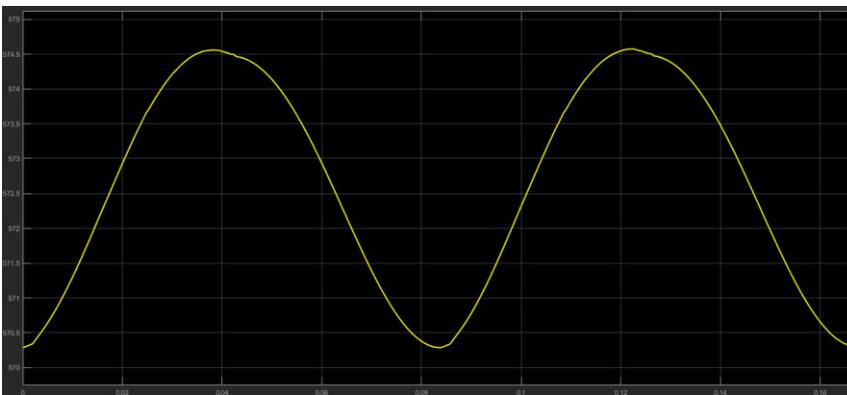


Figura 5. 5 – Pressione ai capi del serbatoio, lato rimbalzo, sospensione posteriore

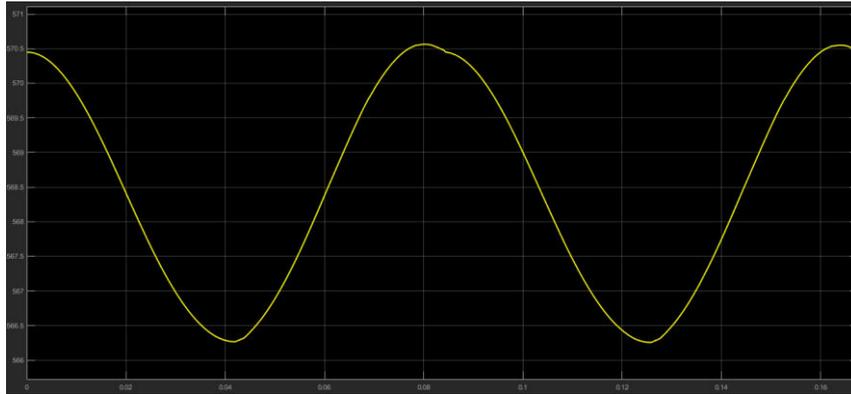


Figura 5. 6 – Pressione ai capi del serbatoio, lato compressione, sospensione posteriore

- Variazione di pressione tra cilindro e valvole; per il pistone di rimbalzo la pressione aumenta nel primo tratto, per poi diminuire quando si sposta verso sinistra. Per il pistone di compressione l'andamento della variazione di pressione è il contrario.

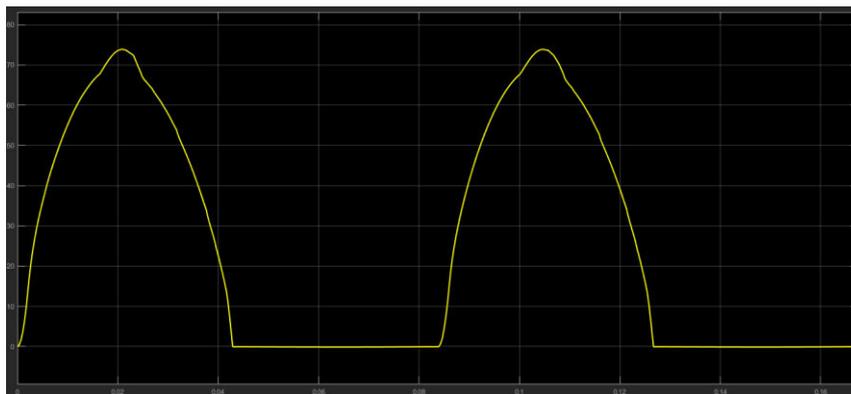


Figura 5. 7 – Variazione di pressione tra cilindro e valvole, lato rimbalzo, sosp. anteriore

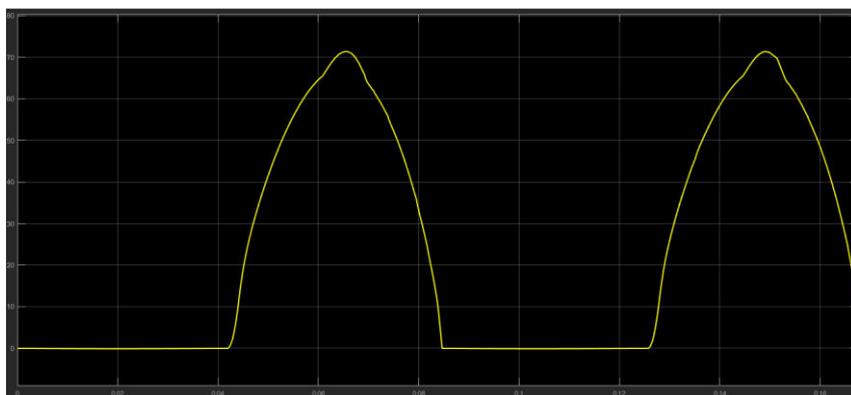


Figura 5. 8 – Variazione di pressione tra cilindro e valvole, lato compressione, sosp. anteriore

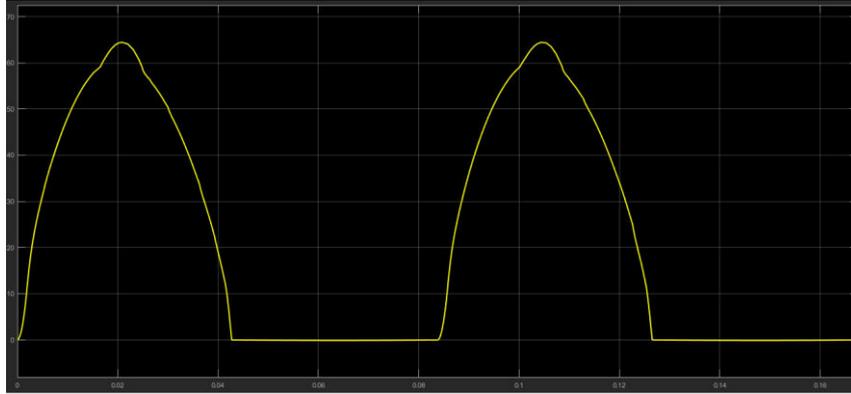


Figura 5. 9 – Variazione di pressione tra cilindro e valvole, lato rimbalzo, sosp. posteriore

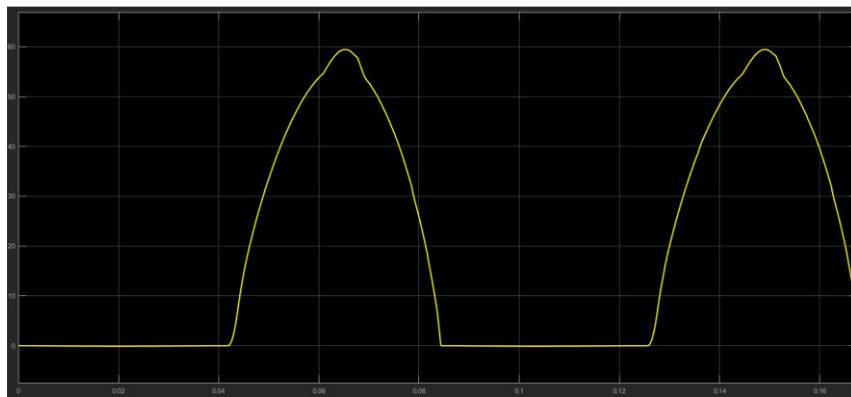


Figura 5. 10 – Variazione di pressione tra cilindro e valvole, lato compressione, sosp. posteriore

- Velocità relativa del pistone; il pistone di rimbalzo inizierà il suo movimento spostandosi verso destra, dunque la velocità dal valore nullo raggiungerà un valore negativo; il pistone di compressione avrà invece una velocità positiva.

