

**POLITECNICO DI MILANO**

*Dipartimento di Scienze e Tecnologie Aerospaziali  
Facoltà di Ingegneria Aeronautica*



**CONTROLLO ATTIVO PER AMMORTIZZATORE  
DI CARRELLI AERONAUTICI**

Tesi di Laurea Specialistica di  
*Michele Illica Magrini*  
matricola: 736773

Relatore Prof. *Gian Luca Ghiringhelli*

Anno accademico 2014-2015







Questa tesi di Laurea è il frutto di un intenso lavoro di gruppo.

Genitori, parenti, amici, colleghi e professori hanno collaborato in modo attivo e sempre fondamentale dedicandovi tempo, pazienza, consigli, sopportazione, incoraggiamenti, ispirazioni, preghiere e giri in moto...

Il contributo che ognuno ha saputo dare in tutti questi anni di studi non è descrivibile ne quantificabile.

A tutti coloro che leggendo queste righe si sentono tirati in causa, e a tutti quelli che vorranno leggere le prossime, rivolgo il mio più sincero *Grazie*.

Dedica speciale...

...a chi arriva sempre tardi,  
e a chi sa aspettare.







## Indice generale

1. Introduzione al problema.....	1
2. Sistema fisico di partenza.....	2
3. Rappresentazione numerica multicorpo.....	4
3.1. Validazione del modello numerico.....	7
4. Introduzione del controllo attivo.....	9
4.1. Calcolo della forza obiettivo.....	12
5. Prove di caduta senza controllo attivo.....	17
5.1. Variazione di massa.....	17
5.2. Variazione di velocità.....	18
5.3. Variazione d'assetto.....	20
6. Prove di caduta con controllo attivo.....	22
6.1. Prova n°1 – condizioni di riferimento.....	22
6.2. Prova n°2 – variazione di massa.....	25
6.3. Prova n°3 – variazione di massa.....	27
6.4. Prova n°4 – variazione di velocità.....	30
6.5. Prova n°5 – variazione di velocità.....	32
6.6. Prova n°6 – variazione di incidenza.....	35
6.7. Prova n°7 – variazione di incidenza.....	37
6.8. Prova n°8 – variazione di incidenza.....	40
7. Robustezza del controllore.....	43
8. Considerazioni sui risultati.....	47
9. Sviluppi futuri.....	51
Appendice.....	53
1. modello MBDYN.....	53
1.1. File di input principale “MLG.txt”.....	53
1.2. Definizione geometria “MLG_geometry.txt”.....	58
1.3. Definizione ammortizzatore “MLG_shock_absorber.txt”.....	58
1.4. Definizione ruota “MLG_wheel.txt”.....	59
1.5. Definizione prova di caduta “MLG_test.txt”.....	59
1.6. Definizione parametri del controllo attivo “MLG_active_control.txt”.....	59
2. programmazione Matlab.....	60
2.1. Visualizzatore grafico.....	60
2.2. Calcolo F obiettivo.....	64



## **1. Introduzione al problema**

Oramai da diversi anni l'analisi e la progettazione strutturale dei velivoli è orientata verso una ottimizzazione sempre più spinta. La tecnologia a disposizione dei progettisti è sempre più affidabile e accessibile e inevitabilmente le tecniche di controllo attivo sono entrate abbondantemente in molti ambiti della ricerca volta al miglioramento delle prestazioni, in termini di efficienza strutturale, di riduzione di massa, di incremento della vita operativa e, non ultimo, di miglioramento del comfort percepito da piloti e passeggeri.

Il carrello di atterraggio rappresenta da sempre uno degli elementi più critici sotto molti aspetti, per via delle elevatissime forze che deve sopportare. Forze che generano stati di sforzo interno complessi e di difficile previsione. Va da sé che un apparato in grado di diminuire in modo automatico l'intensità delle azioni in gioco, in un ampio intervallo di condizioni operative, può essere molto vantaggioso e portare benefici non ottenibili con una progettazione puramente passiva.

Le potenzialità offerte dalle tecniche di controllo attivo sono enormi e allo stato attuale, esso è ampiamente utilizzata in tantissimi contesti ingegneristici, ma per poter essere implementata ed utilizzata su vasta scala in ambito aeronautico richiede una attenta analisi di costi e benefici. Occorre capire quale tecnica di controllo, fra le tante, può offrire il risultato migliore in rapporto al costo, all'affidabilità ed alla complessità di realizzazione.

Questo lavoro parte dalla studio un semplice esemplare di carrello di atterraggio, la cui conformazione è tuttora comunemente utilizzata su molti velivoli da diporto ultraleggeri. Dopo aver costruito uno schema numerico in grado di rappresentare adeguatamente il comportamento del sistema fisico, è stato aggiunto un apparato di controllo attivo basato su una formulazione di tipo *PID*. L'evoluzione del sistema così ottenuta, è stata analizzata e servirà da importante punto di partenza verso lo sviluppo e la realizzazione di un apparato sperimentale in grado di operare al meglio in tutte le condizioni che possono presentarsi durante la vita operativa del velivolo.

## 2. Sistema fisico di partenza

Prima di affrontare la progettazione di un controllo attivo è indispensabile individuare tutte le caratteristiche essenziali del sistema fisico oggetto di studio, in modo da poterlo rappresentare efficacemente con un modello numerico che sappia coglierne a pieno la dinamica e la risposta passiva alle forze applicate.

La tipologia di carrello scelta per la sperimentazione è del tipo "a braccio articolato", comunemente utilizzata su molti velivoli sia come carrello principale sia come carrello anteriore.



Illustrazione 1: skykeader SL600

Illustrazione 2: carrello anteriore



Illustrazione 3: SIAI Marchetti SAE 260

Illustrazione 4: carrello posteriore

Le caratteristiche cinematiche e le dimensioni utilizzate nel modello, sono quelle del carrello principale dell'ultraleggero "F22 Pinguino" progettato da Stelio Frati.

La scelta è ricaduta su questo esemplare per poter sfruttare i dati delle prove sperimentali di caduta eseguite in dipartimento nel 1992. Bisogna sottolineare come sia fortemente vantaggioso poter partire da un sistema fisico che sia già collaudato e ottimizzato per poter ottenere dei risultati soddisfacenti con il controllo attivo. Sarebbe infatti del tutto inutile cercare di utilizzare la progettazione attiva per

migliorare la risposta di un sistema già di per se mal progettato.

Di seguito vengono riportate le caratteristiche del carrello oggetto di studio.

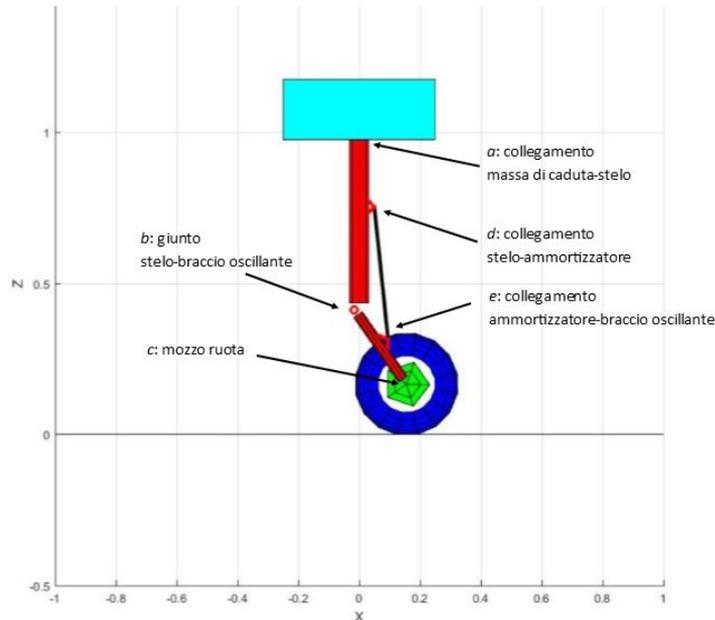


Illustrazione 5: schema carrello - nodi principali

Coordinate	X [m]	Y [m]	Z [m]
<b>a</b>	0,0000	0,0000	0,9797
<b>b</b>	-0,0150	0,0000	0,4167
<b>c</b>	0,1557	0,0950	0,1700
<b>d</b>	0,5000	0,0000	0,7567
<b>e</b>	0,0951	0,0000	0,3190

Tabella 1: coordinate nodi carrello

<b>Lunghezza iniziale ammortizzatore</b>	0,440m
<b>Lunghezza stelo</b>	0,563m
<b>Lunghezza braccio oscillante</b>	0,3m
<b>Raggio ruota</b>	0,17m

Tabella 2: dimensioni elementi

Come anticipato, sono disponibili alcune curve sperimentali ottenute dalle prove di caduta effettuate in dipartimento. Generalmente le prove vengono ripetute modificando la massa di caduta, l'altezza iniziale e l'angolo di inclinazione del piano di battuta. Queste variazioni servono a riprodurre le condizioni di impatto più critiche alle quali il carrello può essere sottoposto durante la sua vita operativa.

### 3. Rappresentazione numerica multicorpo

La rappresentazione multicorpo permette di riprodurre la dinamica del sistema in esame con un numero estremamente limitato di gradi di libertà e di parametri concentrati. Il sistema di equazioni che ne deriva può quindi essere risolto nel tempo, mostrandone l'evoluzione delle coordinate e di tutte le grandezze fisiche di interesse.

Il modello multicorpo è essenzialmente composto da nodi ai quali vengono assegnate le proprietà fisiche (inerzie, rigidità, ecc..) caratterizzanti un elemento reale. Successivamente si definiscono le relazioni che vincolano i vari elementi fra di loro come giunzioni, vincoli elastici o di contatto.

In fine si applicano le forze alle quali il sistema dovrà rispondere.

Vengono qui riportate le caratteristiche di tutti gli elementi utilizzati per schematizzare il carrello all'interno del programma MBDYN.

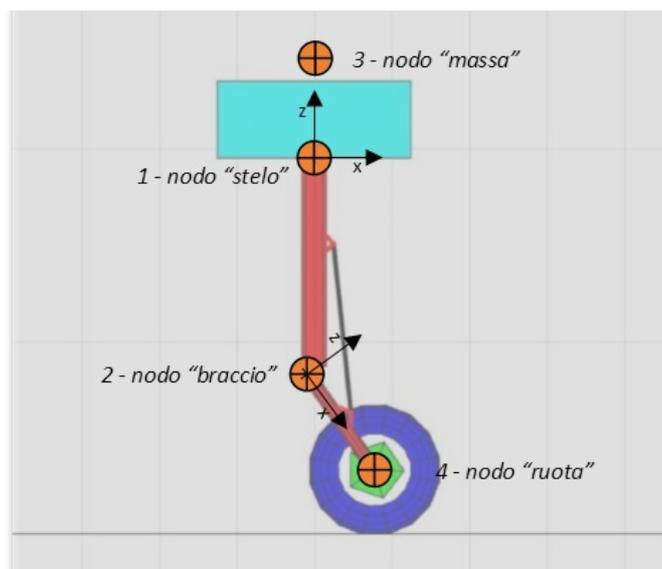


Illustrazione 6: elementi modello multicorpo

Il modello è, di fatto, costituito principalmente da quattro corpi ciascuno collegato ad un nodo strutturale.

- 1- Nodo *stelo*: rappresenta il l'elemento principale di sostegno a cui tutti gli altri corpi sono collegati
- 2- Nodo *braccio*: rappresenta il braccio oscillante ed è dotato di massa e momento d'inerzia
- 3- Nodo *massa*: è completamente vincolato al nodo stelo insieme al quale identifica di fatto un corpo unico. Ad esso è associata la massa di caduta.
- 4- Nodo *ruota*: rappresenta l'insieme pneumatico-ruota con la relativa inerzia.

I vincoli cinematici usati nel modello sono i seguenti:

- 1- *revolute hinge*: consente la rotazione del braccio attorno alla cerniera che lo congiunge allo stelo.
- 2- *revolute hinge*: consente la rotazione della ruota attorno al mozzo che la congiunge al braccio oscillante.
- 3- *in line*: vincola lo stelo a muoversi lungo una retta la cui inclinazione identifica la direzione di caduta (normalmente verticale).
- 4- *prismatic*: vincola lo stelo a rimanere parallelo alla direzione di caduta. Insieme al vincolo precedente rappresenta la slitta di caduta utilizzata nelle prove sperimentali.
- 5- *rod*: rappresenta l'ammortizzatore e vincola lo stelo al braccio oscillante applicando una forza interna il cui valore dipende dalla formulazione visco-elastica ad esso associato.

Oltre a questi, altri nodi e vincoli sono stati aggiunti al modello per esigenze di calcolo.

Gli elementi che di fatto contrastano l'energia cinetica della caduta sono lo pneumatico o e l'ammortizzatore. Va da se che una buona rappresentazione di entrambi gli elementi è indispensabile alla riuscita della sperimentazione numerica.

Non avendo a disposizione le caratteristiche geometriche esatte dello pneumatico, la sua rigidezza è stata riprodotta sfruttando la curva sperimentale forza-schiacciamento di uno pneumatico simile, la curva rispetta l'andamento previsto dall'incremento di pressione causato dalla diminuzione del volume della camera d'aria, inizialmente geometricamente toroidale.

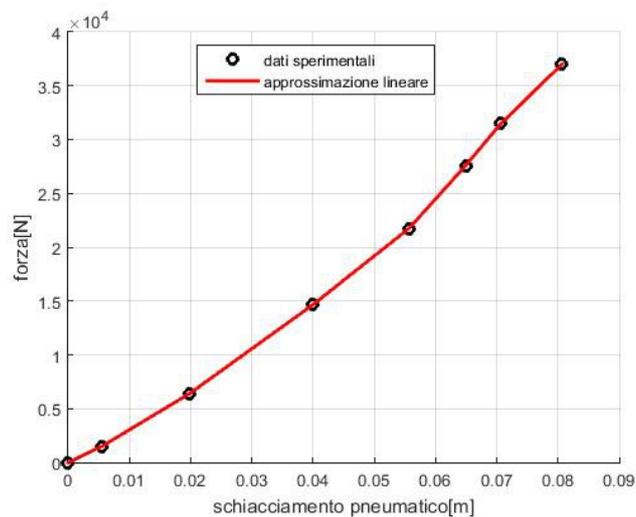
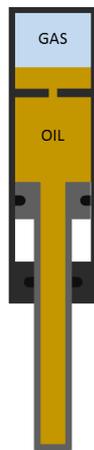


Illustrazione 7: forza Vs schiacciamento pneumatico

La curva, sostanzialmente lineare è stata scalata con un coefficiente moltiplicativo in modo da ottenere un comportamento realistico dello pneumatico che, nei casi pratici, arriva ad avere uno schiacciamento massimo di di 3-4cm.

L'elemento utilizzato per rappresentare lo pneumatico è "wheellugre", già implementato in MBDYN.

L'ammortizzatore è invece l'elemento deputato alla dissipazione della maggior parte dell'energia dell'impatto. Come detto, è di fondamentale importanza che il progetto meccanico di questo componente sia ottimale per ottenere buone prestazioni con il controllo attivo. Esistono innumerevoli conformazioni di ammortizzatore, ma sul carrello in prova è stato installato un semplice ammortizzatore oleopneumatico le cui prestazioni sono facilmente prevedibili conoscendo le dimensioni geometriche delle parti interne e la pressione di precarica del gas. Il comportamento "visco-elastico" che si ottiene dipende essenzialmente dalla percentuale di compressione del pistone e dalla velocità di schiacciamento.



La forza generata dall'ammortizzatore è data da due contributi:

$$F_{totale} = F_{elastica} + F_{viscosa}$$

$$F_{elastica} = P_0 * A_g * \left( \frac{l_0}{l_0 - dl * C_{int}} \right)^\gamma * \left[ 1 - \xi * \tanh \left( \frac{dl/dt}{v_{rif}} \right) \right]$$

$$F_{viscosa} = \frac{1/2 * \rho_{OIL} * A_s^3}{C_{visc}^2 * A_{tr}^2} * \left( \frac{dl}{dt} \right) * \left| \frac{dl}{dt} \right|$$

Illustrazione 8: ammortizzatore oleopneumatico

dove:

- $P_0$ : pressione di precarica
- $A_g$ : sezione della camera del gas
- $l_0$ : lunghezza iniziale della camera
- $dl$ : schiacciamento dell'ammortizzatore
- $dl/dt$ : velocità di schiacciamento dell'ammortizzatore
- $C_{int}$ : coefficiente di interazione olio e gas
- $\gamma$ : esponente della curva politropica
- $\xi$ : coefficiente di attrito (la forza corrispondente è applicata dopo un breve transitorio, è nulla quando il pistone è fermo)
- $v_{rif}$ : velocità di riferimento per il calcolo del transitorio di attrito (più è bassa più è corto)
- $\rho_{OIL}$ : densità dell'olio idraulico
- $A_s$ : sezione dello stantuffo (pari a quella della camera del gas)
- $A_{tr}$ : area dell'orifizio di trafilamento
- $C_{visc}$ : coefficiente di viscosità dell'olio

In appendice sono riportati i valori di ciascun parametro delle precedenti formule.

### 3.1. Validazione del modello numerico

La correlazione fra i dati sperimentali e quelli ottenuti per via numerica è una fase essenziale della sperimentazione. Un buon modello numerico deve essere in grado di cogliere a pieno tutti i fenomeni principali che avvengono durante l'esecuzione di una prova.

Vi è sempre una ricerca di un compromesso ideale fra l'accuratezza del modello numerico e la necessità di cogliere gli aspetti fondamentali di un sistema con il minor costo computazionale possibile.

I grafici seguenti, mostrano il confronto fra i risultati di una delle prove di caduta reale e quelli ottenuti con il modello numerico multicorpo.

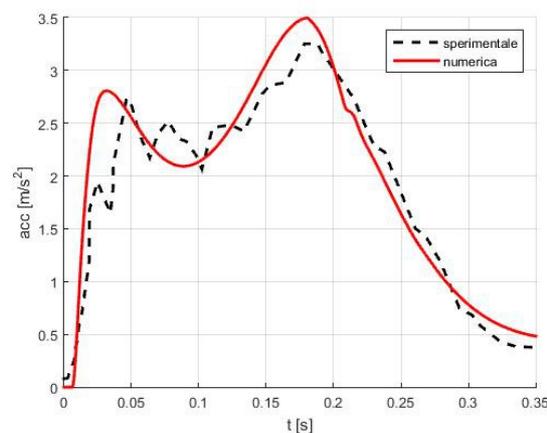


Illustrazione 9: accelerazione Vs tempo

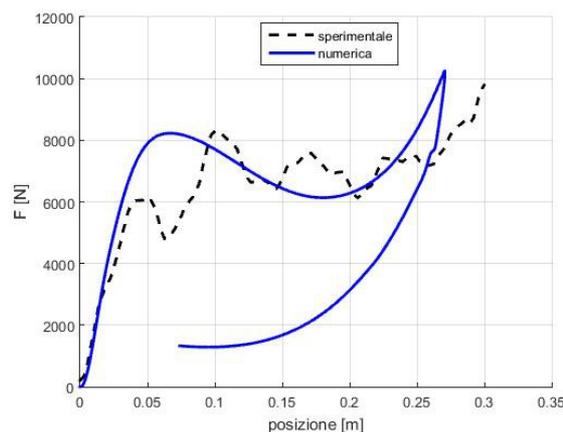


Illustrazione 10: forza Vs spostamento baricentrico

Come si evince dal confronto, la curva della prova sperimentale è notevolmente più oscillante rispetto a quella numerica. Questo significa che alcuni fenomeni secondari, come attriti e giochi nelle giunzioni e nel sistema di caduta, non sono rappresentati nel modello numerico, ne potrebbero esserlo visto la sua semplicità. Tuttavia le interazioni energeticamente più rilevanti sono pienamente colte, e lo si nota dalla

buona corrispondenza fra i picchi viscosi e quelli elastici delle due curve di accelerazione, sia in termini di altezza sia in termini di posizione. L'errore calcolato sull'altezza dei picco elastico è di circa il 5%.

La curva forza-spostamento mette in evidenza una discrepanza fra gli spostamenti baricentrici. Quello sperimentale sembra essere più elevato al termine dello schiacciamento ma è molto probabile che vi sia una inesattezza nei dati sperimentali visto che lo spostamento rilevato non sarebbe geometricamente ammissibile con il modello di carrello oggetto di studio.

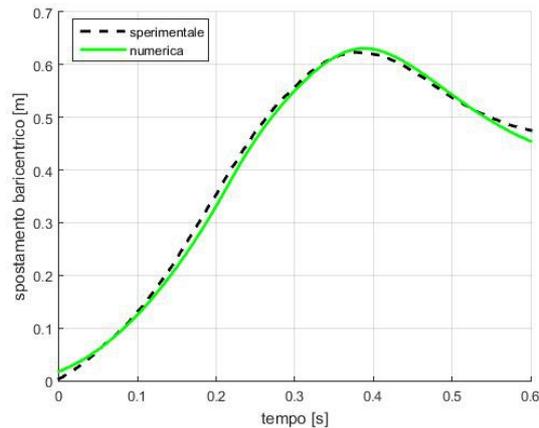


Illustrazione 11: spostamento baricentrico Vs tempo

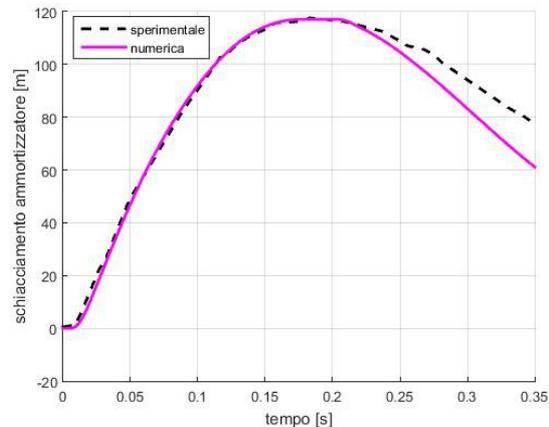


Illustrazione 12: schiacciamento ammortizzatore Vs tempo

Anche le curve di spostamento baricentrico e di schiacciamento dell'ammortizzatore sono pressoché identiche nella fase di caduta e di compressione.

Si può affermare, quindi, che vi è una buona correlazione fra il sistema fisico e quello numerico. Il modello multicorpo, risulta essere tra l'altro piuttosto semplice e permette di eseguire un gran numero di prove numeriche in breve tempo anche su calcolatori non eccessivamente performanti. Questo aspetto non è di secondaria importanza, dal momento che in questo tipo di sperimentazioni ci si trova a dover ripetere un gran numero di simulazioni prima di giungere a risultati soddisfacenti.

### 4. Introduzione del controllo attivo

La scelta del tipo di controllo attivo è di fondamentale importanza. Nel nostro caso si è deciso di studiare l'effetto di una sospensione cosiddetta "semi-attiva" ovvero in cui il controllo avviene solo ed esclusivamente sulla componente viscosa della forza generata dall'ammortizzatore. Ciò avviene variando la dimensione dell'orifizio di trafilamento dell'olio idraulico durante la fase di schiacciamento. Minore è l'area, maggiore è la forza generata.

Esistono ovviamente anche altre modalità di esecuzione del controllo della forza. Nel caso in cui si fosse optato per una tipologia di sospensione completamente "attiva", allora il controllo sarebbe stato eseguito anche sulla pressione del gas contenuto nella camera di compressione del pistone. Così facendo si sarebbe potuto ottenere una variazione anche della componente elastica della forza dell'ammortizzatore. Va però detto che questo tipo di sistema comporta una notevole complicazione progettuale sia del carrello, sia delle leggi di controllo. Diverse fonti presenti nella letteratura scientifica indicano come tali complicazioni non siano spesso giustificate da un evidente miglioramento di prestazioni.

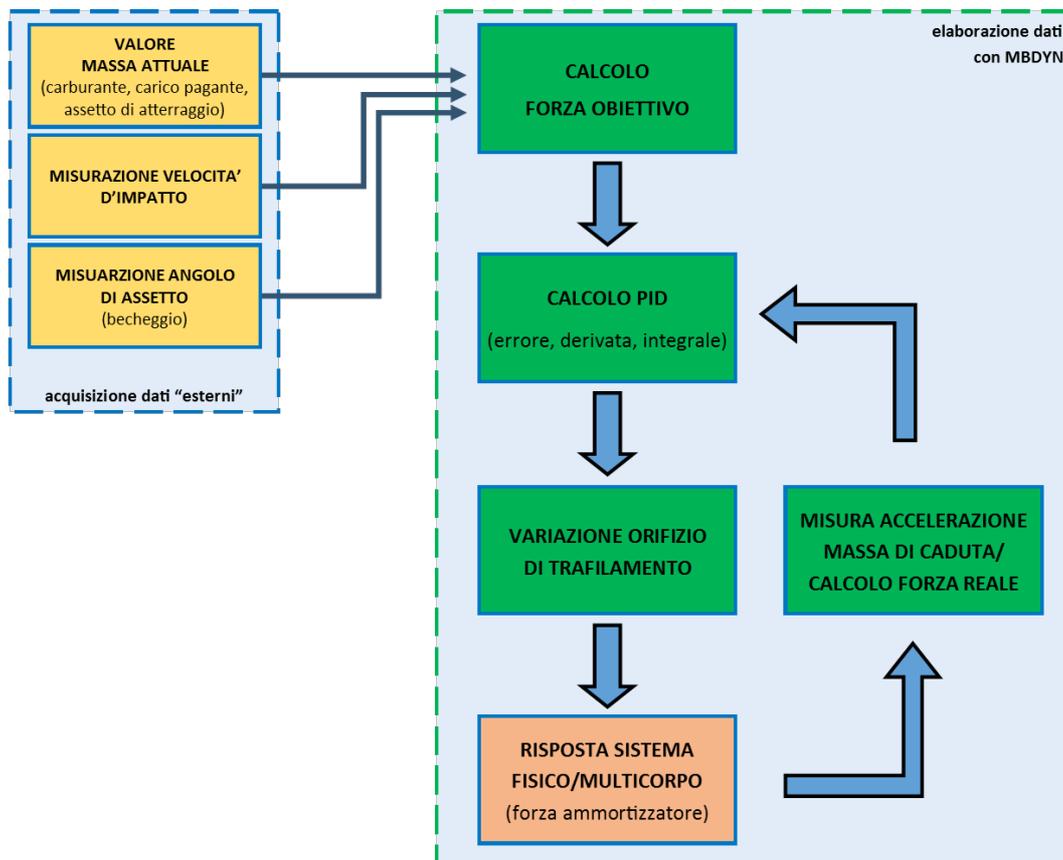


Illustrazione 13: Schema logico del controllo attivo

Il diagramma precedente mostra lo schema di funzionamento delle prove di caduta eseguite per via numerica con il controllo attivo.

Massa, velocità di caduta e angolo di incidenza vengono considerati noti in quanto è possibile ricavare questi valori con una opportuna strumentazione a bordo del velivolo. Tutti e tre i valori concorrono alla determinazione della forza obiettivo, calcolo eseguito direttamente all'interno di MBDYN tramite una funzione polinomiale.

Con la forza obiettivo si calcola la variazione di area di orifizio con un controllore di tipo *PID*. La dinamica del sistema fisico è poi analizzata mediante il modello multicorpo.

All'interno del modello numerico è anche rappresentato l'accelerometro che ritorna al controllore il valore istantaneo di accelerazione verticale della massa, ovvero la forza che su di essa agisce.

Si è quindi deciso di procedere utilizzando un modello numerico nel quale l'ammortizzatore sia simile a quello delle prove sperimentali, ma con un orifizio la cui area sia variabile fra l'1% e il 130% dell'area originale. La decisione aumentare del 30% l'area massima di trafilamento nasce dall'esigenza di ottimizzare anche gli impatti ad energia minore (massa di caduta o velocità ridotte) i quali, seppur meno critici dal punto di vista strutturale, hanno evidenziato come fosse eccessivamente limitativo mantenere un'area massima di trafilamento pari a quella originale.

La variazione dell'area avviene con l'utilizzo di un attuatore ad alta risposta in frequenza, le cui caratteristiche saranno discusse in seguito.

La legge di controllo attivo che è stata utilizzata è di tipo proporzionale-integrativo-derivativo. Istante per istante viene calcolato l'errore relativo fra la forza generata dall'ammortizzatore e una forza obiettivo il cui calcolo verrà illustrato nel capitolo seguente.

$$F_{REALE} = (acc_z + 9.81) * M_{caduta}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{F_{REALE}}{F_{IDEALE}}$$

La variazione dell'area di trafilamento ad ogni passo di integrazione è direttamente proporzionale ad una variabile che tiene conto, dell'errore percentuale, della sua derivata e del suo integrale.

$$A_i = A_{i-1} + \delta A$$

$$\delta A = errore \% * (A_{max} - A_{min})$$

$$errore \% = K_p * \varepsilon + K_i * \int (\varepsilon * ds) + K_d * \frac{d\varepsilon}{ds}$$

La derivata dell'errore e il suo integrale sono calcolati rispetto allo spostamento della massa anziché rispetto al tempo.

$$\frac{d\varepsilon}{ds} = \frac{d\varepsilon}{dt} * \frac{dt}{ds} = \frac{d\varepsilon}{dt} * \frac{1}{vel_z}$$

$$\int (\varepsilon * ds) = \int (\varepsilon * dt * \frac{ds}{dt}) = \int (\varepsilon * vel_z * dt)$$

Questa scelta appare più logica dal momento che ci si pone l'obiettivo di ottimizzare una curva di forza che è funzione dello spazio (spostamento baricentrico), non del tempo.

Bastano pochi passaggi matematici per trasformare la derivata e l'integrale in funzione dello spazio anziché del tempo. È sufficiente dividere la derivata e moltiplicare l'integrale per la velocità istantanea.

Bisogna sottolineare come la semplicità di questo schema di controllo permetta di controllare efficacemente la variazione della forza totale generata dall'ammortizzatore, con la quale viene calcolato l'errore, agendo però sulla sola componente viscosa della forza, lasciando che la componente elastica evolva autonomamente.

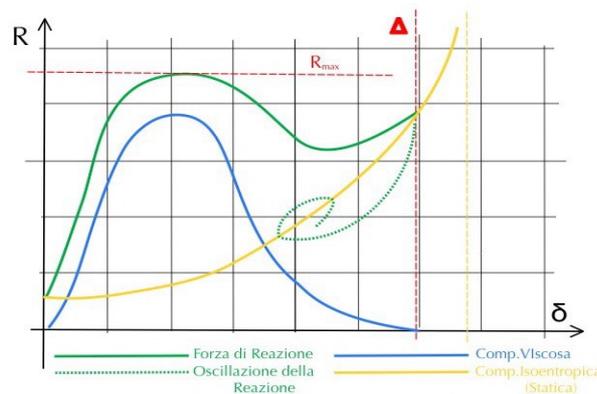


Illustrazione 14: curva caratteristica ammortizzatore (fonte Wikipedia)

L'obiettivo quindi è quello di raggiungere la maggiore efficienza possibile, laddove quest'ultima è definita come:

$$\eta = \frac{L}{R_{max} * \Delta}$$

$L = \text{energia totale}$

$R_{max} = \text{forza massima generata dall'ammortizzatore}$

$\Delta = \text{schacciamento massimo dell'ammortizzatore}$

## 4.1. Calcolo della forza obiettivo

Lo schema di controllo che si è delineato richiede quindi la determinazione, istante per istante, di una quantità definita "errore", di una sua derivata e del suo integrale.

Il comportamento del controllore è ovviamente influenzato dalla scelta di una opportuna grandezza di riferimento sulla base della quale effettuare il calcolo dell'errore. Una possibilità è quella di determinare una forza ideale dell'ammortizzatore e di confrontarla con quella realmente sviluppata. Questa differenza è già di per se un possibile "errore" che se opportunamente scalato può essere usato come variabile principale del controllo attivo.

Di fatto però non è per nulla agevole la determinazione sperimentale della forza esercitata dall'ammortizzatore, che dovrebbe quindi essere in qualche modo ricostruita artificialmente con l'utilizzo di opportuni sensori adeguatamente disposti sul carrello.

Una misura facilmente rilevabile sperimentalmente è l'accelerazione della massa di caduta lungo l'asse longitudinale del carrello. Con essa risulta immediato il calcolo della forza che si genera in corrispondenza della giunzione fra carrello e velivolo, una volta noti l'angolo di beccheggio del carrello e la massa complessiva che grava su di esso. Entrambe questi valori sono di facile rilevazione con una opportuna strumentazione installata a bordo velivolo. In questo studio saranno sempre considerati noti a priori.

A fronte di queste considerazioni si è deciso di definire un metodo di calcolo di un valore obiettivo che sia direttamente confrontabile con l'accelerazione della massa di caduta ovvero con la forza su di essa esercitata. Di seguito sono riportati schematicamente i passaggi principali del calcolo.

- 1- partendo dalla definizione geometrica e matematica dell'ammortizzatore si definisce l'andamento della componente elastica della forza in funzione dello schiacciamento dell'ammortizzatore stesso che segue prevedibilmente una curva politropica.

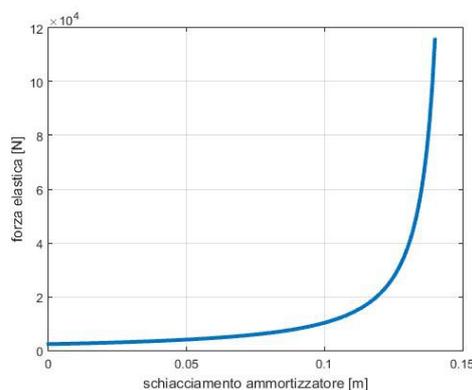


Illustrazione 15: forza elastica Vs schiacciamento ammortizzatore

2- si calcola numericamente il rapporto fra la variazione di schiacciamento dell'ammortizzatore e la variazione di altezza verticale della massa. Tale rapporto dipende prevalentemente dal cinematismo definito dalla geometria del carrello ed in misura minore, ma non trascurabile, dall'inclinazione del carrello attorno all'asse di beccheggio.

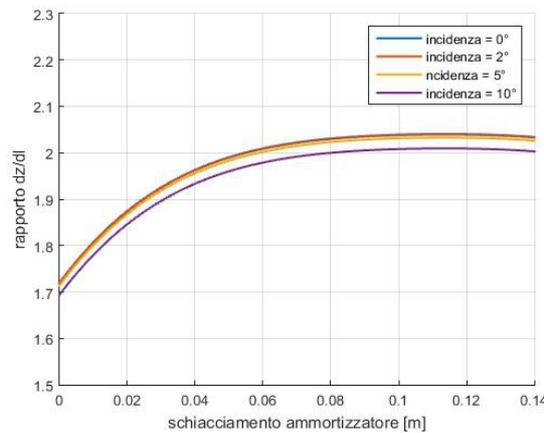


Illustrazione 16: rapporto cinematico Vs schiacciamento ammortizzatore

Questo valore può essere definito numericamente in funzione dello schiacciamento dell'ammortizzatore per essere utilizzato nei passaggi successivi.

Un semplice bilancio energetico permette di stabilire che tale valore, in prima approssimazione, è inversamente proporzionale al rapporto fra forza generata dall'ammortizzatore e forza agente sulla massa di caduta.

$$F_{massa} * ds_{massa} \approx F_{ammortizzatore} * ds_{ammortizzatore}$$

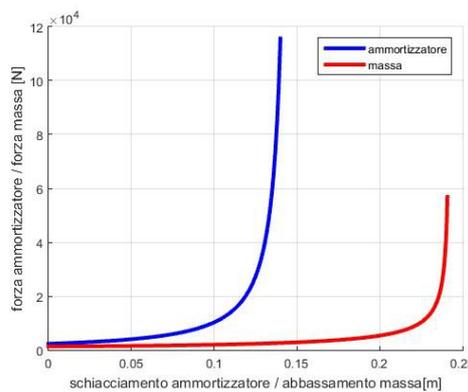


Illustrazione 17: rapporto forza ammortizzatore - forza massa

I termini trascurati sono relativi alle componenti inerziali delle parti mobili del carrello, ruota e braccio oscillante, da aggiungere ai termini di sinistra e il contributo dato dallo schiacciamento dello pneumatico che invece andrebbe aggiunto ai termini di destra. Essi sono quantitativamente rilevanti solamente nei primissimi istanti successivi all'impatto del carrello, quando le inerzie sono maggiori. Non sembra necessario appesantire il

sistema di prova con la strumentazione necessaria alla rilevazione dell'accelerazione angolare della ruota e del braccio, poiché non porterebbe alcun miglioramento consistente dell'efficacia del controllore.

3- si calcola l'energia che l'ammortizzatore sarebbe in grado di accumulare nel caso in cui potesse avere un comportamento perfettamente ideale.

Il valore di questa energia è facilmente ottenibile dalla curva politropica, moltiplicando, punto per punto il valore della forza elastica per il corrispondente schiacciamento.

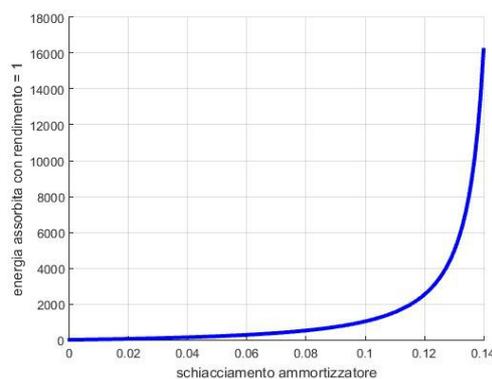


Illustrazione 18: energia assorbita Vs schiacciamento ammortizzatore

La curva così ottenuta ci mostra il valore dell'energia che potrebbe immagazzinare l'ammortizzatore se fosse perfettamente ideale, cioè con rendimento unitario. In tal caso infatti il grafico forza-spostamento di un ipotetico impatto sarebbe perfettamente rettangolare. La stessa curva può essere riprodotta ipotizzando rendimenti più realistici, del 85-90%.

4- La curva energetica viene riportata in funzione dello spostamento verticale della massa grazie al rapporto cinematico precedentemente calcolato e confrontata con il valore di energia totale del sistema di caduta.

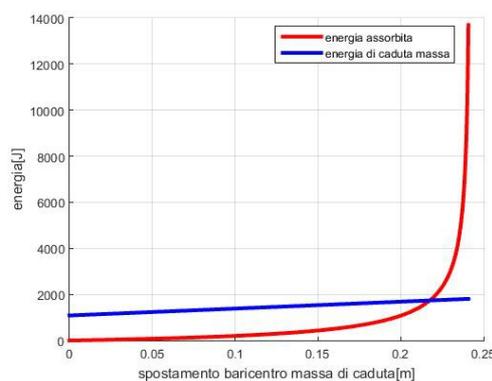


Illustrazione 19: confronto energia di caduta - energia assorbita dal carrello

Bisogna notare come l'energia totale del sistema in caduta sia funzione dell'energia cinetica al momento dell'impatto (valore iniziale della curva blu), e dell'energia potenziale legata alla variazione di altezza della massa dopo l'impatto, da qui l'andamento linearmente crescente della curva. In oltre un piccolo contributo è dato anche dallo schiacciamento dello pneumatico.

Il punto di intersezione fra le due curve, calcolato per via numerica, determina il valore ideale di schiacciamento dell'ammortizzatore e quindi, della forza ideale, utilizzando la curva politropica di partenza.

La curva energetica dell'ammortizzatore viene moltiplicata per un coefficiente inferiore a 1 per tenere conto dell'efficienza reale che avendo un inevitabile transitorio iniziale sarà necessariamente inferiore. Valori di efficienza pari a 80 – 90% sono più che accettabili. La curva relativa risulterà quindi leggermente inferiore.

La curva energetica del sistema di caduta, invece, viene moltiplicata per un termine inferiore a 1 per tenere conto del fatto che non tutta l'energia è accumulata o assorbita dall'ammortizzatore. Una percentuale consistente del 10 – 15% è infatti dissipata dallo pneumatico.

9- Il passaggi fin qui descritti possono facilmente essere ripetuti per diversi valori di massa di caduta e velocità d'impatto, in modo da ottenere una mappatura della forza ideale, funzione di questi due parametri.

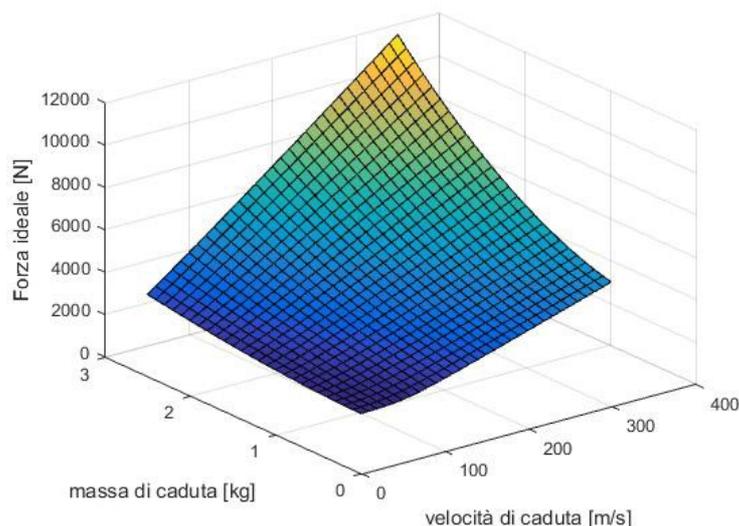


Illustrazione 20: mappatura forza ideale

Per agevolare il calcolo della forza ideale in fase di esecuzione della prova numerica di caduta, la "mappa" è stata descritta con una approssimazione polinomiale.

$$F_{IDEALE} = a_0 * M + a_1 * v_z + a_2 * Mv_z + a_3 * M^3 + a_4 * v_z^3 + a_5 * Mv_z^2 + a_6 * v_z^3$$

Al controllore è demandato il compito di effettuare il calcolo del polinomio, al momento dell'impatto, con i valori istantanei di massa, definita a priori, e di velocità verticale, campionata dopo 1mm di schiacciamento dell'ammortizzatore.