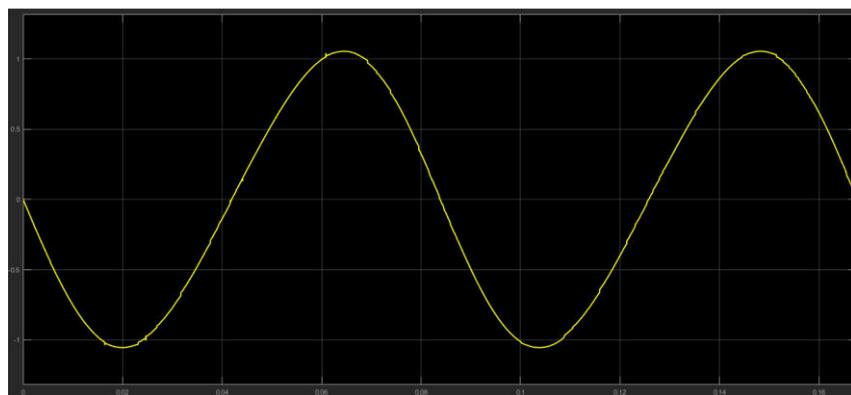


Figura 5. 11 – Velocità del pistone, lato rimbalzo, sospensione anteriore



Figura 5. 12 – Velocità del pistone, lato compressione, sospensione anteriore



Figura 5. 13 – Velocità del pistone, lato rimbalzo, sospensione posteriore

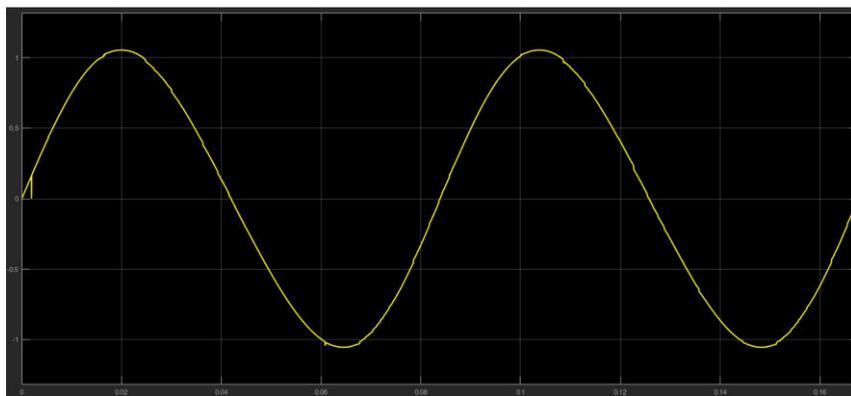


Figura 5. 14 – Velocità pistone, lato compressione, sospensione posteriore

- Flusso che fluisce tra cilindro e valvola; la curva in azzurro rappresenta il flusso che fluisce attraverso la valvola di aspirazione lato rimbalzo, quella gialla rappresenta il flusso che fluisce attraverso la valvola di rimbalzo; a inizio simulazione vi sarà una quantità di olio che fluirà attraverso la valvola di aspirazione; quando il pistone si

sposta verso sinistra si ha il caso contrario, ovvero un certo quantitativo di olio fluisce attraverso la valvola di rimbalzo per arrivare alla relativa camera, dunque la direzione di questo flusso sarà contraria rispetto al precedente, ecco perché la curva gialla dal valore nullo raggiunge valori negativi.

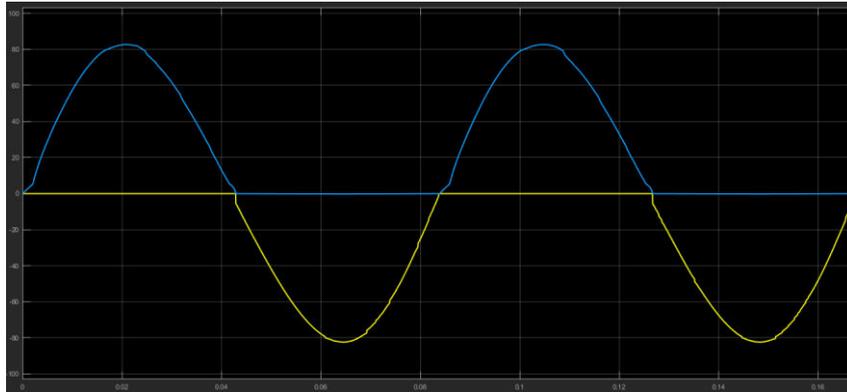


Figura 5. 15 – Flusso che fluisce tra cilindro e valvole, lato rimbalzo, sospensione anteriore

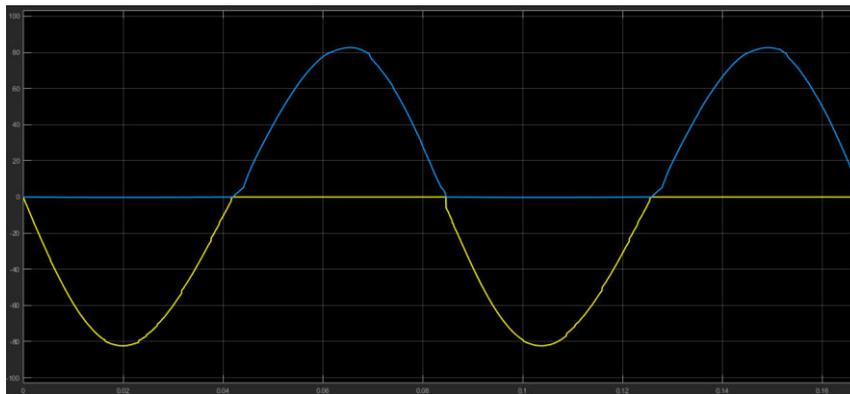


Figura 5. 16 - Flusso che fluisce tra cilindro e valvole, lato compressione, sosp. anteriore