Come anticipato, la variazione dell'angolo di beccheggio determina una variazione del rapporto cinematico fra lo schiacciamento dell'ammortizzatore e la variazione di altezza della massa di caduta. Ciò risulta in un differente valore dei coefficienti del polinomio che approssima la funzione della forza ideale. Le prove eseguite con angoli di beccheggio non nulli, hanno quindi utilizzato un'approssimazione polinomiale determinata *ad hoc* per ogni angolo di inclinazione.

Angolo di incidenza	0°	2°	5°	10°
<b>a<sub>0</sub></b>	685,8225	686,8279	692,1218	711,3098
<b>a<sub>1</sub></b>	5,8864	5,8810	5,8517	5,7463
<b>a<sub>2</sub></b>	193,8437	193,7993	193,5709	192,7187
<b>a<sub>3</sub></b>	0,0072	0,0072	0,0072	0,0073
<b>a<sub>4</sub></b>	0,7315	0,7337	0,7454	0,7879
<b>a<sub>5</sub></b>	-8,5194	-8,5515	-8,7266	-9,3854
<b>a<sub>6</sub></b>	1,8477	1,8485	1,8525	1,8670
<b>a<sub>7</sub></b>	-3,6791	-3,6680	-3,6080	-3,3830

Tabella 3: coefficienti polinomiali forza ideale

## 5. Prove di caduta senza controllo attivo

Al fine di valutare l'efficacia del controllo attivo è stato eseguito un set di prove numeriche con la configurazione originale del carrello di atterraggio.

Ciascuna prova di caduta è eseguita variando uno dei seguenti parametri: massa di caduta, velocità d'impatto, angolo di beccheggio. La variazione avviene rispetto ai valori della prima prova che è anche l'unica per la quale si ha a disposizione una correlazione sperimentale ed è quindi assunta come riferimento.

I grafici seguenti mostrano l'andamento dell'accelerazione della massa di caduta (misurata tramite accelerometro virtuale) in funzione del tempo, e l'andamento della forza che agisce sulla massa in funzione della posizione della massa stessa, che come si è visto è geometricamente legato allo schiacciamento dell'ammortizzatore.

### 5.1. Variazione di massa

I grafici mostrano come all'aumentare della massa, cresca proporzionalmente l'area sottesa dalle curve. Il picco viscoso dell'accelerazione incrementa al diminuire della massa, coerentemente col fatto che la rigidità relativa del carrello aumenta. In termini di forza, invece, tale picco risulta pressoché invariato, aumenta invece notevolmente quello elastico, causato da una maggiore corsa dell'ammortizzatore all'aumentare della massa.

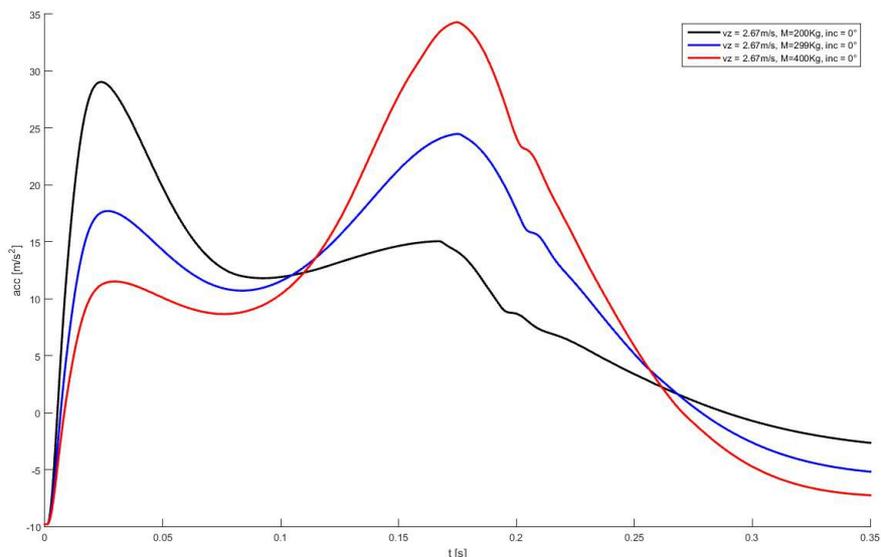


Illustrazione 21: variazione di massa - accelerazione Vs tempo

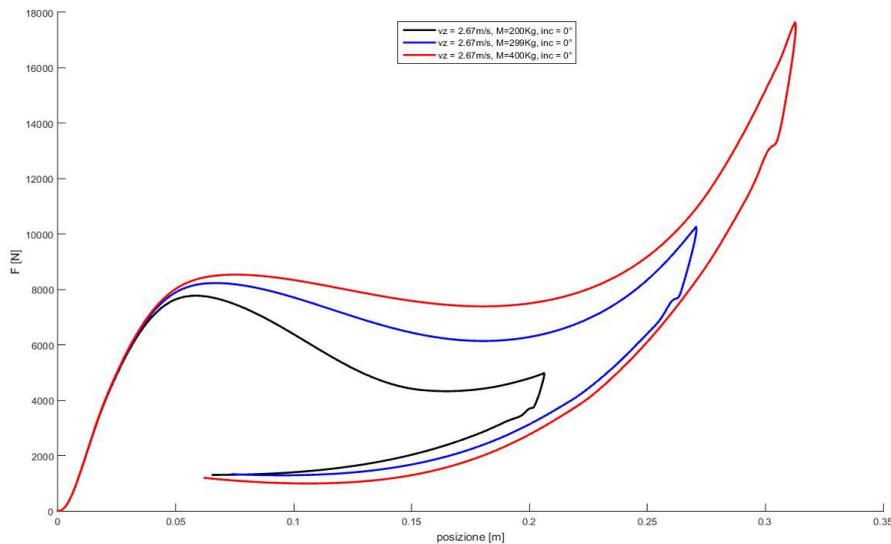


Illustrazione 22: variazione di massa - forza Vs spostamento baricentrico

	Prova n°1	Prova n°2	Prova n°3
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	200 Kg	400 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,27 m	0,205 m	0,312 m
<b>Energia</b>	1835 J	1100 J	2620 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,66	0,69	0,48

Tabella 4: riepilogo risultati

## 5.2. Variazione di velocità

Anche in questo caso i grafici mostrano l'andamento prevedibile delle curve di accelerazione e forza.

Il rapporto fra il picco viscoso ed elastico si mantiene simile al crescere della velocità, il che sta ad indicare una buona progettazione della geometria del carrello e dell'ammortizzatore, i quali mantengono un buon comportamento passivo anche rispetto a variazioni notevoli di velocità di caduta.

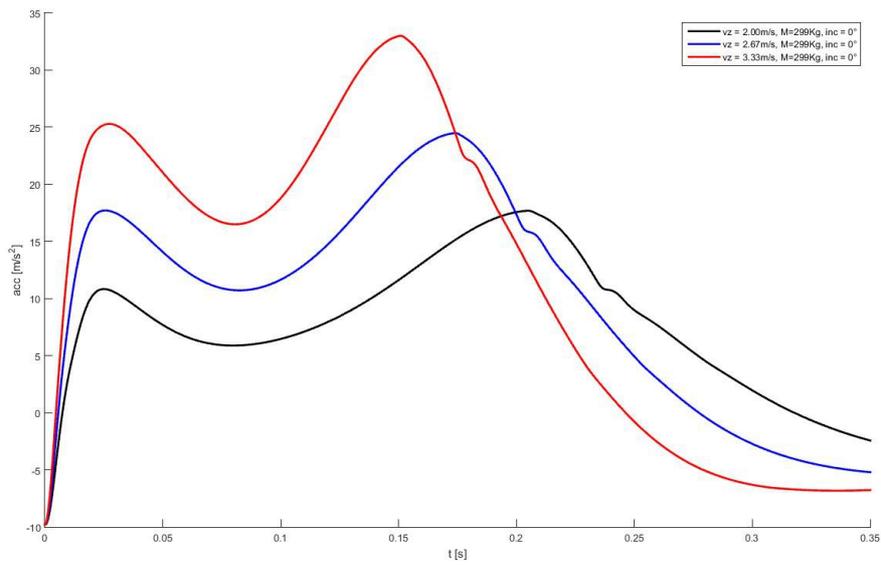


Illustrazione 23: variazione di velocità - accelerazione Vs tempo

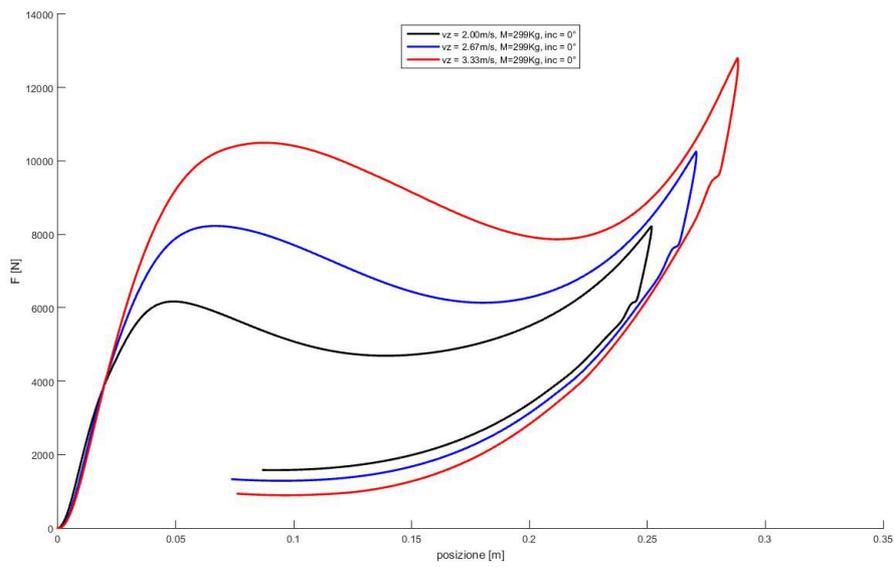


Illustrazione 24: variazione di velocità - forza Vs spostamento baricentrico

	Prova n°1	Prova n°4	Prova n°5
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	3,33 m/s	2,00 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,27 m	0,287 m	0,252 m
<b>Energia</b>	1835 J	2480 J	1320 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,66	0,67	0,64

Tabella 5: riepilogo risultati

### 5.3. Variazione d'assetto

L'aumento dell'angolo di beccheggio si rispecchia in un cambiamento del cinematismo del carrello e quindi del rapporto fra schiacciamento del carrello e variazione d'altezza della massa.

Si nota in particolare come all'aumentare dell'angolo di beccheggio, tenda anche ad aumentare la componente viscosa della curva di accelerazione, in conseguenza del fatto che il braccio oscillante si trova a cadere con un angolo sempre più prossimo alla verticale, generando una rigidità del sistema via via maggiore negli istanti immediatamente successivi all'impatto, per poi diminuire nelle fasi finali a valori inferiori di quelli ottenuti ad incidenza nulla.

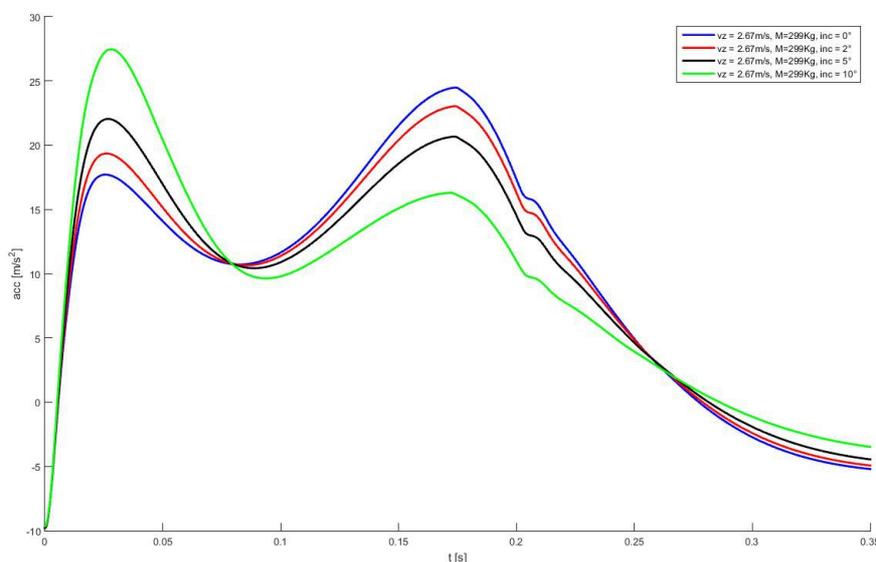


Illustrazione 25: variazione di incidenza - accelerazione Vs tempo

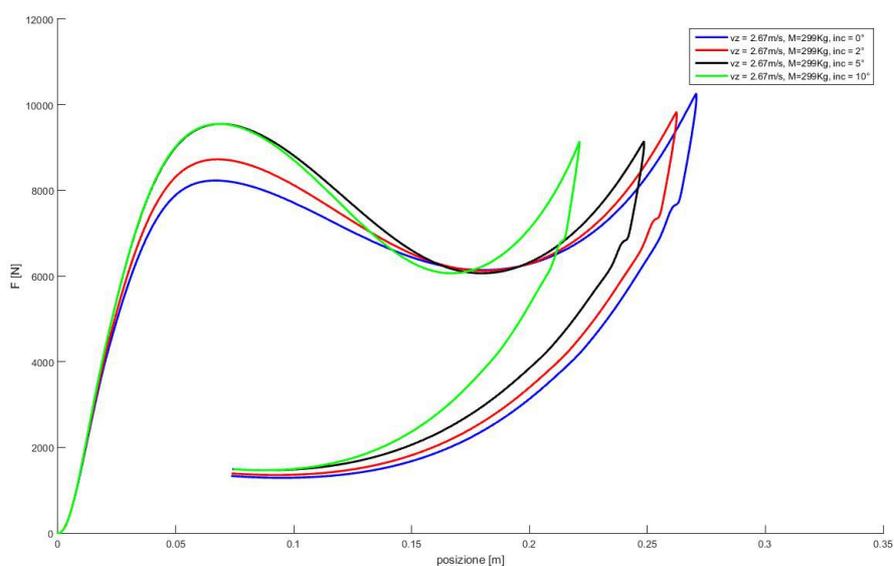


Illustrazione 26: variazione di incidenza - forza Vs spostamento baricentrico

	Prova n°1	Prova n°6	Prova n°7	Prova n°8
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	2°	5°	10°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,27 m	0,261 m	0,248 m	0,220 m
<b>Energia</b>	1835 J	1810 J	1770 J	1690 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,66	0,71	0,75	0,68

Tabella 6: riepilogo risultati

Nonostante La velocità d'impatto e la massa di caduta siano identiche, nelle prove ad incidenza variabile, l'energia totale non è uniforme a causa della differenza di spostamento baricentrico durante l'impatto.

## 6. Prove di caduta con controllo attivo

Possiamo a questo punto eseguire nuovamente ciascuna prova di caduta con il sistema di controllo attivo dell'orifizio.

Verranno qui di seguito riportati i risultati di ogni prova. I grafici più significativi sono quelli che mostrano l'andamento dell'accelerazione e della forza confrontati con la corrispondente prova in assenza di controllo attivo.

Sono però di relativo interesse anche i grafici che mostrano l'andamento temporale dell'area dell'orifizio di trafilamento dell'olio nell'ammortizzatore e le storie temporali dell'errore calcolato fra la forza ideale e quella reale, nonché le derivate e l'integrale dell'errore stesso.

Per ciascuna prova è riportato il valore di efficienza che, come si vedrà, risulta sempre superiore con il controllo attivo, il che lascia intendere un buon funzionamento del sistema.

### 6.1. Prova n°1 – condizioni di riferimento

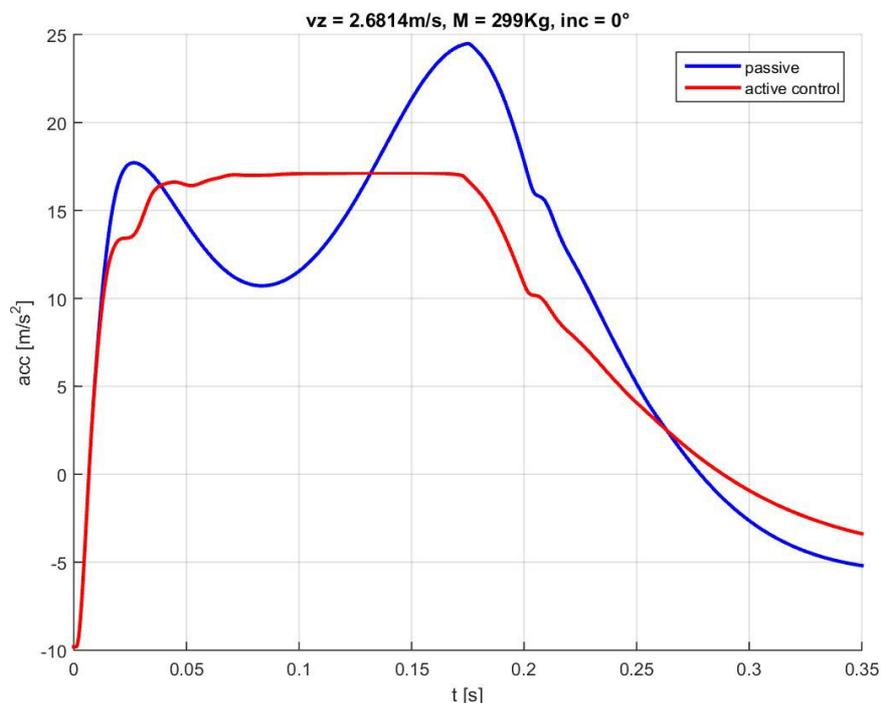


Illustrazione 27: accelerazione Vs tempo

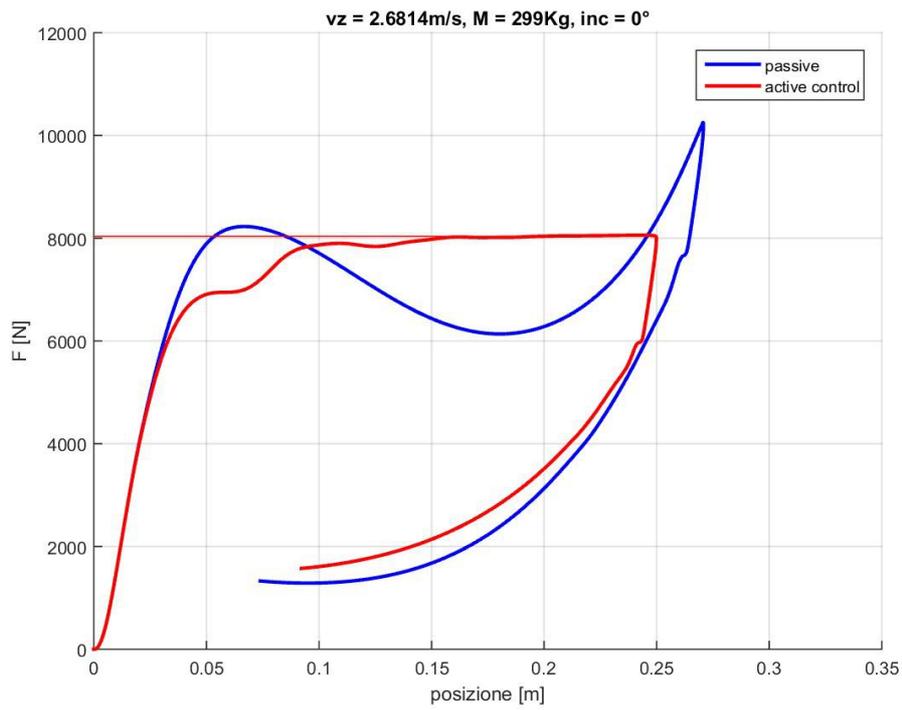


Illustrazione 28: forza Vs spostamento baricentrico

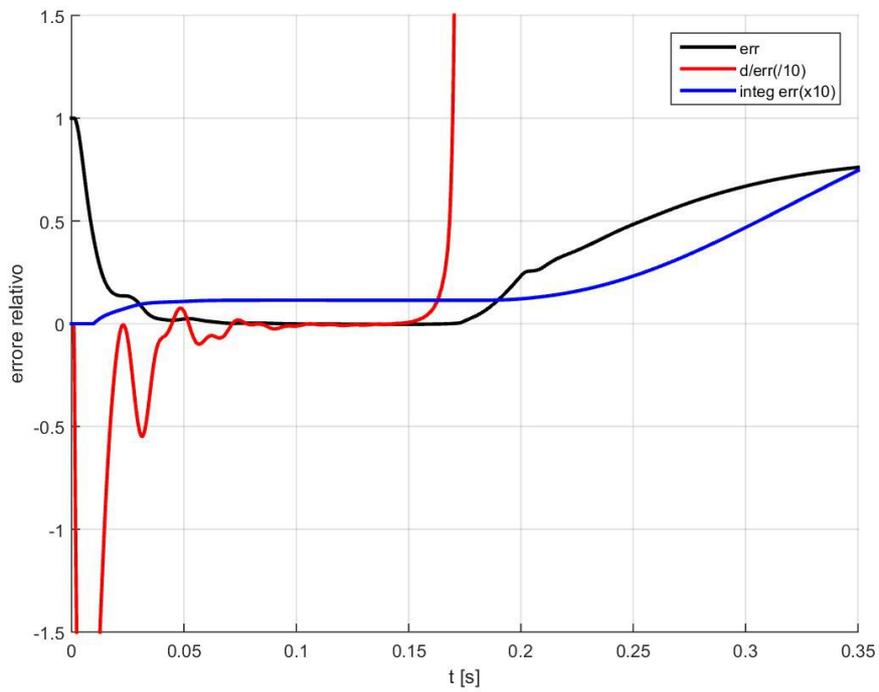


Illustrazione 29: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

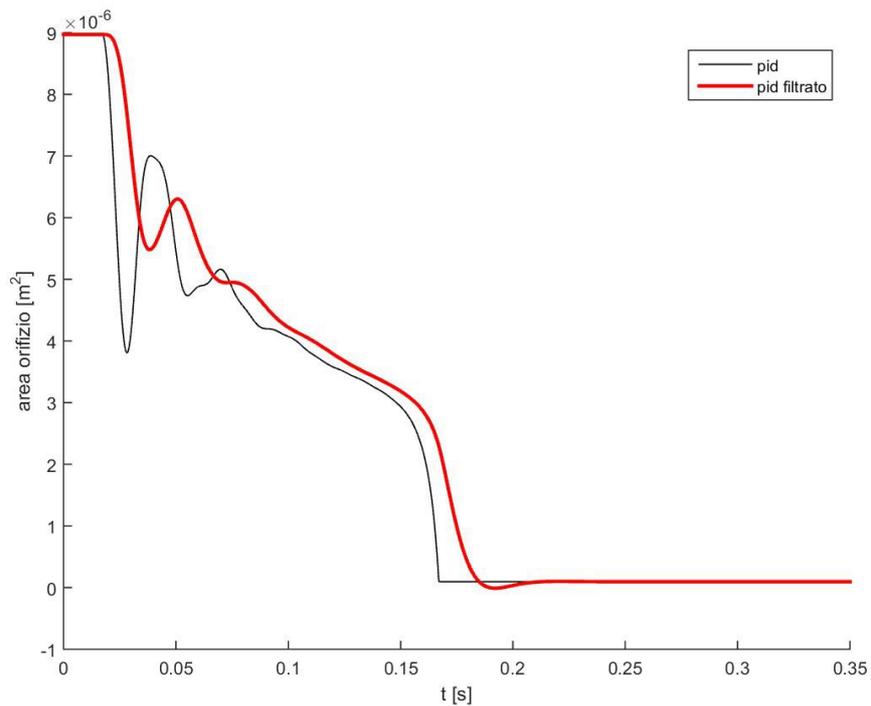


Illustrazione 30: area orifizio Vs tempo

	Senza controllo attivo	Con controllo attivo
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,27 m	0,249 m
<b>Energia</b>	1835 J	1780 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,66	0,88

Tabella 7: confronto prova passiva e controllo attivo

## 6.2.Prova n°2 – variazione di massa

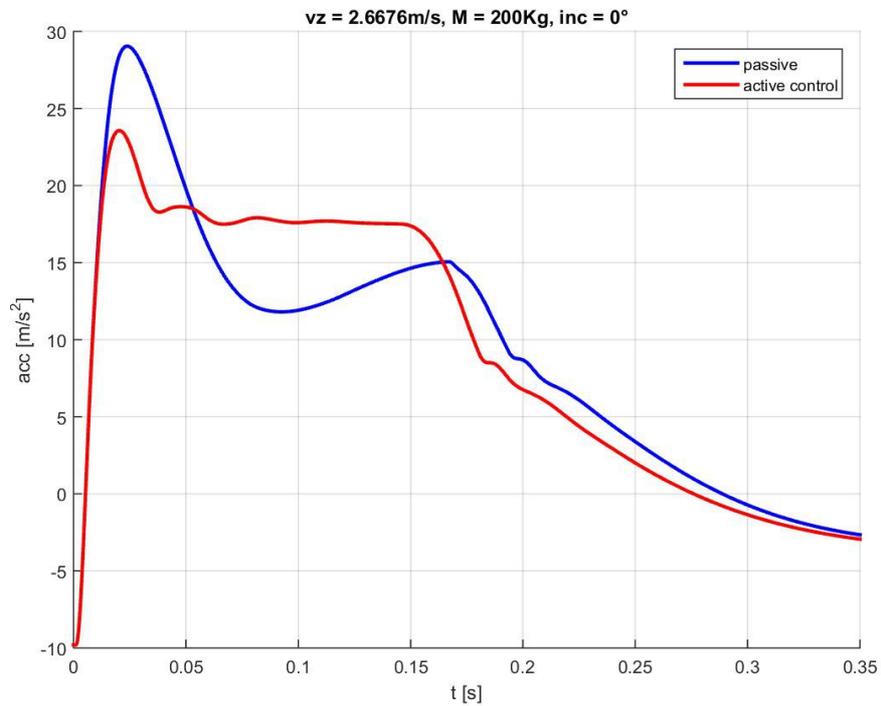


Illustrazione 31: accelerazione Vs tempo

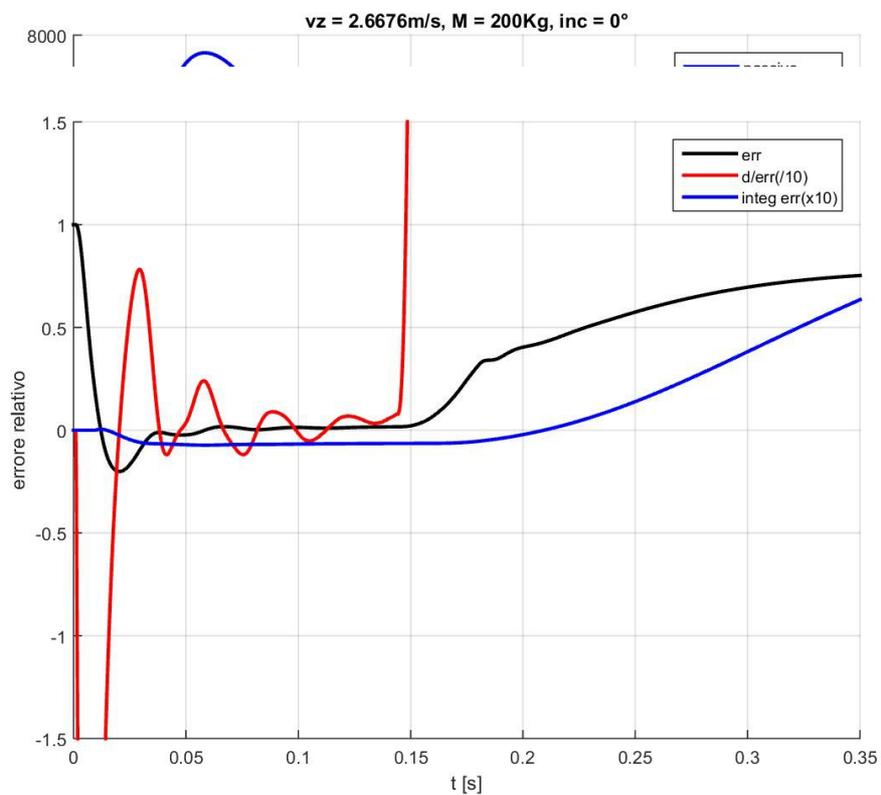


Illustrazione 33: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

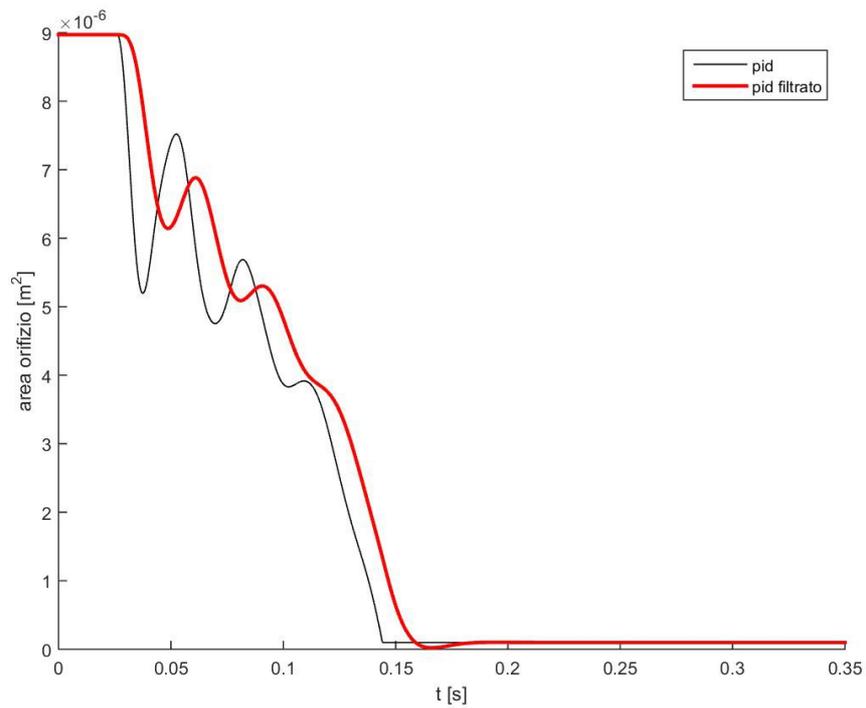


Illustrazione 34: area orifizio Vs tempo

	Senza controllo attivo	Con controllo attivo
<b>Massa di caduta</b>	200 Kg	200 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,205 m	0,205 m
<b>Energia</b>	1100 J	1100 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,69	0,8

Tabella 8: confronto prova passiva e controllo attivo

### 6.3.Prova n°3 – variazione di massa

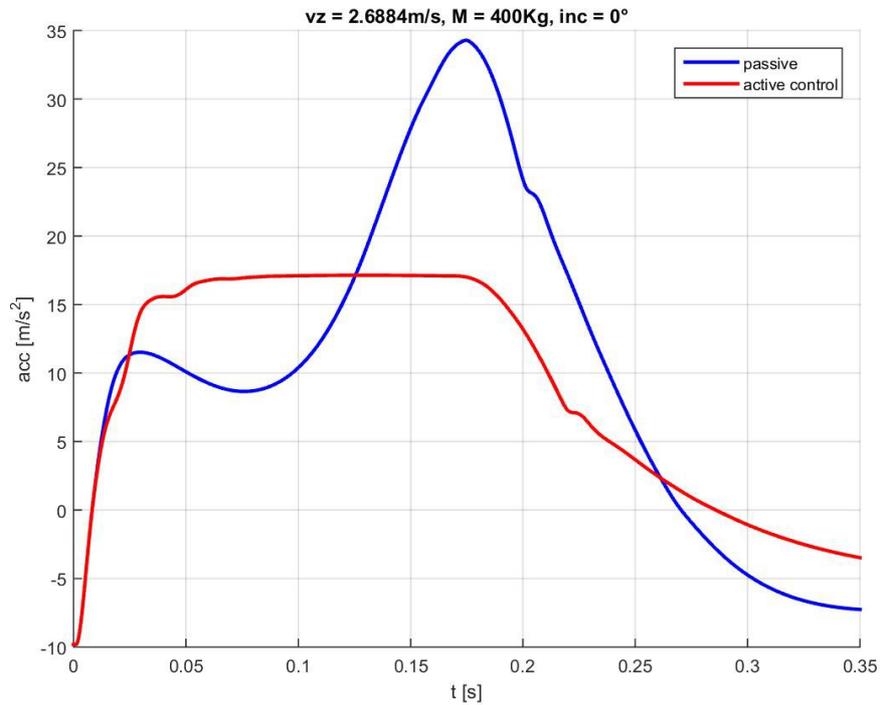


Illustrazione 35: accelerazione Vs tempo

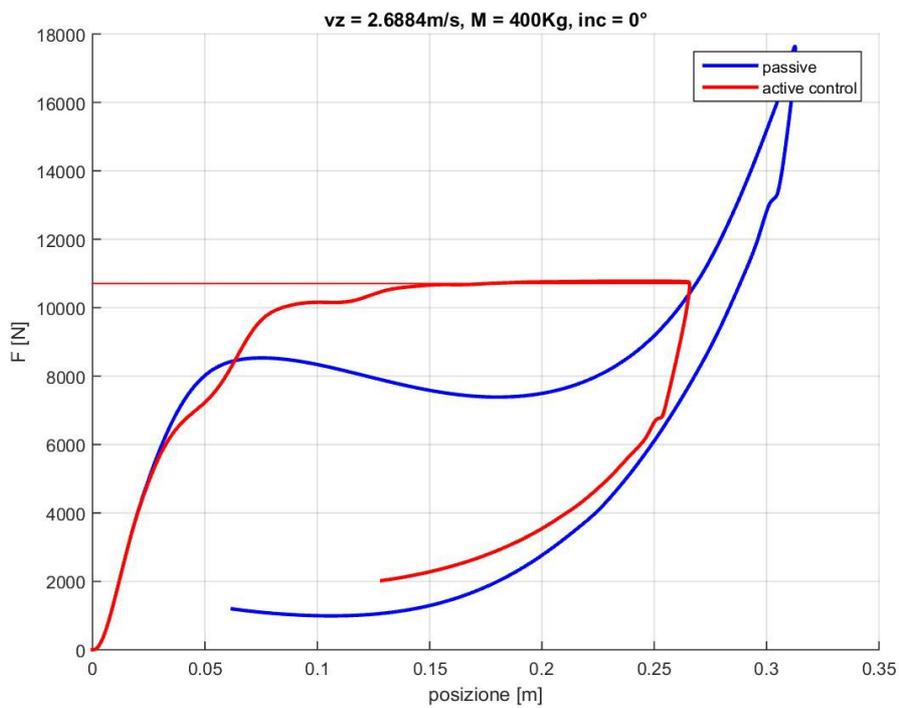


Illustrazione 36: forza Vs spostamento baricentrico

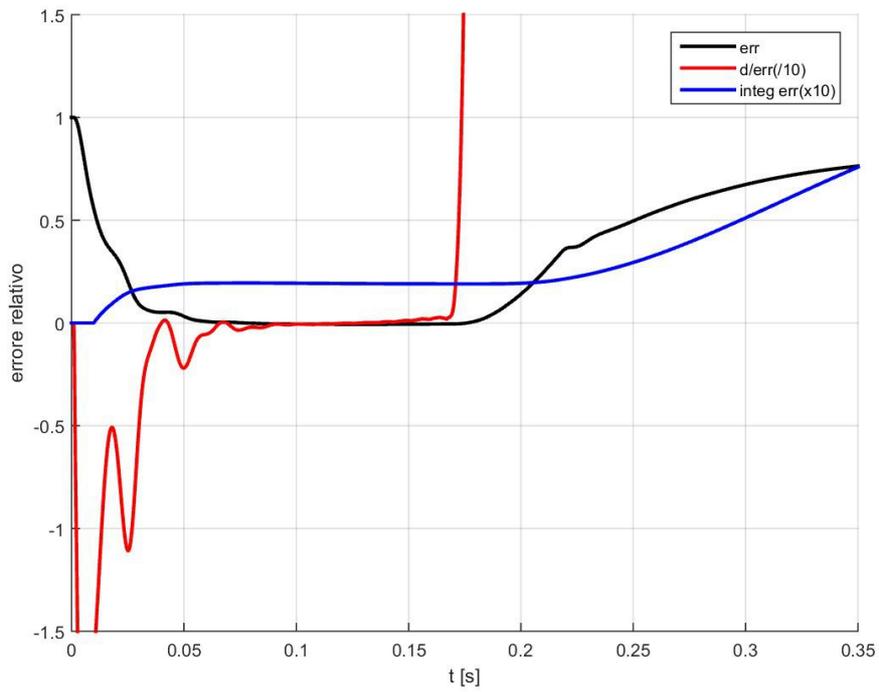


Illustrazione 37: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

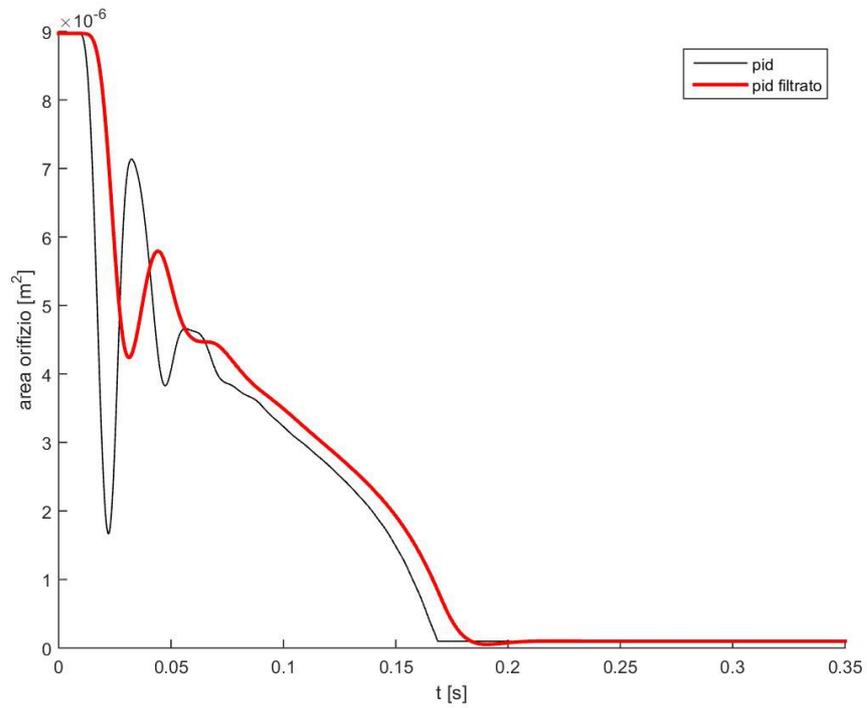


Illustrazione 38: area orifizio Vs tempo

	<b>Senza controllo attivo</b>	<b>Con controllo attivo</b>
<b>Massa di caduta</b>	400 Kg	400 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,312 m	0,265 m
<b>Energia</b>	2620 J	2440 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,48	0,85