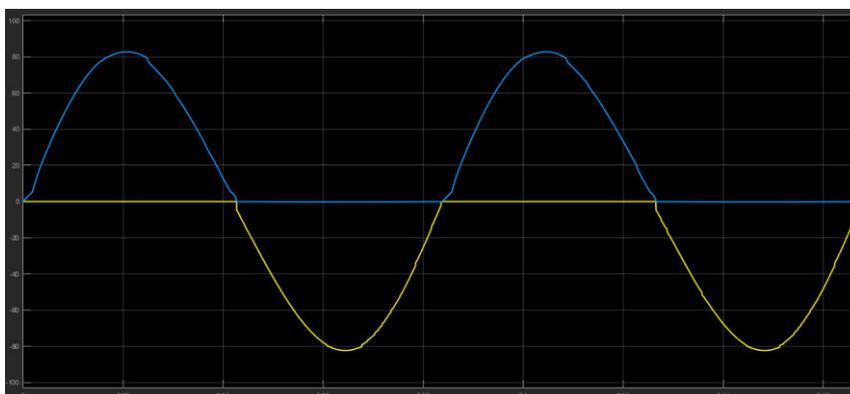


Figura 5. 17 – Flusso che fluisce tra cilindro e valvole, lato rimbalzo, sospensione posteriore

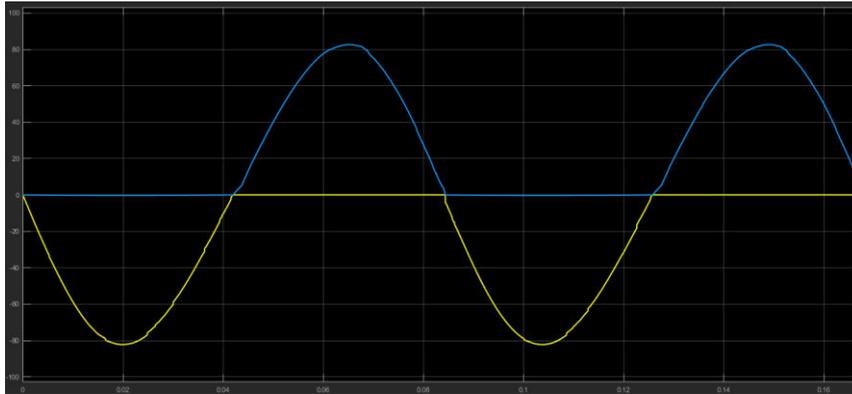


Figura 5. 18 – Flusso che fluisce tra cilindro e valvole, lato compressione, sosp. posteriore

- Forza agente sul singolo pistone, per convenzione è stata definita positiva verso destra per il pistone di rimbalzo e positiva verso sinistra per quello di compressione. Dunque, all’inizio della simulazione, poiché il pistone di rimbalzo si sposta verso destra, la forza è positiva e aumenta come mostrato nella figura sottostante. Per il pistone di compressione si avrà esattamente la situazione contraria. Le zone con valore della forza quasi costante si hanno poiché in quel determinato istante di tempo il pistone in esame non sta lavorando.

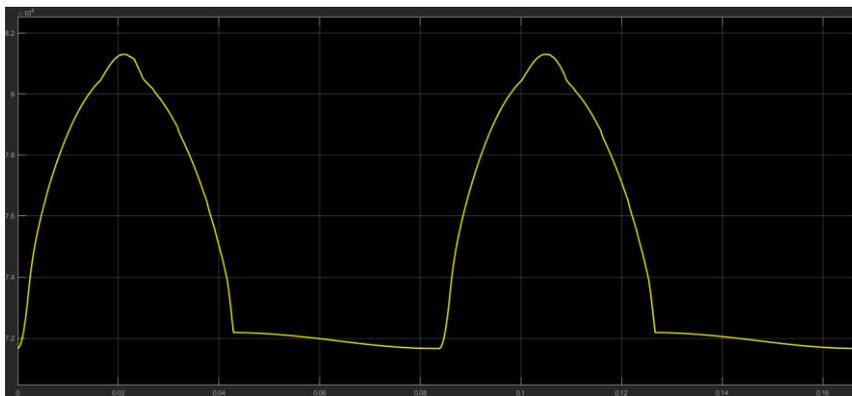


Figura 5. 19 – Forza agente sul pistone, lato rimbalzo, sospensione anteriore

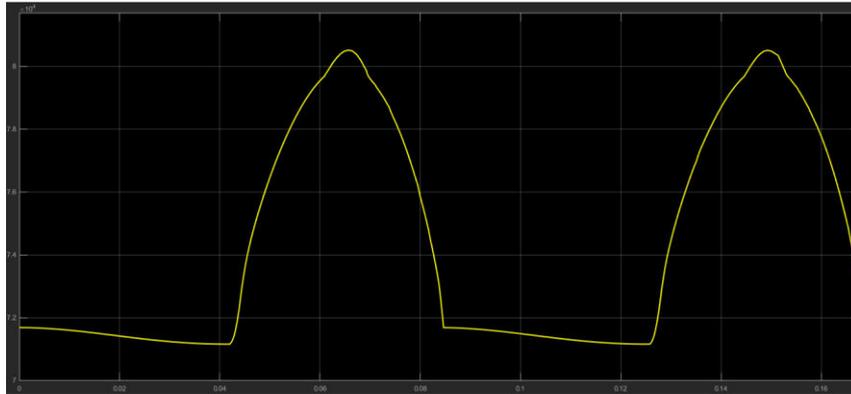


Figura 5. 20 – Forza agente sul pistone, lato compressione, sospensione anteriore

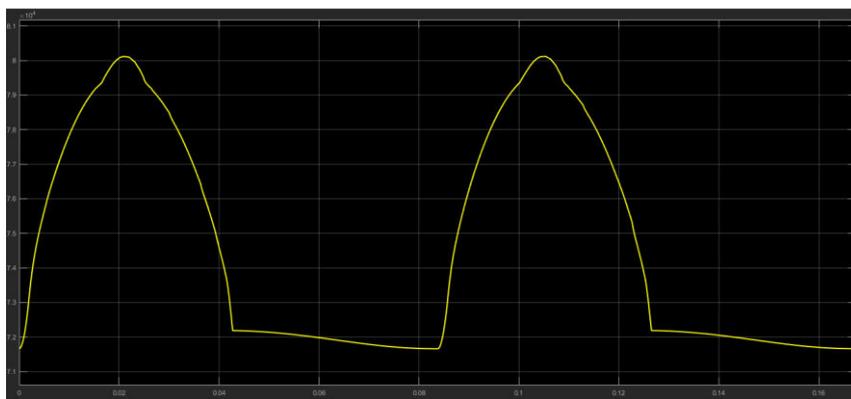


Figura 5. 21 – Forza agente sul pistone, lato rimbalzo, sospensione posteriore

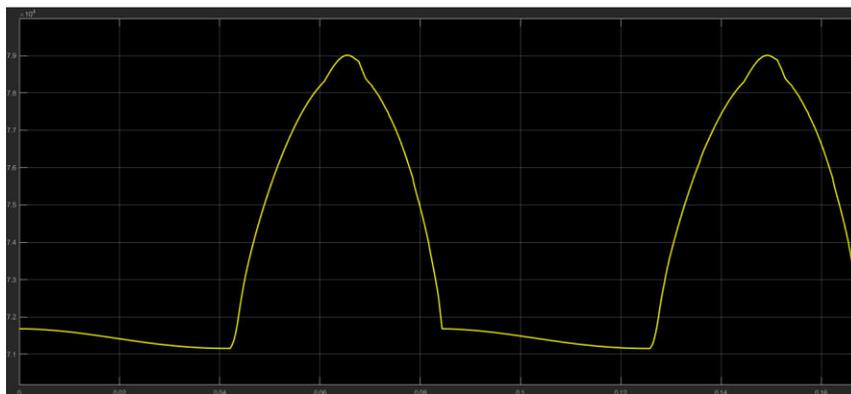


Figura 5. 22 – Forza agente sul pistone, lato compressione, sospensione posteriore

- Velocità dei pistoni; i due pistoni si muoveranno con delle velocità i cui andamenti sono riportati di seguito. La curva blu è relativa al pistone di compressione, quella gialla al rimbalzo. Inizialmente, il pistone di rimbalzo ha una velocità che, dal valore nullo, arriva a un valore negativo; ciò avviene perché esso si sta spostando verso

destra, ovvero si allontana dal tappo di fine corsa. Al contrario, il pistone di compressione si muove con una velocità positiva; dunque anch'esso si sta spostando verso destra e di conseguenza si avvicina al tappo di fine corsa. I versi delle velocità sono opposti a quelli delle forze ricavate precedentemente.