Tabella 9: confronto prova passiva e controllo attivo

### 6.4.Prova n°4 – variazione di velocità

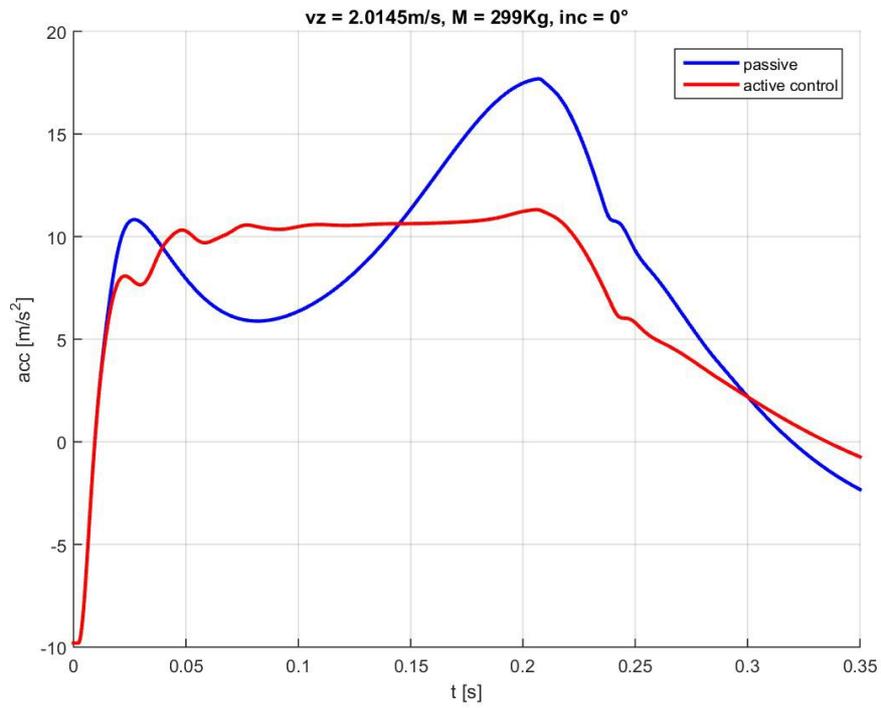


Illustrazione 39: accelerazione Vs tempo

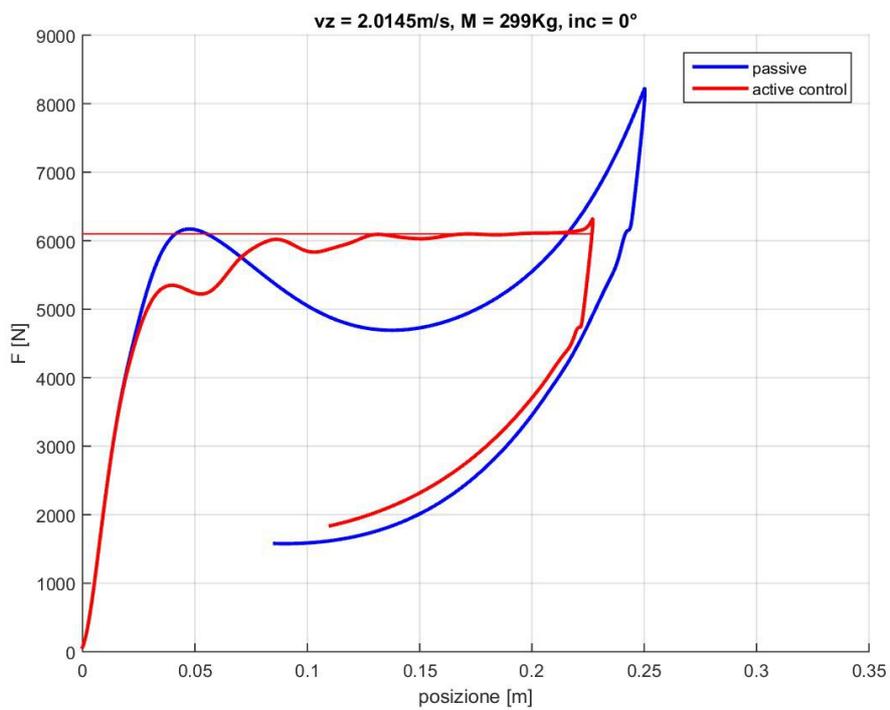


Illustrazione 40: forza Vs spostamento baricentrico

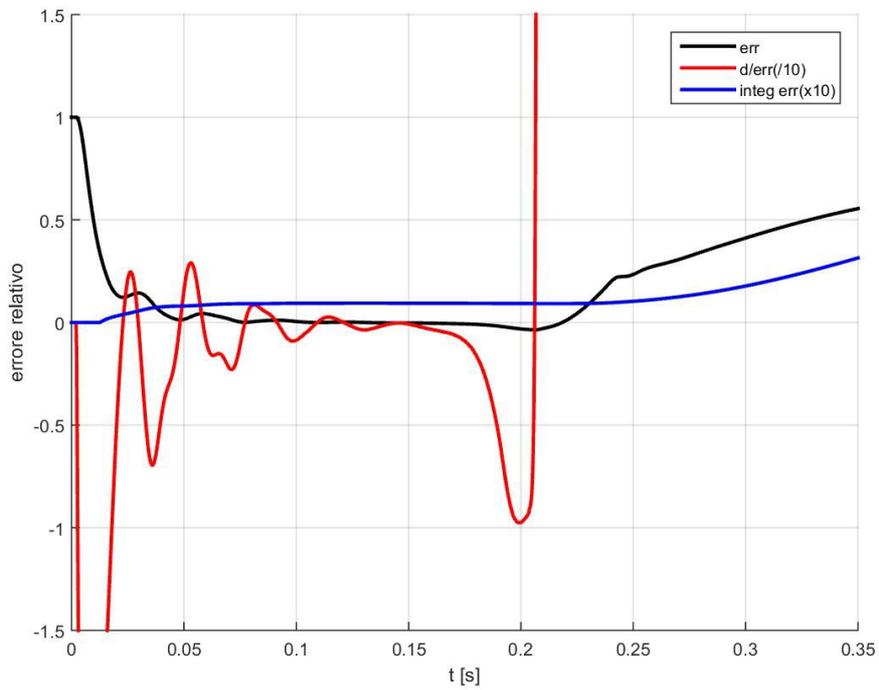


Illustrazione 41: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

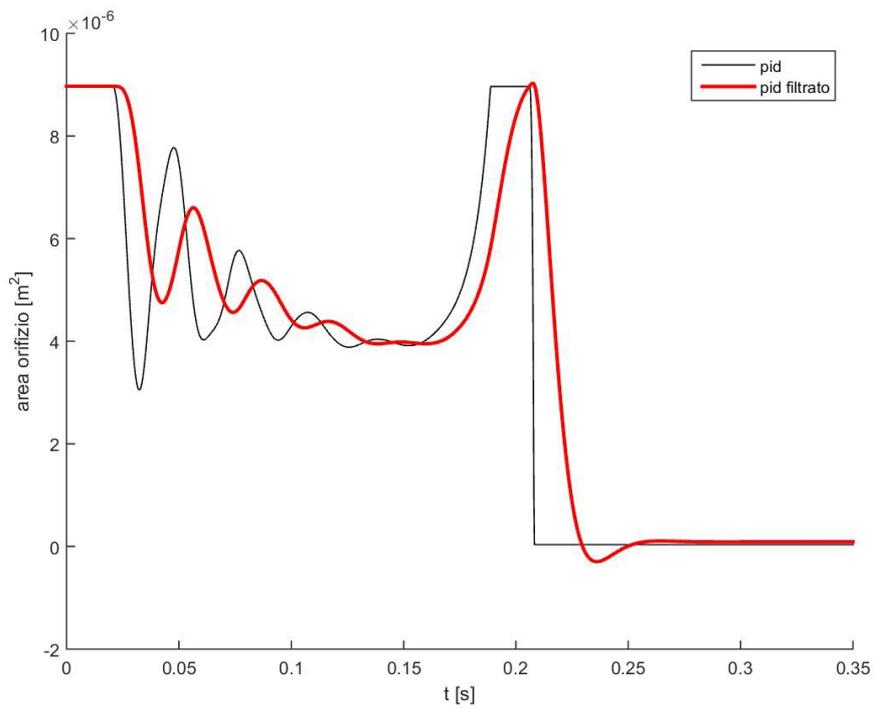


Illustrazione 42: area orifizio Vs tempo

	Senza controllo attivo	Con controllo attivo
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,00 m/s	2,00 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,251 m	0,228 m
<b>Energia</b>	1320 J	1250 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,64	0,87

Tabella 10: confronto prova passiva e controllo attivo

## 6.5. Prova n°5 – variazione di velocità

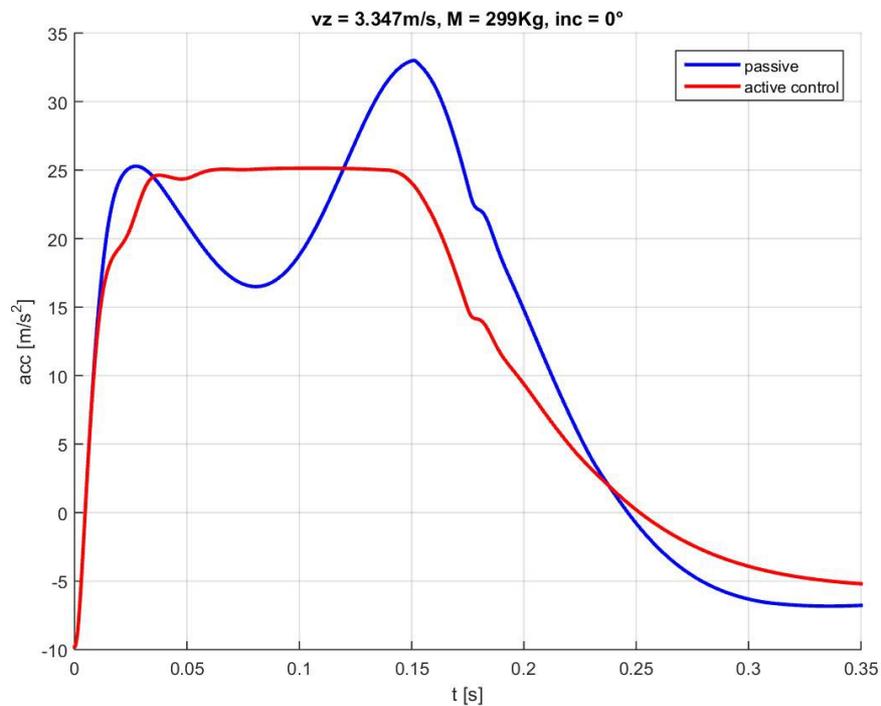


Illustrazione 43: accelerazione Vs tempo

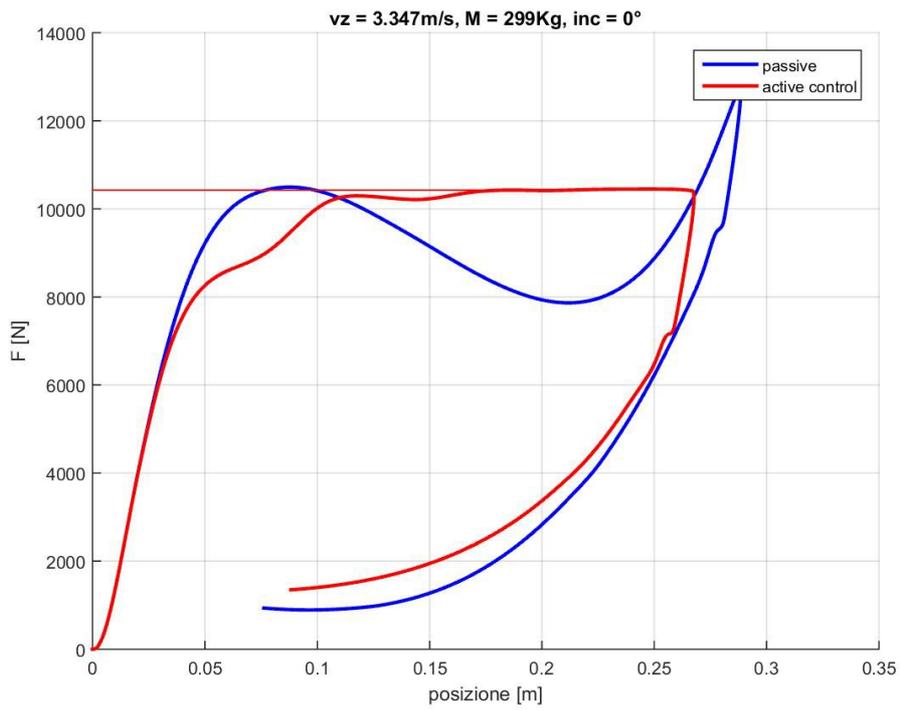


Illustrazione 44: forza Vs spostamento baricentrico

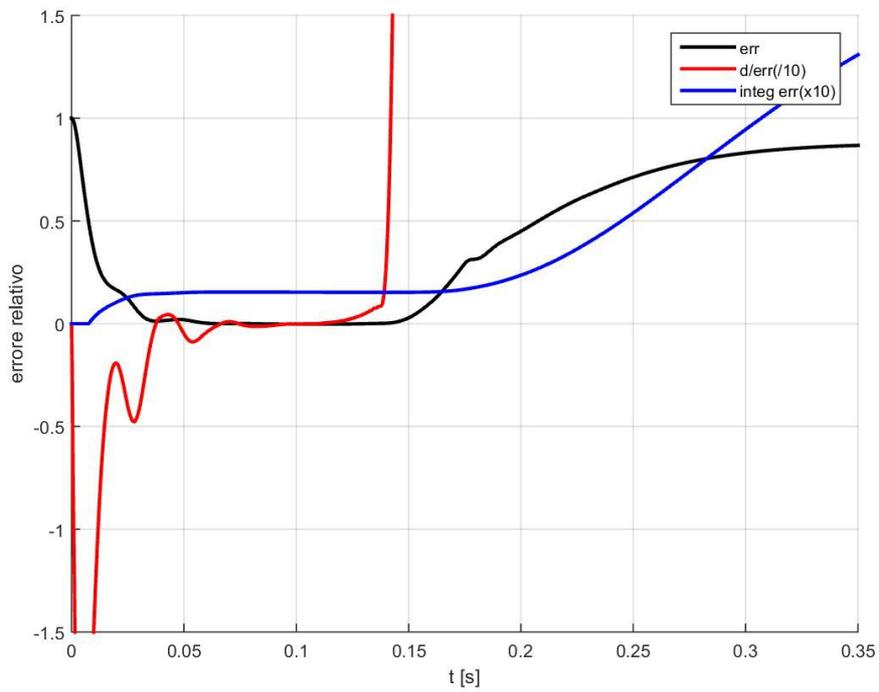


Illustrazione 45: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

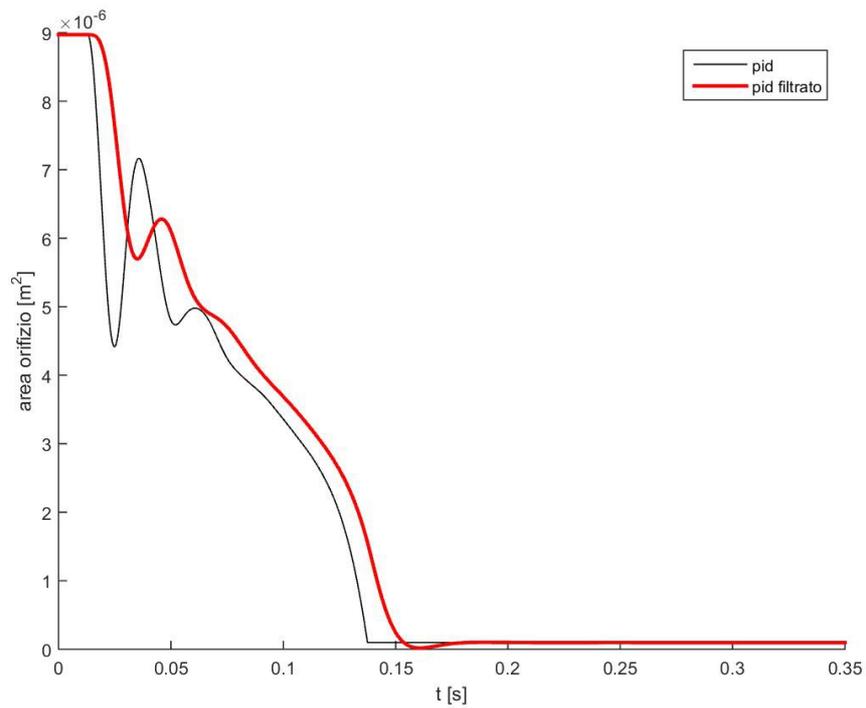


Illustrazione 46: area orifizio Vs tempo

	Senza controllo attivo	Con controllo attivo
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	3,33 m/s	3,33 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	0°	0°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,287 m	0,266 m
<b>Energia</b>	2480 J	2420 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,67	0,87

Tabella 11: confronto prova passiva e controllo attivo

### 6.6.Prova n°6 – variazione di incidenza

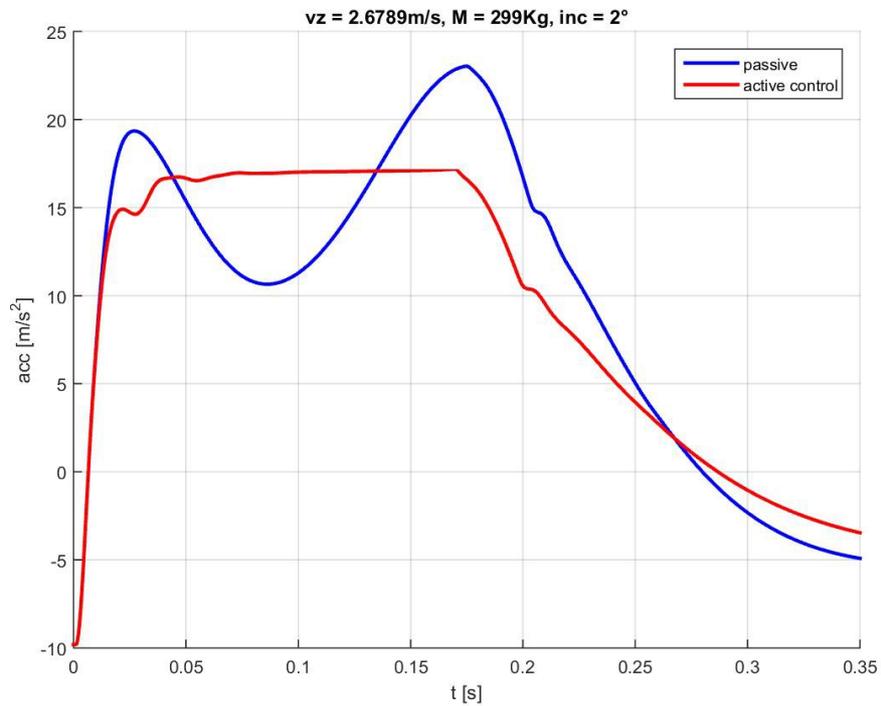


Illustrazione 47: accelerazione Vs tempo

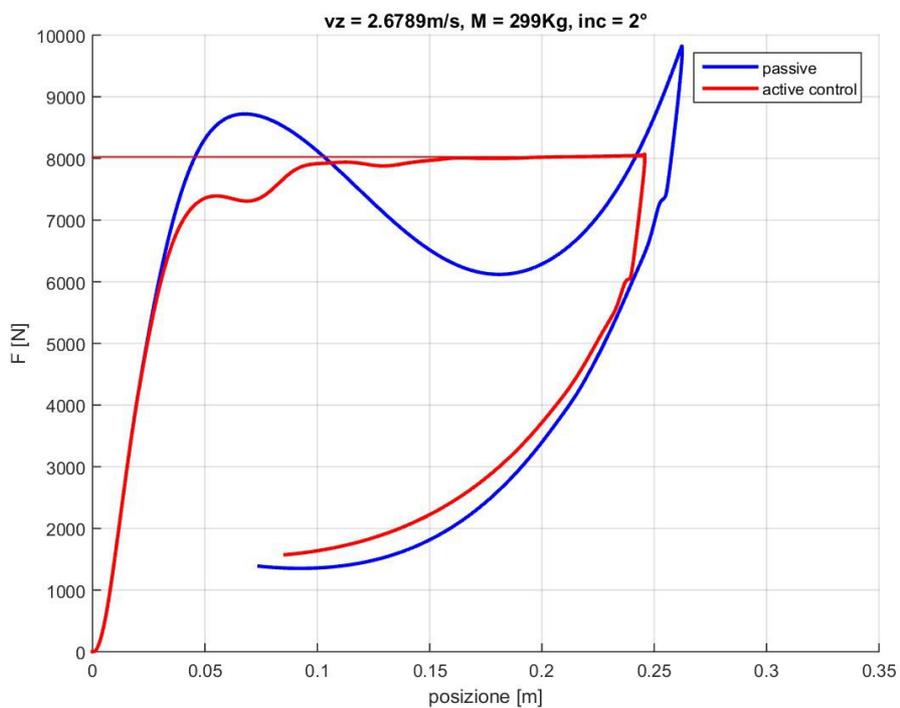


Illustrazione 48: forza Vs spostamento baricentrico

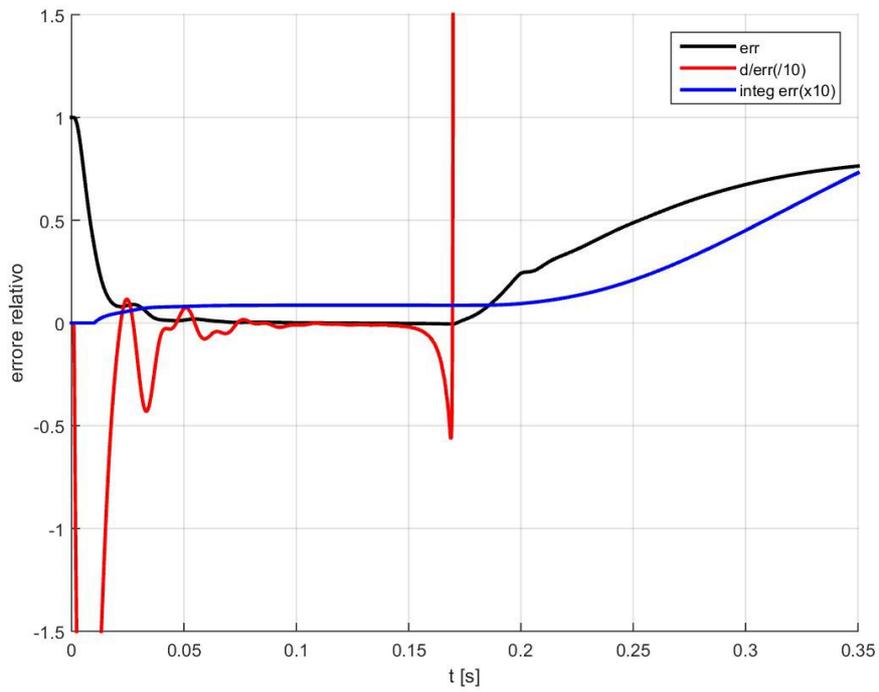


Illustrazione 49: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

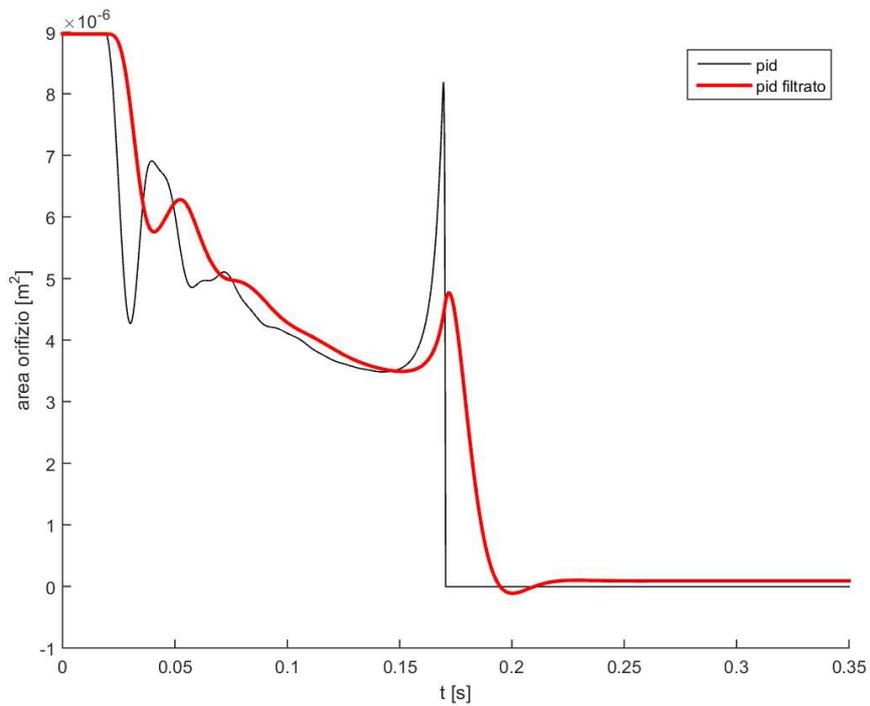


Illustrazione 50: area orifizio Vs tempo

	Senza controllo attivo	Con controllo attivo
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	2°	2°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,261 m	0,245 m
<b>Energia</b>	1810 J	1765 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,67	0,89

Tabella 12: confronto prova passiva e controllo attivo

## 6.7.Prova n°7 – variazione di incidenza

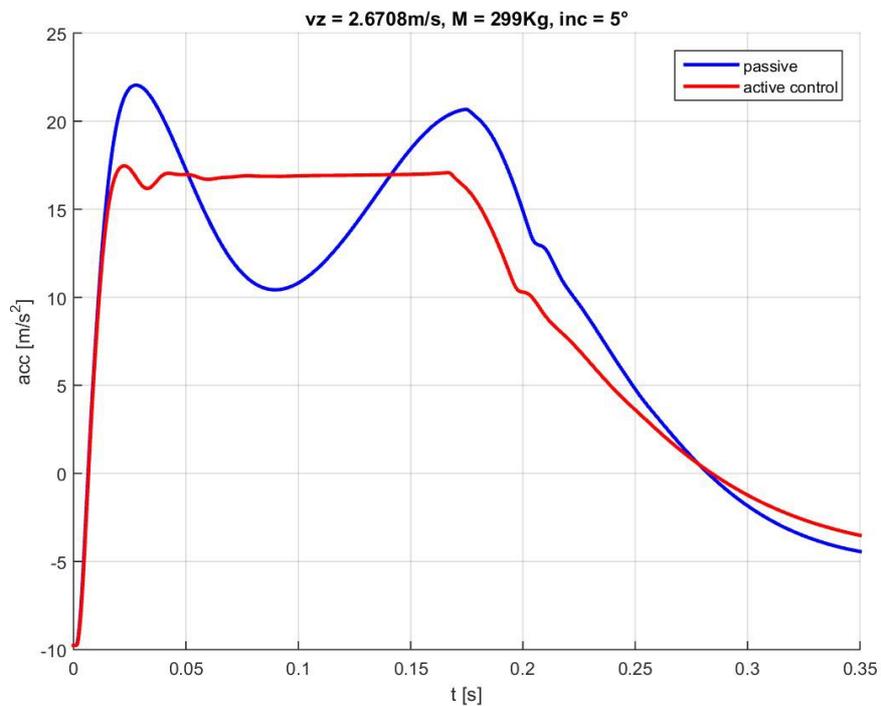


Illustrazione 51: accelerazione Vs tempo

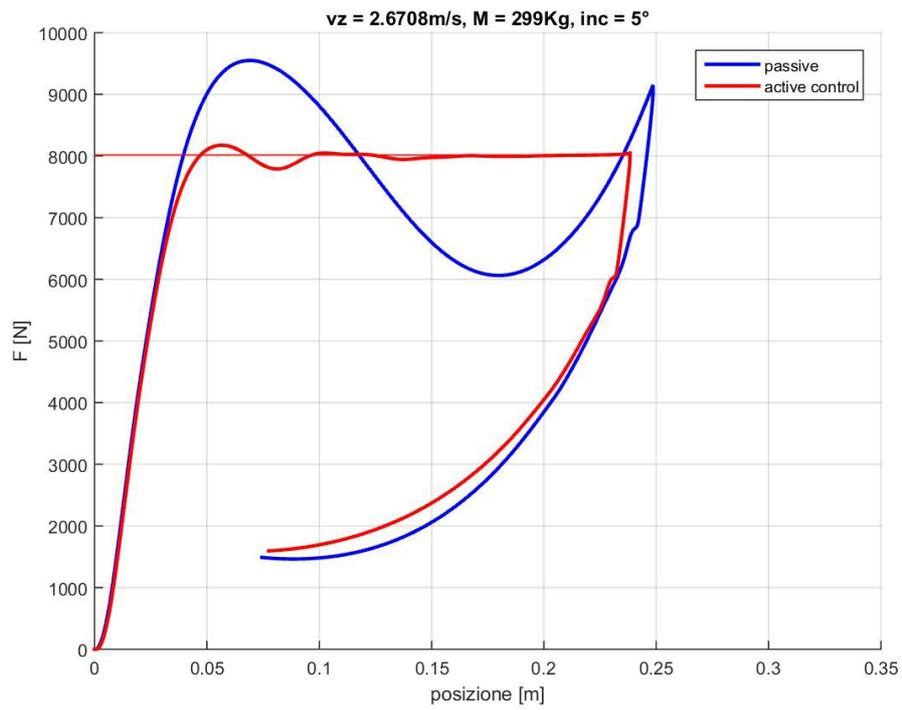


Illustrazione 52: forza Vs spostamento baricentrico

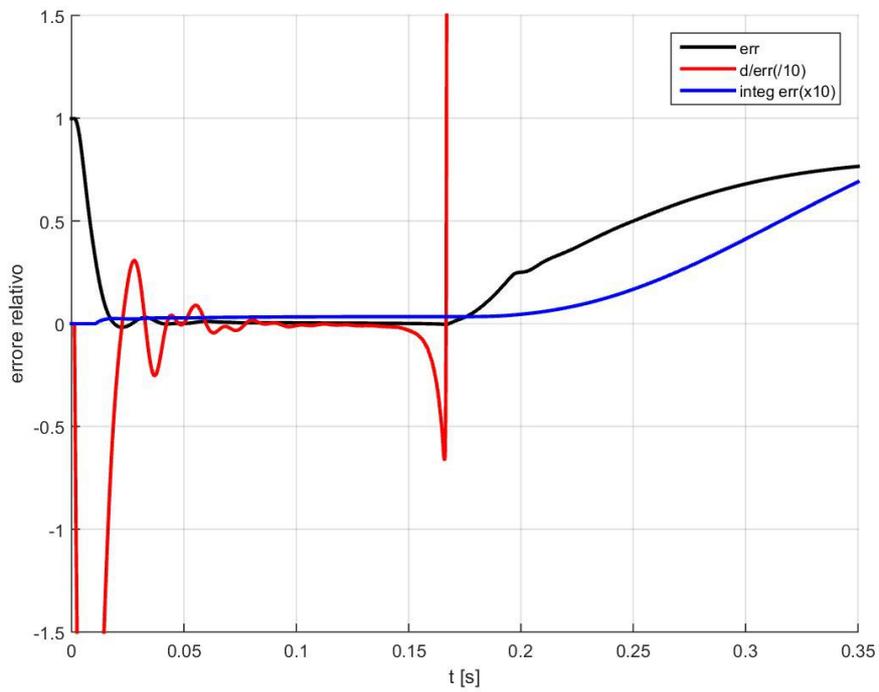


Illustrazione 53: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

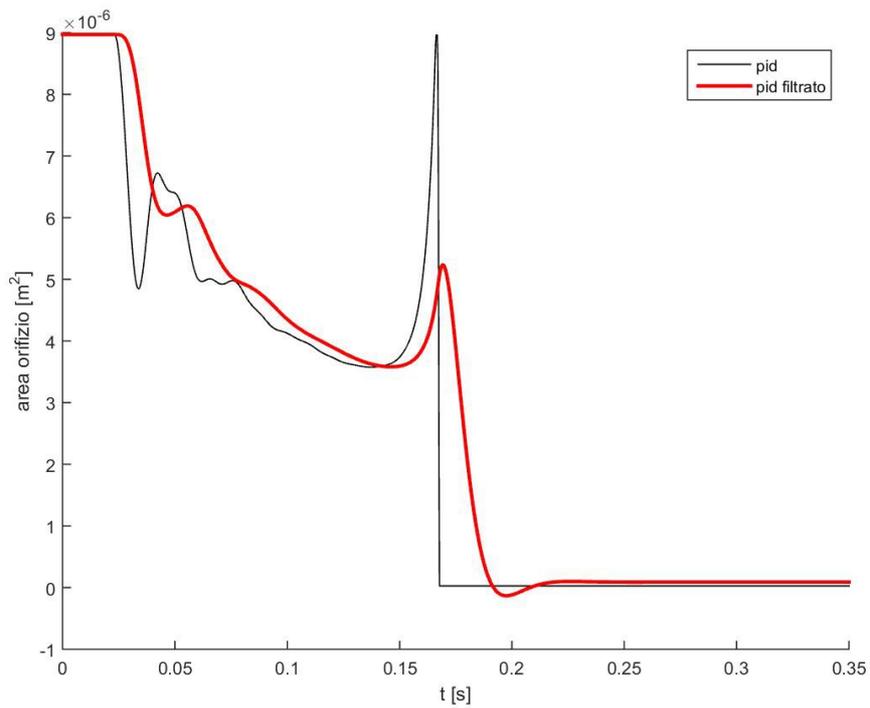


Illustrazione 54: area orifizio Vs tempo

	Senza controllo attivo	Con controllo attivo
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	5°	5°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,248 m	0,237 m
<b>Energia</b>	2365 J	1740 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,64	0,9

Tabella 13: confronto prova passiva e controllo attivo

### 6.8.Prova n°8 – variazione di incidenza

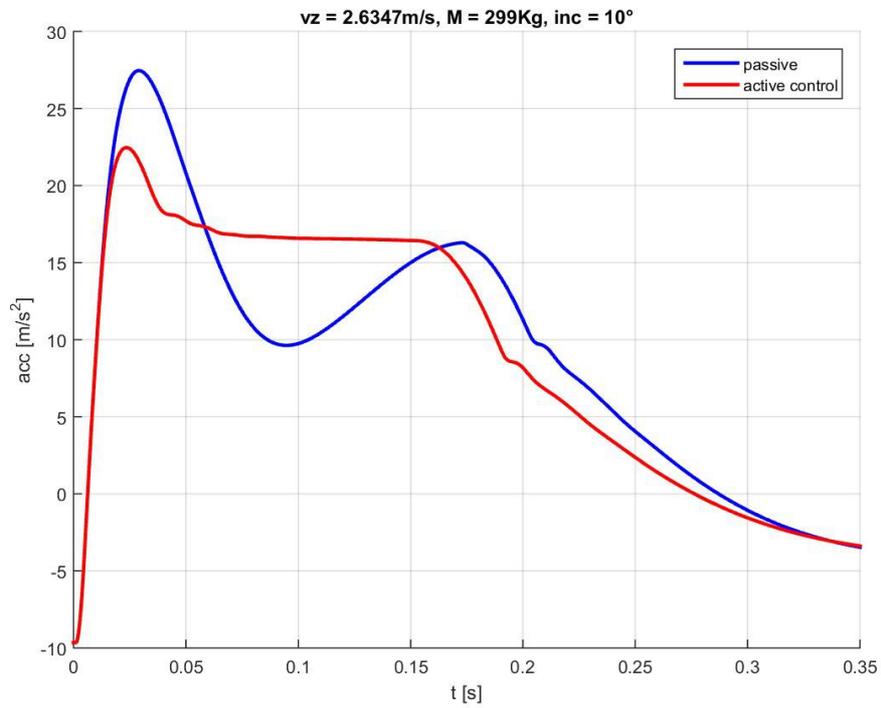


Illustrazione 55: accelerazione Vs tempo

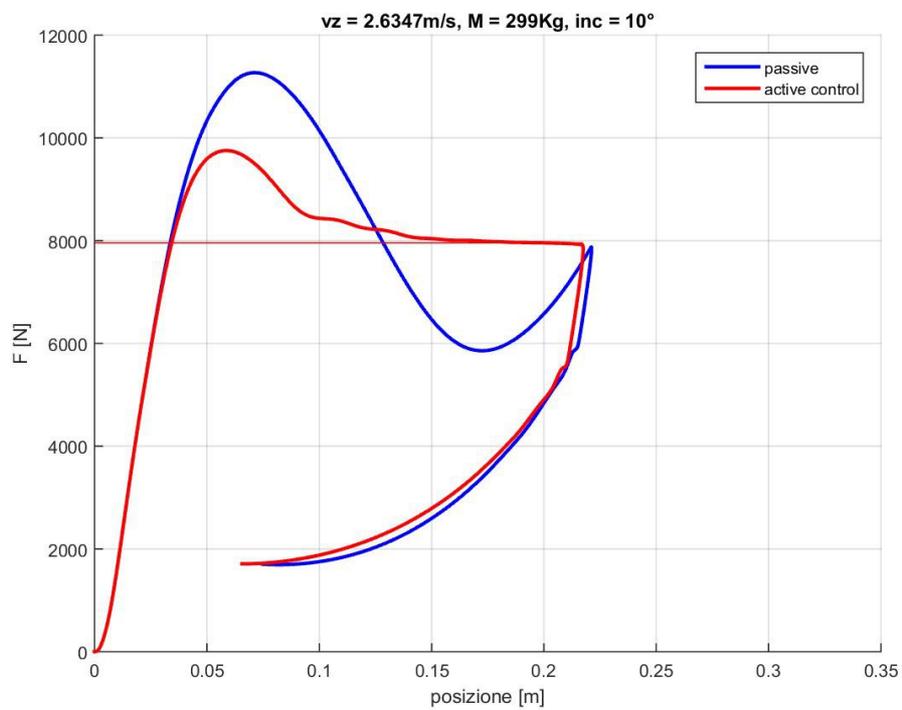


Illustrazione 56: forza Vs spostamento baricentrico

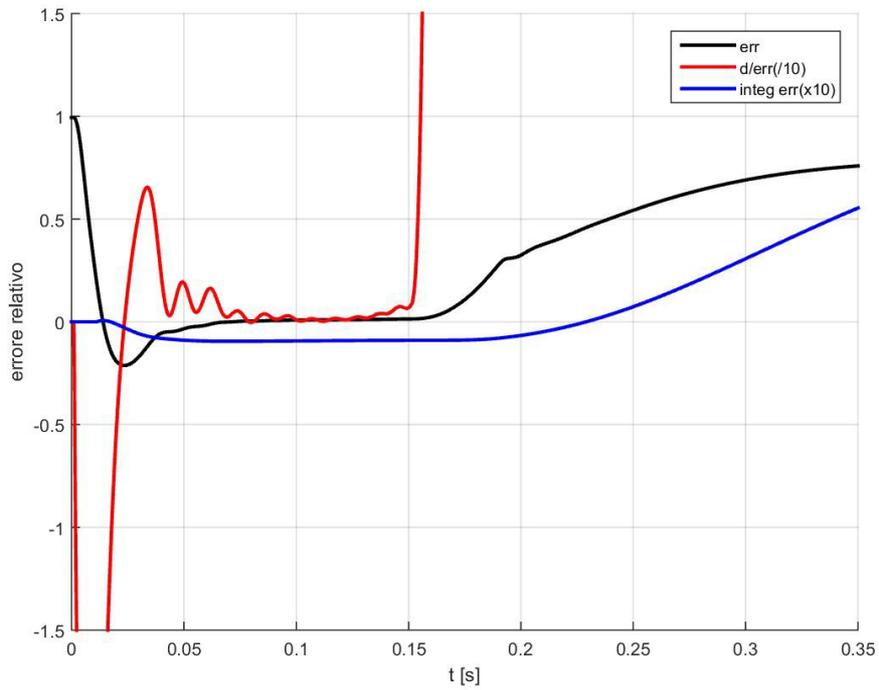


Illustrazione 57: errore relativo, derivata e integrale Vs tempo

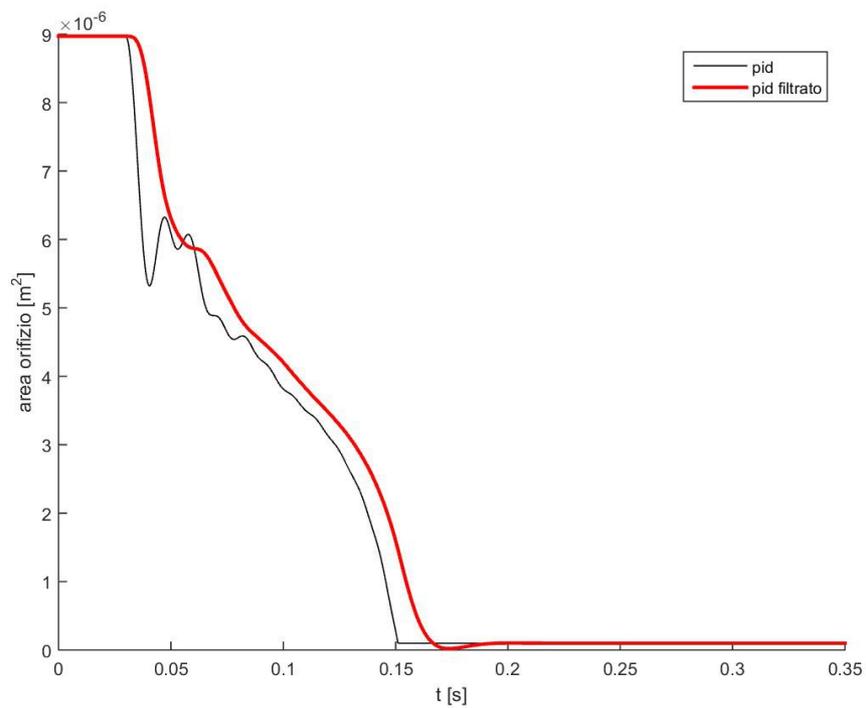


Illustrazione 58: area orifizio Vs tempo

	<b>Senza controllo attivo</b>	<b>Con controllo attivo</b>
<b>Massa di caduta</b>	299 Kg	299 Kg
<b>Velocità d'impatto</b>	2,67 m/s	2,67 m/s
<b>Angolo d'incidenza</b>	10°	10°
<b>Spostamento baricentrico</b>	0,22 m	0,217 m
<b>Energia</b>	1670 J	1680 J
<b>Efficienza impatto</b>	0,64	0,79

Tabella 14: confronto prova passiva e controllo attivo

<b>N° prova</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
<b>Forza obiettivo [N]</b>	8040	5560	10700	6100	10430	8030	8020	7960
<b>Guadagno proporzionale</b>	0,0030	0,0020	0,0030	0,0020	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030
<b>Guadagno integrativo</b>	0,0001	0,00007	0,0001	0,00007	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
<b>Guadagno derivativo</b>	0,0020	0,0015	0,0020	0,0015	0,0020	0,0020	0,0020	0,0020

Tabella 15: riepilogo parametri del controllo attivo

## 7. Robustezza del controllore

Un aspetto per nulla trascurabile di un controllore attivo è la cosiddetta “robustezza”, ovvero la capacità di fornire una buona prestazione anche a fronte di errori sulla rilevazione dei parametri fisici che definiscono il modello matematico.