Figura 5.23 – Velocità dei due pistoni, sospensione anteriore

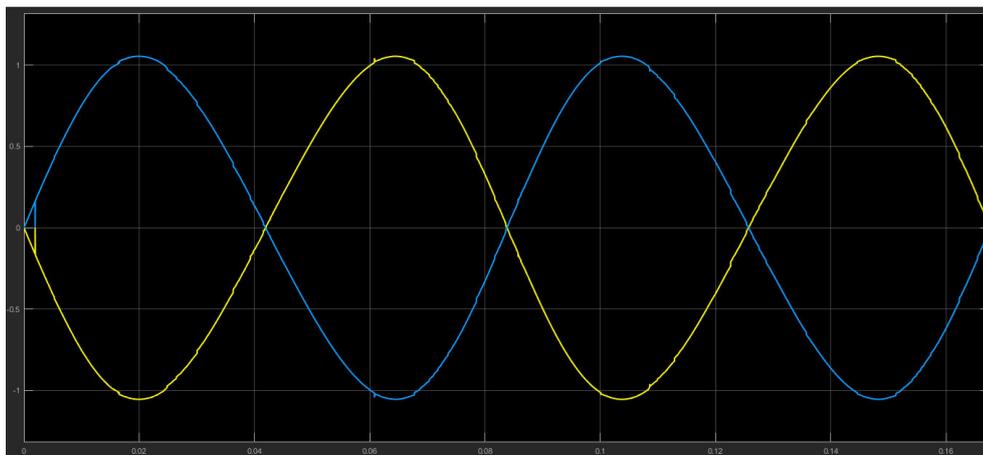


Figura 5.24 – Velocità dei due pistoni, sospensione posteriore

- Forza agente sull'ammortizzatore; di seguito sono riportati i grafici della forza complessiva agente sull'ammortizzatore, rispettivamente per la sospensione anteriore e posteriore.

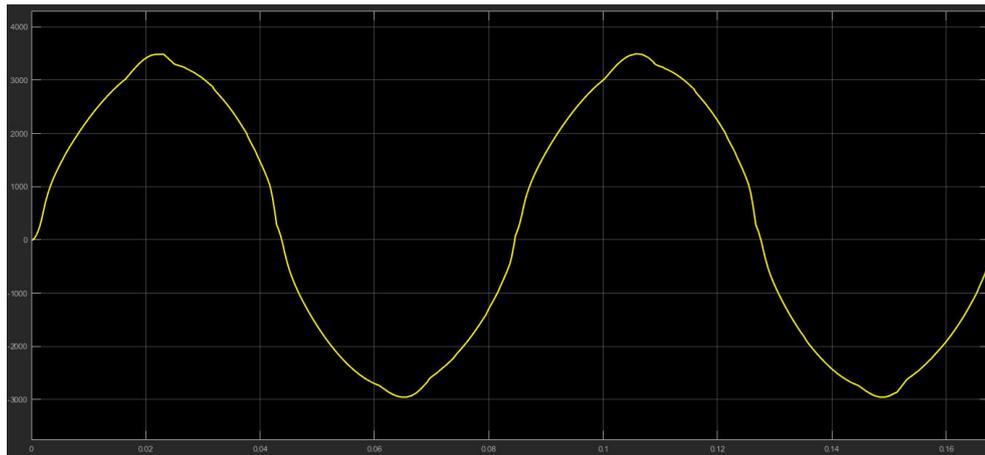


Figura 5.25 – Forza agente sull'ammortizzatore, sospensione anteriore



Figura 5.26 – Forza agente sull'ammortizzatore, sospensione posteriore

Inoltre, sono stati ricavati i grafici che riportano la caratteristica della valvola, ovvero l'andamento della pressione in funzione del flusso che fluisce attraverso le valvole.

Nelle immagini vi sono alcune linee e simboli aventi colori diversi; osservando la figura 5.27 si ha:

- ❖ Linea blu, andamento del flusso che fluisce attraverso la valvola di rimbalzo in funzione della variazione di pressione tra il cilindro e la valvola, entrambi di rimbalzo;
- ❖ Linea celeste, andamento del flusso che fluisce attraverso la valvola di aspirazione in funzione della variazione di pressione tra il cilindro e la valvola, entrambi di rimbalzo.
- ❖ Stella nera, ricavata avendo il flusso che fluisce attraverso la valvola di rimbalzo e la pressione, entrambi in corrispondenza del ginocchio;

- ❖ Stella rossa, ricavata avendo il flusso che fluisce attraverso la valvola di rimbalzo e la pressione, entrambi in corrispondenza della massima velocità.

Come si può osservare le linee ricavate mediante il modello idraulico trovano corrispondenza con i punti in corrispondenza del ginocchio e della massima velocità ricavati analiticamente.

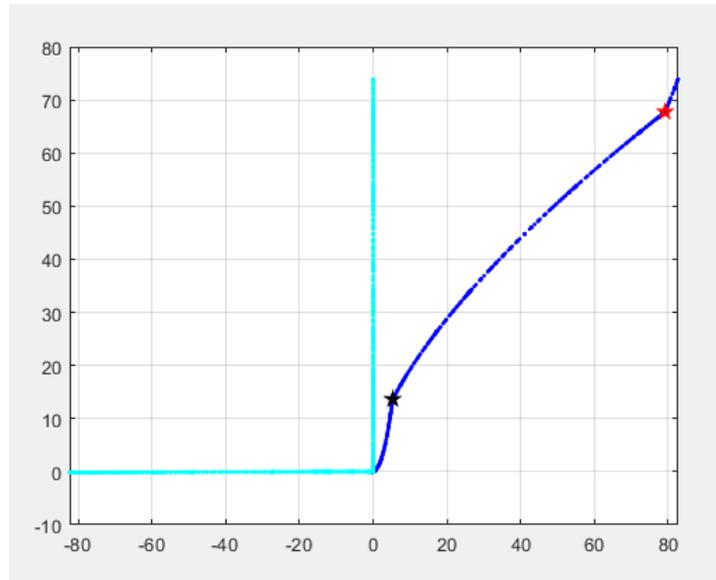


Figura 5. 27 – Grafico pressione – flusso, lato rimbalzo, sospensione anteriore

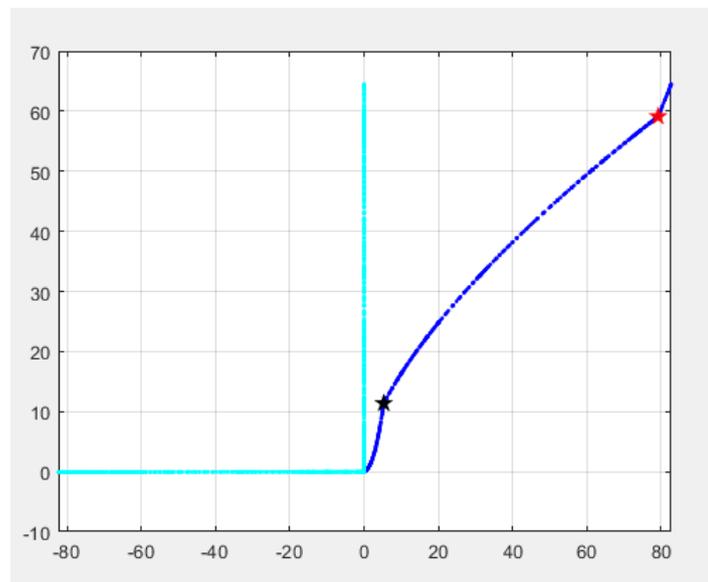


Figura 5. 28 – Grafico pressione-flusso, lato rimbalzo, sospensione posteriore

Analogamente si avranno i grafici per il lato che effettua la compressione.

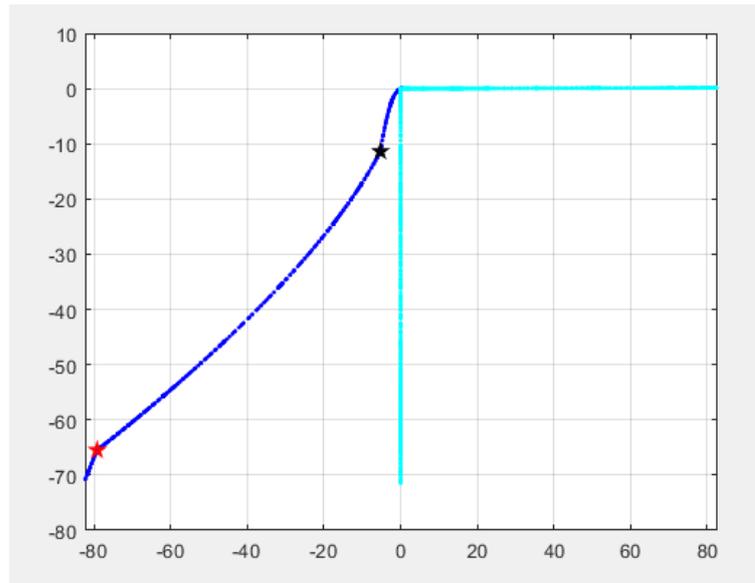


Figura 5. 29 – Grafico pressione – flusso, lato compressione, sospensione anteriore

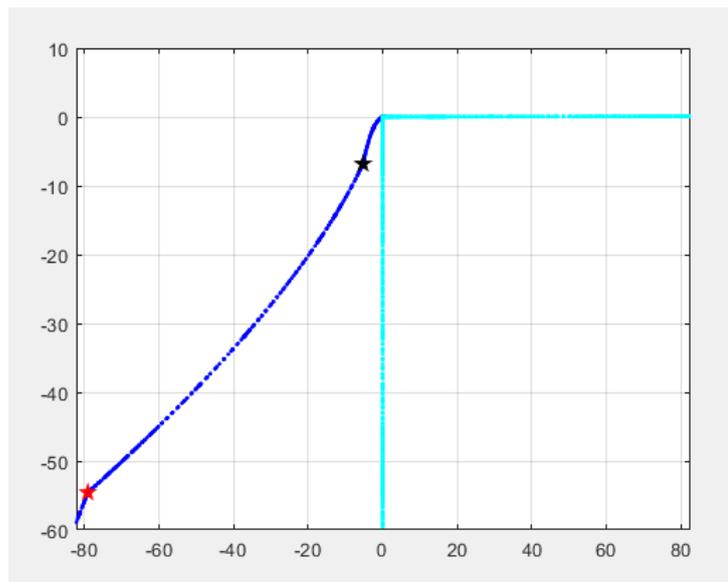


Figura 5. 30 – Grafico pressione – flusso, lato compressione, sospensione posteriore

5.2 Prova su 1/4 di veicolo

Il modello idraulico costruito è stato implementato all'interno del modello di 1/4 di veicolo. Quest'ultimo considera una singola ruota con la relativa sospensione e una massa pari a 1/4 della massa totale del veicolo (il modello è stato descritto nel capitolo 2).

Le prove sono state condotte considerando tre profili stradali: ISO A, ISO B e ISO C. Il primo è un profilo autostradale, il secondo è un profilo cittadino, il terzo è caratterizzato da un fondo stradale più imperfetto. Durante il percorso la velocità del veicolo varia, ma per alcuni istanti si mantiene costante; il valore massimo raggiunto è circa 120 km/h. Il tempo totale di svolgimento della prova è pari a 1200 secondi. Le stesse prove sono state condotte utilizzando il modello idraulico di un ammortizzatore bitubo, in modo da poter effettuare un confronto.

Nei grafici si osservano tre curve: la rossa indica il target da raggiungere (ricavato analiticamente), la curva blu è relativa all'ammortizzatore rotativo e la verde all'ammortizzatore bitubo.

Le seguenti immagini fanno riferimento al profilo stradale ISO A, per la sospensione anteriore. La prima figura riporta il grafico forza – velocità, la seconda la variazione di forza media F_z agente sulle ruote in funzione dell'accelerazione media verticale.

Nell'immagine successiva, si può osservare che durante il rimbalzo l'ammortizzatore rotativo risponde un po' meglio rispetto al bitubo, mentre in compressione i due andamenti sono molto simili tra di loro.

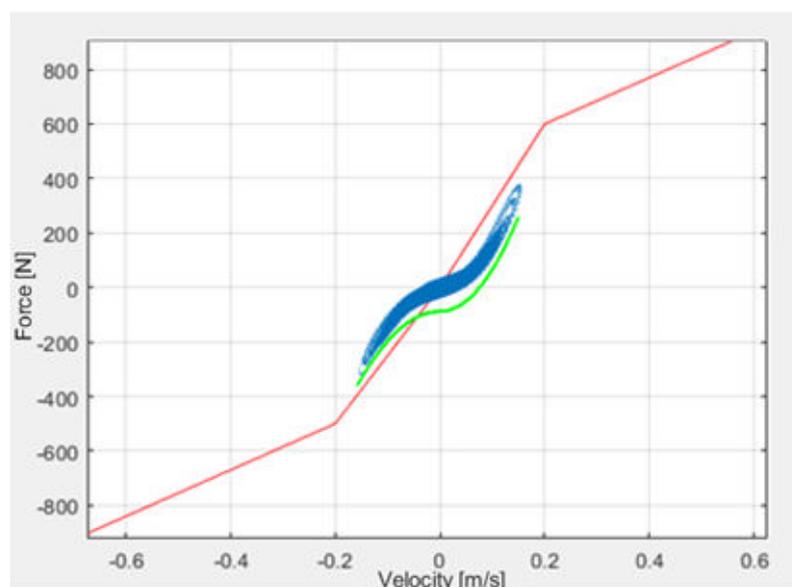


Figura 5. 31– Forza velocità sospensione anteriore, ISO A

La figura seguente mostra che l'ammortizzatore rotativo ha valori di accelerazione media verticale più bassi rispetto al bitubo, ciò garantisce un comfort migliore.