Nel nostro caso il calcolo della forza obiettivo si effettua dopo aver definito la massa di caduta, la velocità d'impatto e l'angolo di incidenza. Per avere un'idea immediata di quanto il controllore possa sopportare errori di questa natura vengono riproposti i risultati delle prove ottenute introducendo volutamente un errore variabile su ognuno di questi parametri. Nel primo set di prove, il valore di massa usato nel calcolo della forza obiettivo è stato aumentato e diminuito del 10% rispetto al valore reale.

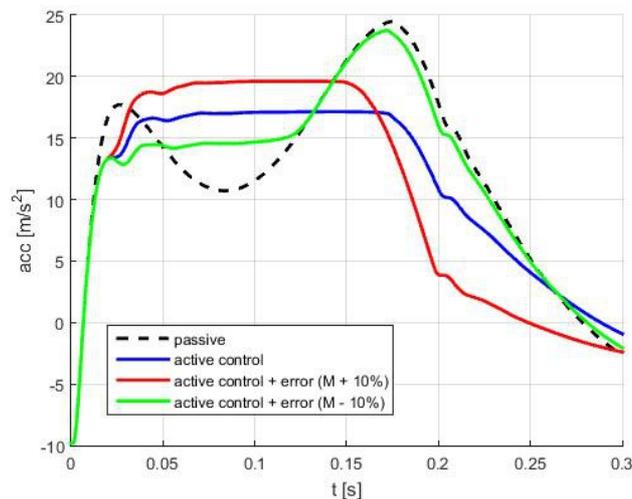


Illustrazione 59: accelerazione Vs tempo

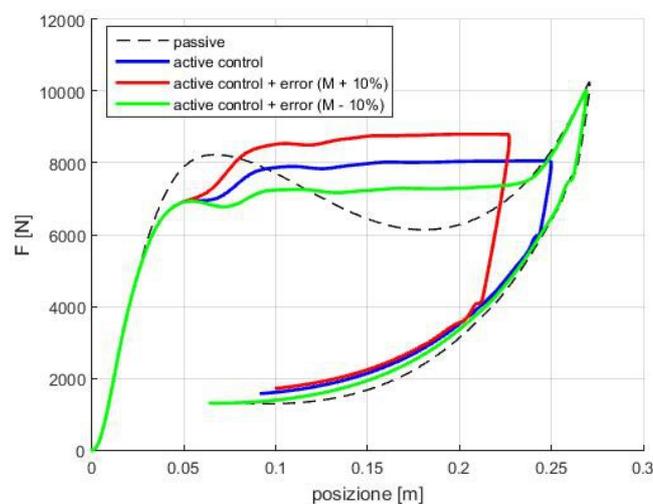


Illustrazione 60: forza Vs spostamento baricentrico

N° prova	1 (riferimento)	2 (errore massa +10%)	3 (errore massa -10%)
Massa rilevata	299Kg	330Kg	270Kg
Velocità rilevata	2,67m/s	2,67m/s	2,67m/s
Incidenza rilevata	0°	0°	0°
<b>efficienza</b>	<b>0,88</b>	<b>0,86</b>	<b>0,68</b>

Tabella 16: confronto risultati - errore sulla massa

Nel secondo set, invece, è stato modificato il valore della velocità di caduta rispetto a quello realmente rilevato al momento dell'impatto.

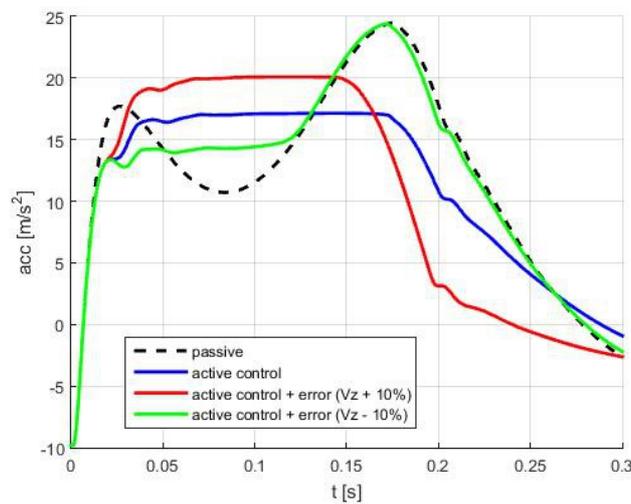


Illustrazione 61: accelerazione Vs tempo

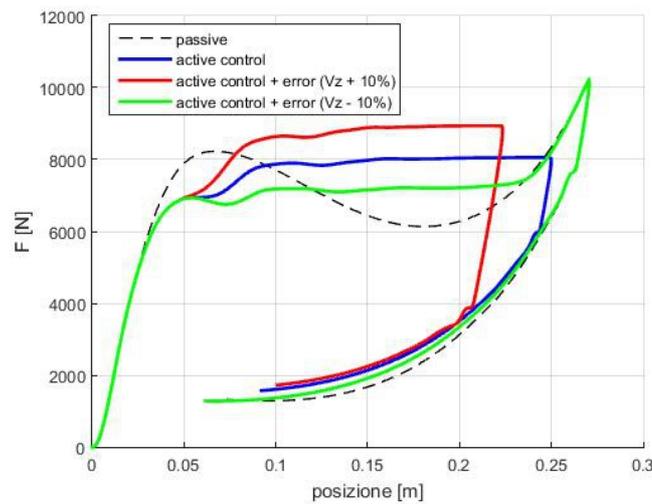


Illustrazione 62: forza Vs spostamento baricentrico

N° prova	1 (riferimento)	2 (errore velocità +10%)	3 (errore velocità -10%)
Massa rilevata	299Kg	299Kg	299Kg
Velocità rilevata	2,67m/s	2,94m/s	2,40m/s
Incidenza rilevata	0°	0°	0°
<b>efficienza</b>	<b>0,88</b>	<b>0,85</b>	<b>0,67</b>

Tabella 17: confronto risultati - errore sulla velocità

Nell'ultimo set di prove è stato aumentato l'angolo di incidenza del carrello, senza però variare i coefficienti polinomiali della forza obiettivo, usando quindi la formula per l'incidenza nulla.

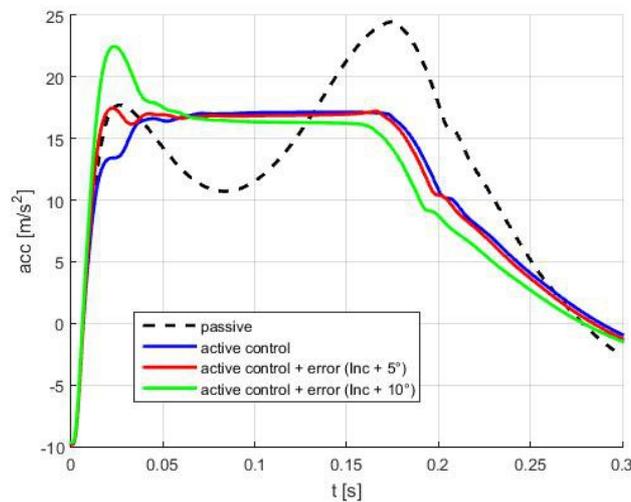


Illustrazione 63: accelerazione Vs tempo

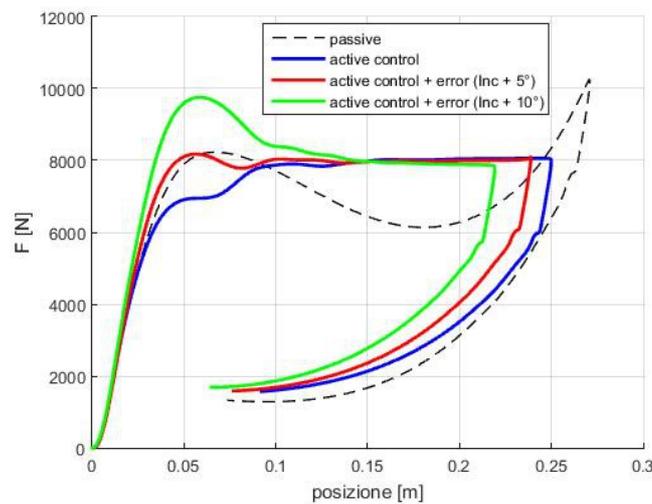


Illustrazione 65: forza Vs spostamento baricentrico

N° prova	1 (riferimento)	2 (errore incidenza +5°)	3 (errore incidenza +10°)
<b>Massa rilevata</b>	299Kg	299Kg	299Kg
<b>Velocità rilevata</b>	2,67m/s	2,67m/s	2,67m/s
<b>Incidenza rilevata</b>	0°	5°	10°
<b>efficienza</b>	0,88	0,9	0,79

Tabella 18: confronto risultati - errore sull'incidenza

Ciò che si evince da questa semplice prova di robustezza è che l'efficienza raggiunta con il controllo attivo è sempre maggiore di quella del carrello in configurazione passiva, anche in caso di errori percentuali molto elevati, quindi non realistici, della rilevazione della massa, della velocità di caduta o dell'angolo di assetto.

Il comportamento del controllore ad errori su massa e velocità è praticamente sovrapponibile. Se la lettura del parametro è più bassa del valore reale, lo sarà di conseguenza anche la forza ideale cui dovrà tendere la curva. Ne risulta che quando la velocità di schiacciamento si annulla, l'ammortizzatore non ha ancora smaltito tutta l'energia dell'impatto e lo schiacciamento prosegue introducendo un picco di forza elastico che segue la curva politropica.

Decisamente meno critico è invece una lettura del parametro superiore rispetto a quello reale. In questo caso infatti la curva di forza-spostamento anche se più elevata di quella ottimale mantiene un buon livello di efficienza globale.

Per quanto riguarda la variazione di assetto, invece, si nota come il progressivo aumento di incidenza faccia sì che la curva abbia un transitorio iniziale più ripido. Entro pochi gradi di inclinazione questo produce addirittura un incremento di efficienza.

## 8. Considerazioni sui risultati

I grafici di confronto riportati nei capitoli precedenti mostrano a colpo d'occhio un notevole cambiamento del comportamento meccanico del carrello. Le curve di accelerazione e di forza sono tutte molto più regolari, senza oscillazioni, e non mostrano differenze sostanziali fra i valori dei picchi viscosi ed elastici, che di fatto non sono più presenti. Il calcolo numerico dell'efficienza mostra in termini quantitativi l'aumento di questo importante parametro del 15-20% in tutte le condizioni di caduta analizzate.

Un parametro altrettanto importante è la forza massima applicata alla massa di caduta, la tabella seguente mostra il confronto fra la configurazione passiva e quella con controllo attivo per ciascuna prova eseguita.

N° prova	1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Forza massima (senza controllo attivo) [N]</b>	10250	7770	17650	8250	12800	9800	9450	11270
<b>Forza massima (con controllo attivo) [N]</b>	8060	6670	1080	6150	10450	8050	8150	9750
<b>differenza</b>	-21%	-14% (*)	-39%	-26%	-18%	-18%	-14% (*)	-13% (*)

Tabella 19: confronto forze massime

I picchi di forza sono sempre inferiori di almeno il 15% a quelli ottenuti con le configurazioni passive. Questo già di per se è un ottimo indicatore dell'efficacia del sistema di controllo che, tra l'altro, dimostra di essere tanto più prestante quanto maggiore è l'energia in gioco, arrivando a diminuire di quasi il 40% la forza massima applicata nella prova di caduta con massa da 400Kg.

I valori contrassegnati da asterisco fanno riferimento a prove nelle quali il picco massimo di forza è quello viscoso. In queste prove non è possibile ridurre ulteriormente la forza in gioco poiché l'orifizio è già completamente aperto e l'incremento prestazionale è interamente dovuto all'aumento del 30% della luce di trafilamento.

Bisogna notare come la relativa semplicità del modello di controllore adoperato porti a dover modificare i valori dei guadagni proporzionali, derivativi e integrativi a seconda delle situazioni. Questo significa che nel caso di un utilizzo pratico di tale controllore, si renderebbe necessario una tabulazione dei guadagni, in modo che il controllore possa selezionare quelli più corretti a seconda dei parametri di caduta che si presentano (massa, velocità e incidenza).

Il controllore riesce sempre, in tutte le circostanze a portare la curva di forza in prossimità dell'obiettivo con un transitorio relativamente breve, il che sta ad indicare una buona calibrazione dei guadagni proporzionale-integrativo-derivativo.

Un altro aspetto che pare evidente nelle prove a minore energia di impatto, con poca

massa o con una bassa velocità, è la necessità di poter usufruire di un orifizio di trafileamento ulteriormente maggiorato, per prevenire l'insorgenza di picchi di accelerazione eccessivamente alti. In questi casi, infatti si nota che, pur essendo l'orifizio completamente aperto, l'ammortizzatore risulta comunque eccessivamente rigido. L'area massima è del 30% maggiore di quella realmente impiegata sul carrello, la quale per evidenti motivi di ottimizzazione passiva non poteva essere eccessivamente grande. Com'è prevedibile per sfruttare al meglio un controllo attivo di questo tipo è molto vantaggioso poter contare su un'area massima maggiore. Sarà poi il controllore a ridurla quando ciò si rende necessario.

Va però sottolineato il fatto che gli impatti a bassa energia sono per definizione quelli meno critici. Si rimanda ad una futura analisi la valutazione di quanto possa essere utile al fine di aumentare la vita utile del carrello l'ottimizzazione del sistema anche nel caso di impatti a minore energia, ottimizzazione che potrebbe potenzialmente andare a discapito delle prestazioni ottenute a seguito di impatti ad alta energia, quindi più gravosi.

Le curve a minore massa e minore velocità di impatto mettono anche in evidenza come il controllore abbia difficoltà a gestire i fenomeni a bassa energia introducendo delle ondulazioni nella soluzione che, almeno nel primo tratto di curva risulta piuttosto irregolare. Tali oscillazioni sono dovute in parte alla dinamica pneumatico-ruota, la quale non è sicuramente ben rappresentata dal modello numerico. L'analisi sembra indicare che in talune situazioni il rapporto di rigidità dello pneumatico e dell'ammortizzatore, rispetto alla massa tenda a generare delle oscillazioni verticali della ruota. Sarà quindi necessario studiare più dettagliatamente questo fenomeno con prove reali, in modo da capire se effettivamente queste oscillazioni sono presenti (e quindi possono rappresentare un problema per il controllore) o se invece sono solamente la conseguenza di una eccessiva semplificazione del modello numerico.

Un'ultima considerazione importante riguarda la velocità di esecuzione del controllo attivo. Infatti è evidente che l'intero sistema risulta efficace solo se è in grado realmente di modificare l'area dell'orifizio in un tempo sufficientemente breve. Se anche si potesse considerare pressoché istantanea la rilevazione dei parametri fisici (velocità, accelerazioni angoli di assetto ecc..) ed i calcoli eseguiti dal controllore, va però analizzata attentamente la risposta dell'attuatore che nel caso pratico si occupa di modulare l'area dell'orifizio. In questo studio non è stata modellata nessuna servovalvola poiché non si aveva a disposizione alcun elemento utile. Si è però deciso di inserire un ritardo fra il calcolo del valore ideale dell'area e la variazione stessa.

Tale ritardo è modellato come semplice filtro passa-basso del secondo ordine, la cui frequenza di taglio è stata via via ridotta da 40 a 10Hz.

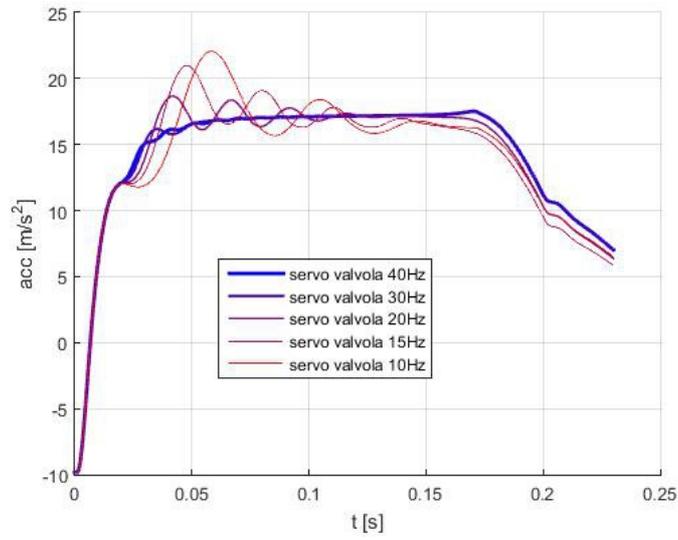


Illustrazione 66: accelerazione Vs tempo

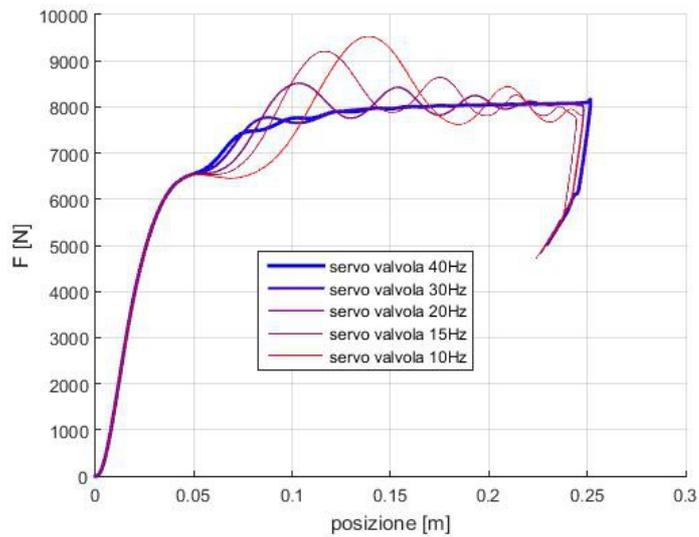


Illustrazione 67: forza Vs spostamento baricentrico

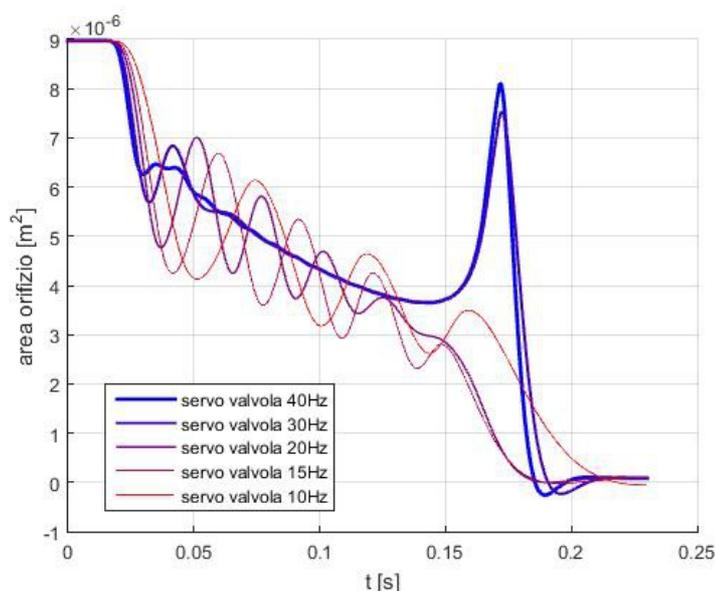


Illustrazione 68: area orifizio Vs tempo

Si nota come sia importante avere una capacità di intervento del sistema di attuazione di almeno 20-25Hz. Al di sotto di tali valori, infatti, l'esecuzione del controllo avviene in modo troppo ritardato e quindi del tutto inutile. Le curve di forza e di accelerazione risultano essere completamente distorte già al di sotto dei 20Hz, a causa delle oscillazioni introdotte dal controllore stesso che non è quindi in grado di funzionare al di sotto di queste frequenze.

Tutte le prove di controllo attivo fin qui realizzate sono state eseguite impostando una frequenza di taglio pari a 25Hz. In modo tale che i risultati non dipendessero dalla dinamica di un attuatore che in realtà non si ha ancora a disposizione. Anche in questo caso si rimanda ad uno studio futuro l'inserimento nel modello di tutto l'apparato elettromeccanico deputato al controllo dell'orifizio. Apparato che, come si è visto, dovrà garantire una velocità di intervento maggiore o uguale a 20Hz.

Analizzando il confronto fra le curve di forza-spostamento e dell'area di trafilamento si può notare quello che al diminuire della banda passante dell'elettrovalvola aumenti il ritardo con il quale si chiude l'orifizio. Ciò significa diminuire l'energia assorbita dall'ammortizzatore durante i primi attimi dello schiacciamento ed inevitabilmente aumentare lo schiacciamento finale, con conseguente diminuzione di efficienza.