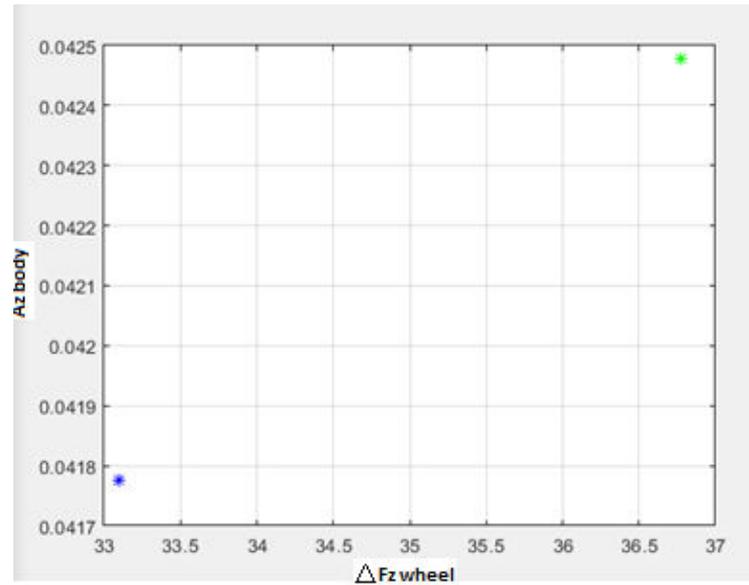


Figura 5. 23 – Accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media F_z agente sulle ruote anteriori, ISO A

Per la sospensione posteriore il diagramma forza – velocità è simile a quello ricavato precedentemente, con un comportamento migliore in rimbalzo per l’ammortizzatore rotativo.

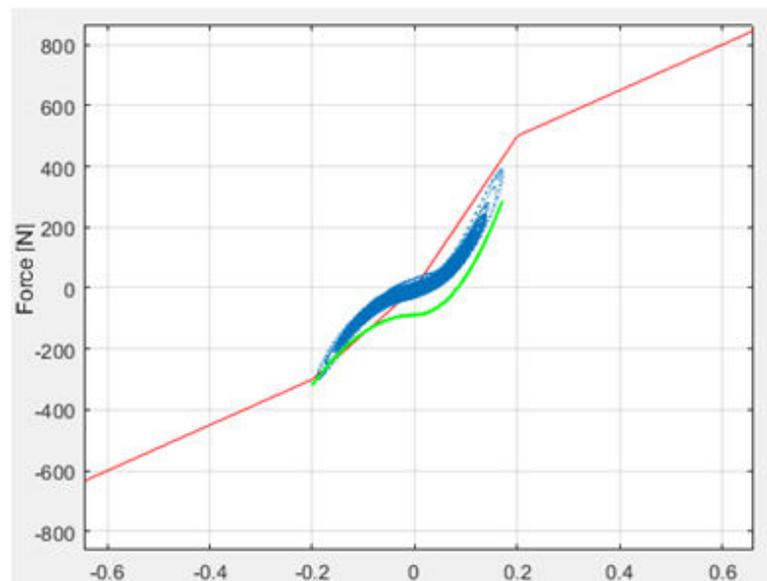


Figura 5. 33 - Forza velocità sospensione posteriore, ISO A

Stavolta, l’accelerazione media verticale è maggiore per l’ammortizzatore rotativo; questo influenza negativamente il comfort.

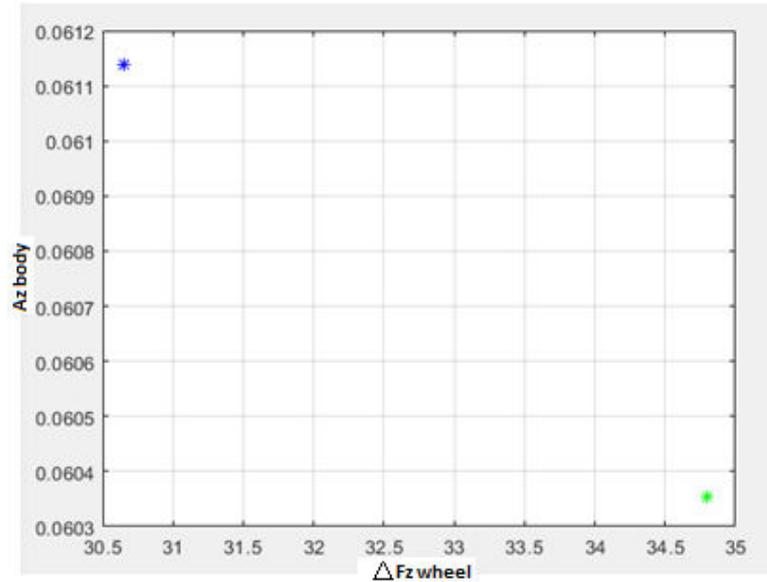


Figura 5. 34- Accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media F_z agente sulle ruote posteriori, ISO A

Le seguenti immagini fanno riferimento al profilo stradale ISO B, per la sospensione anteriore. Essendo il profilo stradale più imperfetto, si raggiungono valori di forza superiori rispetto al profilo precedente; l'andamento del rotativo è migliore rispetto al bitubo durante il rimbalzo, ed è molto simile in compressione.

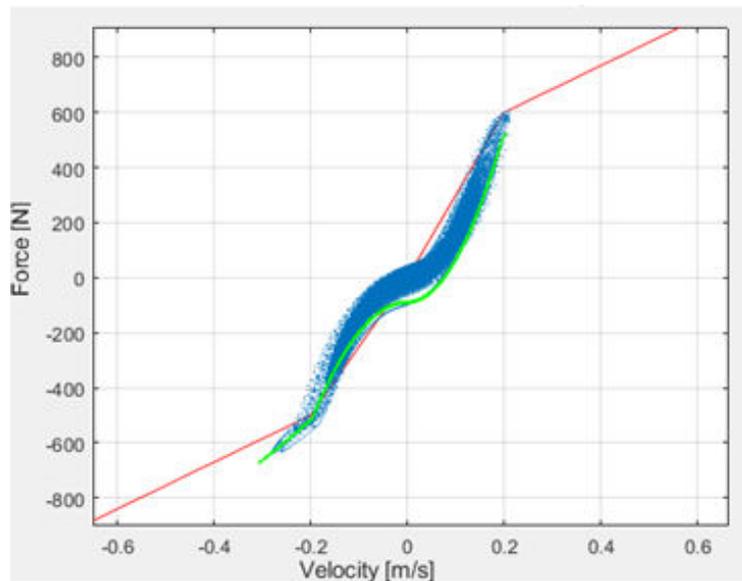


Figura 5. 35- Forza velocità sospensione anteriore, ISO B

L'accelerazione media verticale è più alta nel caso del rotativo, come si può osservare nell'immagine seguente.

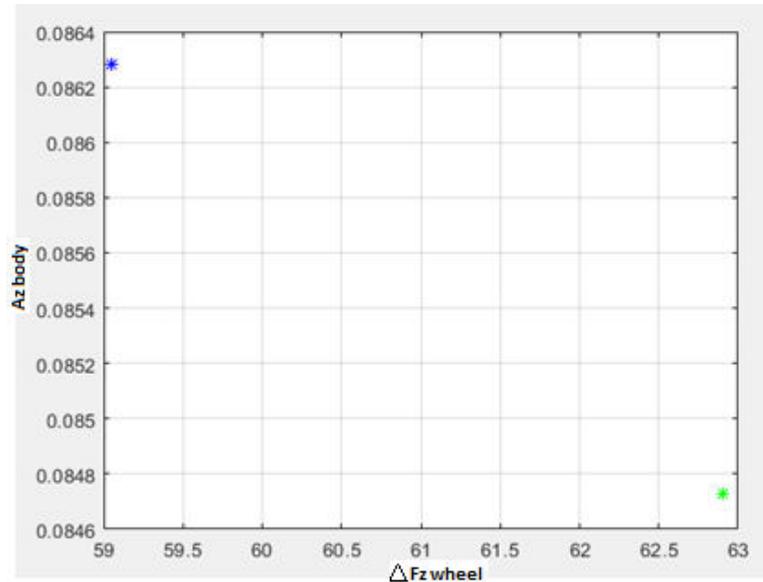


Figura 5. 36– Accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media F_z agente sulle ruote anteriori, ISO B

Per la sospensione posteriore la curva di smorzamento è analoga a quella precedente.

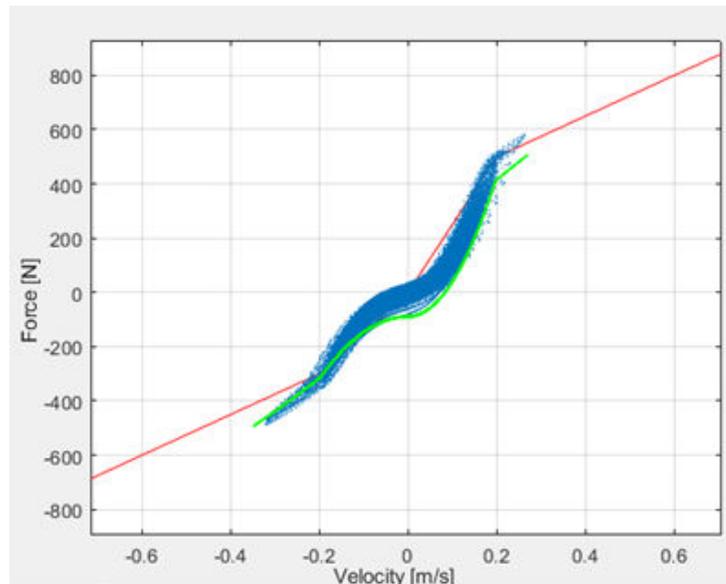


Figura 5. 37– Forza velocità sospensione posteriore, ISO B

Anche qui il comfort è peggiore per l'ammortizzatore rotativo.

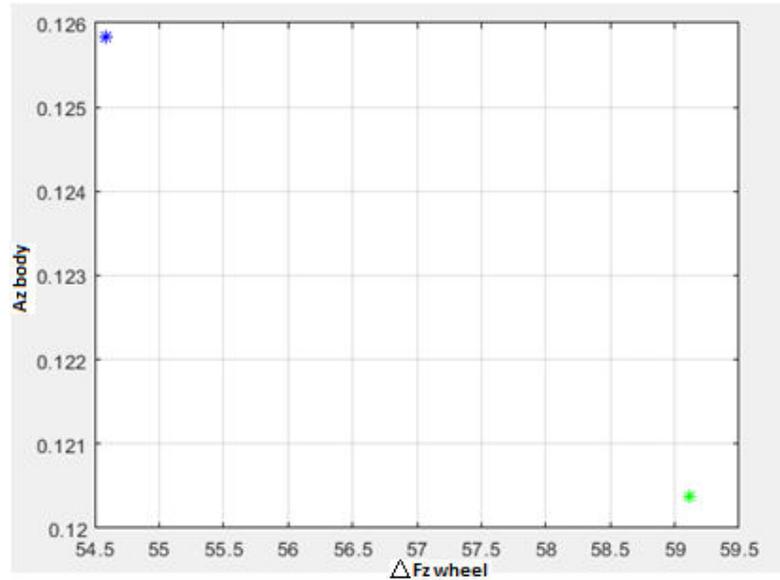


Figura 5. 38– Accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media F_z agente sulle ruote posteriori, ISO B

Le seguenti immagini fanno riferimento al profilo stradale ISO C, per la sospensione anteriore. Le forze risultano superiori rispetto ai due casi precedenti e si raggiungono velocità più alte. Si può notare un comportamento molto simile tra i due ammortizzatori, sia in rimbalzo che in compressione.

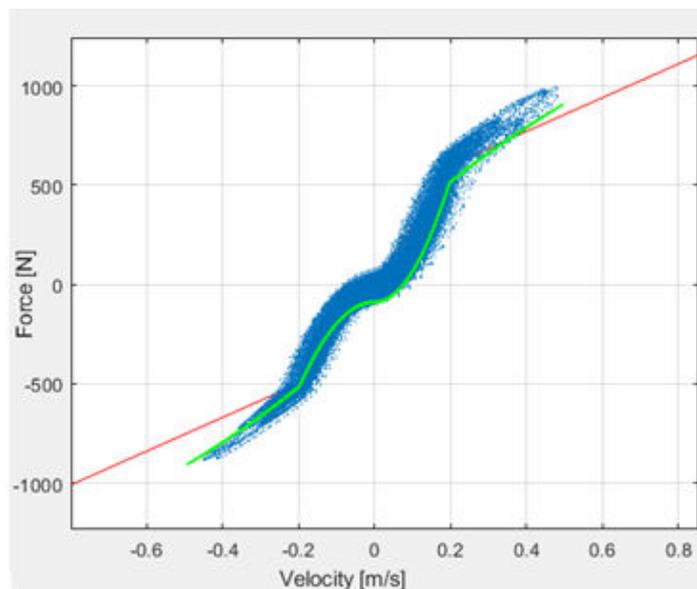


Figura 5. 39– Forza velocità sospensione anteriore, ISO C

Il comfort continua ad essere peggiore nell'ammortizzatore rotativo; a differenza dei casi precedenti la differenza risulta più notevole.

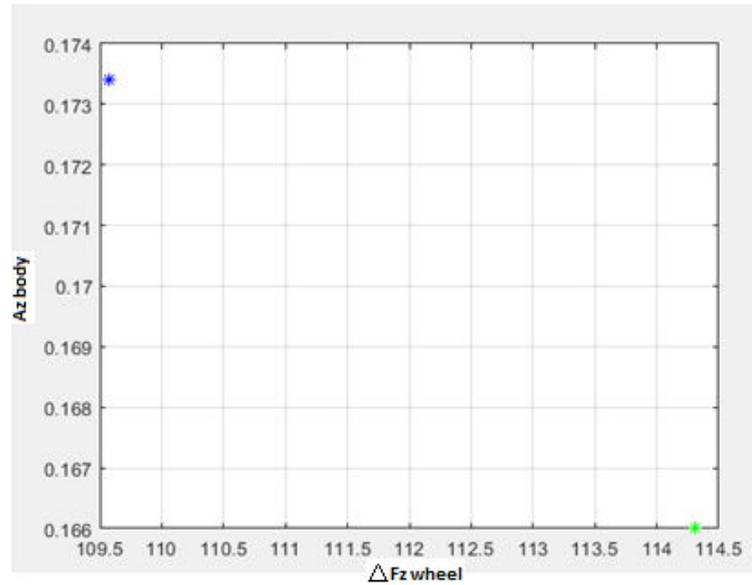


Figura 5. 40– Accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media F_z agente sulle ruote anteriori, ISO C

Per la sospensione posteriore il comportamento dei due ammortizzatori è simile tra loro.

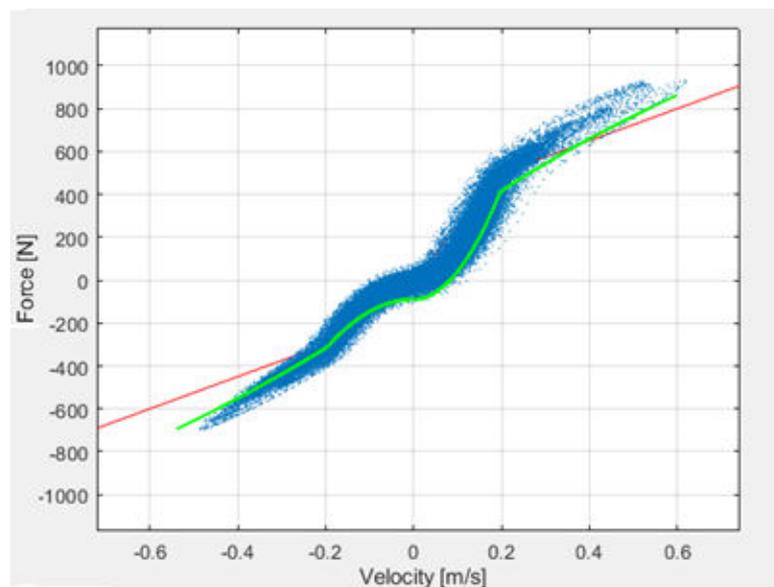


Figura 5. 41– Forza velocità sospensione posteriore, ISO C

Il comfort continua ad essere peggiore nel caso dell'ammortizzatore rotativo, e si raggiungono valori di accelerazione media verticale superiori rispetto all'anteriore.

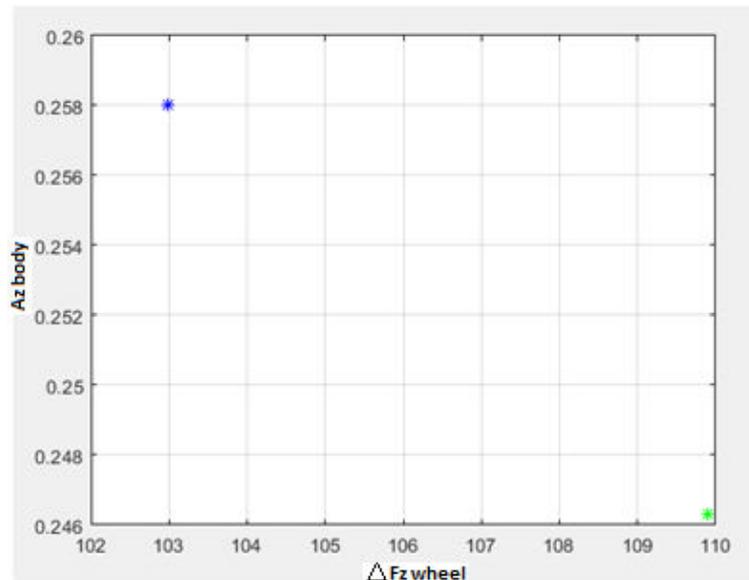


Figura 5. 42– Accelerazione media verticale in funzione della variazione di forza media Fz agente sulle ruote posteriori, ISO C

5.2 Conclusioni

L'indagine sperimentale condotta in questa tesi ha avuto come obiettivo il dimensionamento di un nuovo tipo di ammortizzatore, costituito da due pistoncini che si muovono simultaneamente, il cui moto è conferito da un manovellismo di spinta. Dopo il dimensionamento sono state effettuate delle simulazioni al banco e su un modello di $\frac{1}{4}$ di veicolo; quest'ultima prova è stata condotta anche per l'ammortizzatore bitubo in modo da poter effettuare un confronto.

Dai risultati ottenuti si possono dedurre le seguenti conclusioni:

- ❖ Test al banco, le curve di smorzamento dell'ammortizzatore rotativo ricavate mediante il modello idraulico, così come quelle ottenute analiticamente, hanno mostrato una buona corrispondenza con il target da raggiungere (ovvero le curve dell'ammortizzatore bitubo ricavate analiticamente);
- ❖ Test su $\frac{1}{4}$ di veicolo, le curve di smorzamento dell'ammortizzatore rotativo ricavate mediante il modello idraulico hanno un andamento simile a quelle del bitubo (anch'esse ricavate mediante il modello idraulico) mostrando un miglior

comportamento durante la fase di rimbalzo; di contro il primo ammortizzatore presenta nella maggior parte dei casi un lievissimo peggioramento del comfort.

- ❖ Il peggioramento del comportamento è principalmente causato dal fatto che è stata considerata la stessa taratura per entrambe le tipologie di ammortizzatore e alla non linearità del comportamento su tutta la corsa, causata dal fatto che si ha una variazione della velocità dei pistoni e della forza agente su essi, in funzione dell'angolo della manovella. Ciò si potrebbe risolvere adottando una specifica taratura per l'ammortizzatore rotativo.

BIBLIOGRAFIA

[2] Gianpaolo Riva, “Le sospensioni”.

[9] Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, “The Automotive Chassis”

SITOGRAFIA

- [1] http://www.federperiti.com/sites/gest/files/stories/pdf/info_tecniche/sospensione_am_mortizzatore.pdf
- [3] <http://theoldmotor.com/?p=105386>
- [4] <http://theoldmotor.com/?tag=the-history-of-the-shock-absorber>
- [5] <http://www.automobilismo.it/dinamica-del-veicolo-baricentro-e-rollio-auto-21714>
- [6] <http://meccanicadelveicolo.com/2017/04/27/centro-di-rollio/>
- [7] <http://www.ralph-dte.eu/2010/06/22/movimenti-della-scocca-rollio-beccheggio-imbardata/>
- [8] http://www.ralph-dte.net/in_pista_dinamica_veicolo.html
- [10] <http://istitutopesenti.gov.it/dipartimenti/meccanica/meccanica/biella.pdf>