Banda passante	40Hz	30Hz	20Hz	15Hz	10Hz
Schiacciamento	0,250m	0,251m	0,247m	0,243m	0,247m
efficienza	0,88	0,87	0,84	0,78	0,75

Tabella 20: confronto risultati

## 9. Sviluppi futuri

In questo lavoro di tesi si è visto come effettivamente il controllo attivo può essere molto utile, anche nelle sue forme più semplici, nella ricerca di prestazioni ottimali del carrello di atterraggio.

Rimane comunque molto da fare prima di arrivare alla sperimentazione di un sistema reale che ovviamente è l'obiettivo ultimo di questo studio.

La speculazione numerica fin qui eseguita è di fatto solo un primissimo, e fondamentale, passo a cui ne dovranno succedere altri, i quali sono però ora molto ben definiti.

Occorrerà individuare una architettura elettromeccanica per il controllo dell'area dell'orifizio. Calcolatore, elettrovalvole e sistemi di misura dei quali si è fin qui appena accennato alle caratteristiche fondamentali, dovranno essere incorporati nel modello numerico multicorpo.

Particolare attenzione dovrà essere posta all'individuazione dell'ammortizzatore. In una prima fase sperimentale potrà essere conveniente realizzare l'orifizio di trafilamento esternamente all'ammortizzatore stesso. L'olio idraulico potrà confluire in un accumulatore durante la fase di schiacciamento. In questo modo sarà molto più agevole realizzare una strozzatura variabile con l'utilizzo di una servo-valvola, che simuli il funzionamento dell'orifizio a sezione variabile.

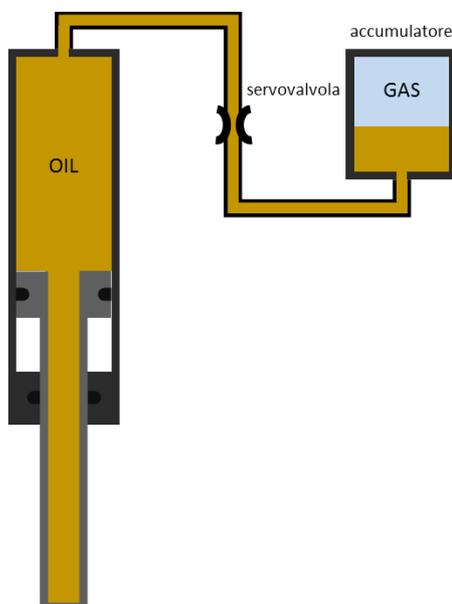


Illustrazione 69: configurazione di prova ammortizzatore con servo-valvola

Tale sistema dovrà essere integrato nel modello multicorpo che potrà a quel punto essere validato da una opportuna campagna di prove sperimentali e potrà essere sfruttato per studiare leggi di controllo più evolute, se necessario, o più semplici se si dimostrasse possibile.

Un ulteriore aspetto che merita attenzione è la determinazione della forza obiettivo che in effetti è il principale artefice della buona riuscita del controllo. Sebbene si è visto come il controllore riesca in tutte le circostanze analizzate a portare la curva di forza in prossimità del valore obiettivo, rimane il fatto che quest'ultimo possa dipendere da condizioni operative non ancora analizzate.

La posizione del baricentro del velivolo al momento dell'impatto, così come la velocità orizzontale di volo e le inerzie di tutti gli organi che costituiscono il carrello sono solamente alcuni dei parametri che

potrebbero rientrare nella determinazione della forza obiettivo.

Resta da stabilire se sia agevole e conveniente farlo, avendo sempre ben chiaro l'idea che l'efficacia di un impianto elettromeccanico del genere non va valutato solo in termini di efficienza massima raggiunta, ma anche di semplicità realizzativa, affidabilità e costo finale di esercizio. Tutti questi parametri devono essere assolutamente tenuti in considerazione fin dai primi passi della progettazione di un nuovo sistema per essere sicuri di ottenere un risultato utile in contesti applicativi reali e che non rimanga una mera sperimentazione ingegneristica in ambito universitario.

## Appendice

### 1. modello MBDYN

Di seguito è riportato il modello numerico MBDYN utilizzato per le prove finali con una breve descrizione dei singoli moduli.

I file di input sono suddivisi in modo da rendere più intuitiva la gestione di tutti i parametri che descrivono il modello.

#### 1.1. File di input principale "MLG.txt"

Contiene la definizione del modello vero e proprio con i nodi, i corpi ed i vincoli.

```
include: "MLG_anim.txt";
include: "MLG_geometry.txt";
include: "MLG_shock_absorber.txt";
include: "MLG_wheel.txt";
include: "MLG_test.txt";
include: "MLG_active_control.txt";

# DEFINIZIONE NODI MODELLO
set : integer nodoStelo           = 1;
set : integer nodoBraccio        = 2;
set : integer nodoRuota          = 3;
set : integer nodoSuolo          = 4;
set : integer nodoDirez          = 5;
set : integer nodoVelCaduta      = 50;
set : integer nodoF_Ideal        = 60;
set : integer nodoAccZ_Filt      = 100;
set : integer nodoDerErrore      = 120;
set : integer nodoErrore         = 200;
set : integer nodoIntErrore      = 250;
set : integer nodoAbsPID         = 300;
set : integer nodoAbsPID_Filt    = 400;
set : integer nodoDeltaArea      = 500;
set : real d_time                 = .5e-5;

begin: data;
  problem: initial value;
end: data;

begin: initial value;
  initial time:           0.;
  final time:             .7;
  time step:              d_time;#.5e-5;
  max iterations:        1000, at most;
  tolerance:              1.e-6;
  derivatives coefficient: 1.e-6;
  derivatives tolerance:  1.e-1;
  derivatives max iterations: 10000;
end: initial value;
```

```

begin: control data;
  skip initial joint assembly;
  output frequency:      50;
  structural nodes:     5;
  rigid bodies:        4;
  joints:              7;
  abstract nodes:      9;
  forces:              6;
  genels:              8;
  loadable elements:   1;
  electric elements:   1;
  gravity;
end: control data;

reference: nodoStelo,      # posizione assoluta attacco stelo
  0.,0.,altIni,
  euler,0.,angBeccheggio*pi/180,0.,
  null,
  null;

reference: nodoBraccio,   # posizione relativa attacco braccio
  reference, nodoStelo,-E,0.,-a,
  reference, nodoStelo,euler,0.,angBraccio,0.,
  null,
  null;

reference: nodoSuolo,     # posizione assoluta suolo
  null,
  euler,0.,angSuolo*pi/180.,0.,
  null,
  null;

reference: nodoDirez,     # posizione assoluta nodo direzione caduta
  0.,0.,altIni,
  euler,0.,angCaduta*pi/180.,0.,
  null,
  null;

begin: nodes;
  structural: nodoStelo, dynamic,
    reference,nodoStelo,null,      # position
    reference,nodoStelo,eye,      # orientation
    reference,nodoDirez,0.,0.,velIniziale, # velocity
    null;                          # angular velocity
  structural: nodoBraccio, dynamic,
    reference,nodoBraccio,null,
    reference,nodoBraccio,eye,
    reference,nodoDirez,0.,0.,velIniziale, # velocity
    null;
  structural: nodoRuota, dynamic,
    reference,nodoBraccio,0.,i,-b,
    reference,nodoBraccio,eye,
    reference,nodoDirez,0.,0.,velIniziale, # velocity
    0.,velRotRuota,0.;
  structural: nodoSuolo, static,
    reference,nodoSuolo,null,
    reference,nodoSuolo,eye,
    null,
    null;
  structural: nodoDirez, static,
    reference,nodoDirez,null,
    reference,nodoDirez,eye,
    null,
    null;
  abstract:  nodoAccZ_Filt, differential,value,-9.81,derivative,0.;
  abstract:  nodoErrore, differential,value,0,derivative,0.;
  abstract:  nodoAbsPID, differential,value,0.,derivative,0.;
  abstract:  nodoAbsPID_Filt, differential,value,0.,derivative,0.;
  abstract:  nodoVelCaduta, differential,value,0.,derivative,0.;
  abstract:  nodoF_Ideal, differential,value,0.,derivative,0.;
  abstract:  nodoDerErrore, differential,value,0.,derivative,0.;
  abstract:  nodoDeltaArea, differential,value,0.,derivative,0.;
  abstract:  nodoIntErrore, differential,value,0.,derivative,0.;
end: nodes;

```

```

module load: "libmodule-cont-contact.la";
module load: "libmodule-wheellugre.la";

set: [node, om1, nodoBraccio, structural, string="Omega[2]"];
set: [node, om2, nodoRuota, structural, string="Omega[2]"];

scalar function: "cubstep",
  cubicspline, do not extrapolate,
    -1., -.25,
    -1, -0.8,
    .0, 0.0,
    .1, .8,
    1., .25;

begin: elements;
  body: 1, nodoStelo,
    massaStelo, # massa
    0.,0.,-a/2., # posizione relativa del baricentro
    diag,a^2./12.,a^2./12.,a^2./12.,scale,massaStelo; # matrice di inerzia
  body: 2, nodoBraccio,
    massaBraccio, # massa
    0.,0.,-b/2., # posizione relativa del baricentro
    diag,b^2./12.,b^2./12.,b^2./12.,scale,massaBraccio; # matrice di inerzia
  body: 3, nodoStelo,
    massaCaduta, # massa
    0.,0.,l/2, # posizione relativa del baricentro
    diag,0.,0.,0.,scale,massaCaduta; # matrice di inerzia
  body: 4, nodoRuota,
    massaRuota, # massa
    null, # posizione relativa del baricentro
    diag,0.,momInerzRuota,0.; # matrice di inerzia

  joint: 1,clamp, # suolo
    nodoSuolo,
    reference,nodoSuolo,null, # position
    reference,nodoSuolo,eye; # orientation
  joint: 2,clamp, # direzione di caduta
    nodoDirez,
    reference, nodoDirez,null,
    reference, nodoDirez,eye;
  joint: 3,revolute hinge, # cerniera stelo-braccio
    nodoStelo,
    -E, 0., -a, # relative offset
    hinge, 1, 1., 0., 0., 3, 0., 1., 0.,# relative axis orientation
    nodoBraccio,
    null, # relative offset
    hinge, 1, 1., 0., 0., 3, 0., 1., 0.;# relative axis orientation
  joint: 4,revolute hinge, # cerniera ruota
    nodoBraccio,
    0., i, -b, # relative offset
    hinge, 1, 1., 0., 0., 3, 0., 1., 0.,# relative axis orientation
    nodoRuota,
    null, # relative offset
    hinge, 1, 1., 0., 0., 3, 0., 1., 0.;# relative axis orientation
  joint: 5,in line, # traiettoria di caduta carrello
    nodoDirez,
    null, # relative offset
    eye, # relative axis orientation
    nodoStelo;
  joint: 6,prismatic, # traiettoria di caduta carrello
    nodoStelo,
    orientation,euler,0.,-angBeccheggio*pi/180.,0.,
    nodoDirez,
    orientation,euler,0.,-angCaduta*pi/180.,0.;

```

```

joint: 7,rod, # ammortizzatore
  nodoStelo,
    position,d, 0.,-c,
  nodoBraccio,
    position,g,0.,-f,
  lunghAmm0,

array,3,
  shock absorber, # ammortizzatore
  P0,
  Agas,
  Cint,
  gamma,
  metering,Ae_p,
  negative,string,"max(A_min,min(Ae_n,Area))",
  Aoil,rho,Ceff,
  friction,0.01,C_attrito,

  continuous contact, # finecorsa ammortizzatore schiacciato
  restitution,0.0001,
  kappa,1000,
  exp,1.2,
  prestrain, lunghMin/lunghAmm0 - 1.,

  continuous contact, # finecorsa ammortizzatore esteso
  sign,positive,
  restitution,0.0001,
  kappa,1000,
  exp,1.2,
  prestrain, lunghMax/lunghAmm0 - 1.;

couple: 1,absolute internal,
  nodoBraccio,
  nodoRuota,
  single, 0.,1.,0.,string, "C_Mozzo*(om2-om1)";

user defined: 2000, wheellugre, help,
  nodoRuota,
  0.,1.,0.,
  nodoSuolo,
  null,
  0.,0.,1.,
  raggioRuota, # wheel radius
  "F_function", multilinear,
  0., 0.,
  5.4902*1.0e-3, 0.2982*1.0e+004 *coe, # dati sperimentali pneumatico
  19.9020*1.0e-3, 1.2857*1.0e+004 *coe,
  39.9020*1.0e-3, 2.9255*1.0e+004 *coe,
  55.6863*1.0e-3, 4.3509*1.0e+004 *coe,
  64.9020*1.0e-3, 5.5156*1.0e+004 *coe,
  70.6863*1.0e-3, 6.3*1.0e+004 *coe,
  80.6471*1.0e-3, 7.4*1.0e+004 *coe,
  end,

8.5, #reference velocity aumentato riduce l'isteresi:
  slip,
  preload, 0.1,
  modlugre,
  260.3895, # sigma0 Tamburini
  1., # sigma1 (p.28 Canudas long.)
  0., # sigma2
  0.71, # kappa

"f_function", const, .75, #1.0 Tamburini
  2., # kappa0
"re_function", multilinear,
  0., 0.31 - radius + raggioRuota, # Zegelaar thesis p.34
  2000., 0.3044 - radius + raggioRuota, # Zegelaar articolo
  4000., 0.3029 - radius + raggioRuota,
  6000., 0.3021 - radius + raggioRuota,
  end,
  linear, 0., 0.2,
  linear, 0., 0.2,
  threshold, .1 ;

```

```

gravity: uniform, 0., 0., -1., const, 9.81;

##### accelerometro per calcolo accelerazione massa di caduta #####
set : real omega = 85;           # frequenza massima [Hz]
set : real tau = 100;           # 1/frequenza minima [Hz]
set : real csi = .6;           # smorzamento
set : real kappa = 1;          # guadagno

electric: 1, accelerometer ,
          nodoStelo,
          nodoAccZ_Filt,
          reference, nodoStelo, 0,0,1,      # direzione misura
          omega*2*pi, tau*2*pi, csi, kappa/(omega*2*csi*2*pi);
set: [node,accMassaZ,nodoAccZ_Filt,abstract,string="x"];

##### velocita' d'impatto #####
set: [element, lungAmm, 7, joint, index=2];
set: [node,velCaduta,nodoStelo,structural,string="xP[3]"];
force: 50,abstract,nodoVelCaduta,abstract,sample and
hold,string,"abs(velCaduta)",string,"1 - step(0.4399 - lungAmm)";
genel: 50,spring support,nodoVelCaduta,abstract,algebraic,linear elastic,1.;
set: [node,velImpatto,nodoVelCaduta,abstract,string="x"];

##### forza ideale #####
force: 60,abstract,nodoF_Ideal,abstract,string,
      "
      u0 +
      massaCaduta * u1 +
      velImpatto * u2 +
      massaCaduta*velImpatto * u3 +
      velImpatto^2 * u4 +
      massaCaduta*velImpatto^2 * u5 +
      velImpatto^3 * u6 +
      massaCaduta^2 * u7 ";
genel: 60,spring support,nodoF_Ideal,abstract,algebraic,linear elastic,1.;
set: [node,F_Ideal,nodoF_Ideal,abstract,string="x"];

##### calcolo errore relativo e derivata #####
force: 100,abstract,nodoErrore,abstract,string,"(F_Ideal - (accMassaZ +
9.81)*massaCaduta) / (max(0.01,F_Ideal))";
genel: 100,spring support,nodoErrore,abstract,algebraic,linear elastic,1.;
set: [node,err,nodoErrore,abstract,string="x"];
set: [node,d_err_dt,nodoErrore,abstract,string="xP"];

##### calcolo derivata errore rispetto a spostamento #####
force: 120,abstract,nodoDerErrore,abstract,string,"round(d_err_dt*100)/max(0.001,-
velCaduta)/100";
genel: 120,spring support,nodoDerErrore,abstract,algebraic,linear elastic,1.;
set: [node,d_err,nodoDerErrore,abstract,string="x"];

##### calcolo integrale errore #####
genel: 250, state space SISO,
      nodoIntErrore, abstract, algebraic,          # output node
      drive, string,"(1-step(lungAmm-0.439))*err*abs(velCaduta)",1,
      matrix A, 0.,          # ideal integrator
      matrix B, 1.,
      matrix C, 1.;
set: [node,err_int,nodoIntErrore,abstract,string="x"];

##### calcolo PID #####
force: 300,abstract,nodoAbsPID,abstract,string,"(1-step(lungAmm-0.4399))*(err*Kp +
err_int*Ki + d_err*Kd)*(Ae_n - A_min)";
genel: 300,spring support,nodoAbsPID,abstract,algebraic,linear elastic,1.;
set: [node,pid,nodoAbsPID,abstract,string="x"];

##### dinamica valvola equivalente a filtro passa basso del secondo ordine #####
genel: 400, scalar filter,
      nodoAbsPID_Filt, abstract, algebraic,          # output node
      drive, string,"max(A_min,min(Ae_n,(Ae_n - dA)))"
      ,2, sqrt(2.)*freq_valvola*2*pi, (freq_valvola*2*pi)^2,      # a_1, a_2
      0, 1.,          # b_0
      gain, (freq_valvola*2*pi)^2,
      balance, yes;
set: [node,Area,nodoAbsPID_Filt,abstract,string="x"];

```

```
##### integrazione area orifizio #####
  genel: 500, state space SISO,
        nodoDeltaArea, abstract, algebraic,          # output node
        drive, string,"pid/d time*
          (1 - 1*((sign(pid)>0 )&&(dA>((Ae_n-A_min)*0.999))))*
          (1 - 1*((sign(pid)<=0)&&(dA<((Ae_n-A_min)*0.001))))",
        1,
        matrix A, 0.,          # ideal integrator
        matrix B, 1.,
        matrix C, 1.;
  set: [node,dA,nodoDeltaArea,abstract,string="x"];

end: elements;
```

## 1.2. Definizione geometria "MLG\_geometry.txt"

Contiene i dati geometrici ed inerziali del carrello.

```
# DEFINIZIONE GEOMETRIA CARRELLO
set : real a = .563;          # lunghezza stelo
set : real b = .3;           # lunghezza braccio
set : real c = .223;        # offset Z stelo-attacco superiore ammortizzatore
set : real d = .05;         # offset X stelo-attacco superiore ammortizzatore
set : real E = .015;        # offset X stelo-attacco superiore braccio
set : real f = .143;        # offset Z attacco superiore braccio-attacco inferiore
ammortizzatore
set : real g = .0349;       # offset X attacco superiore braccio-attacco inferiore
ammortizzatore
set : real i = .095;        # offset Y centro ruota
set : real l = .527;        # altezza massa di caduta

# DEFINIZIONE DATI INERZIALI
set : real massaStelo = 0. ; #ipotizzato
set : real massaBraccio = 0.7 ; #ipotizzato
set : real massaCaduta = 299;
set : real massaRuota = 5.3;
set : real momInerzRuota = 0.044643;
```

## 1.3. Definizione ammortizzatore "MLG\_shock\_absorber.txt"

Contiene le caratteristiche geometriche dell'ammortizzatore, rappresentato con una legge visco-elastica classica.

```
# DEFINIZIONE AMMORTIZZATORE
set : real lunghAmm0 = .44;          #allungamento iniziale = allungamento massimo
set : real lunghMin = .30;          #allungamento minimo ammortizzatore
set : real lunghMax = lunghAmm0;    #allungamento massimo ammortizzatore
set : real P0 = 4.1202E+6;          #pressione di precarica
set : real gamma = 1.3;             #esponente politropica
set : real Cint = 1.357*lunghAmm0/0.20; #coefficiente di interazione olio-gas
set : real Agas = 5.7256E-4;        #area gas
set : real rho = 858;               #densità olio
set : real Ceff = 1.519/lunghAmm0; #coefficiente di perdita di carico/L0
set : real C_attrito = 0.139;        #coefficiente di attrito ammortizzatore
set : real Acoil = 1.2566E-3;        #area olio
set : real Ae_n = .6900E-5*1.;      #area orifizio in compressione
set : real Ae_p = 1*.69000E-5;      #area orifizio in rilascio
```

## 1.4. Definizione ruota “MLG\_wheel.txt”

Contiene le dimensioni della ruota.

```
## DEFINIZIONE RUOTA
set : real raggioRuota = .17;
set : real radius     = 0.31;
set : real coe        = 0.35;
set : real C_Mozzo    = .1;
```

## 1.5. Definizione prova di caduta “MLG\_test.txt”

Contiene i dati che definiscono la prova di caduta, altezza, angoli di assetto e velocità di rotazione iniziale della ruota.

```
# DEFINIZIONE CONDIZIONI DI PROVA
set : real altIni      = 1.34; # altezza iniziale del carrello [m] (0.366 ruota-suolo)
set : real angBeccheggio = 0.; # rotazione assoluta iniziale carrello [°]
set : real angCaduta   = -0.0; # angolo di caduta carrello [°]
set : real angSuolo    = -.0; # angolo di inclinazione terreno [°]
set : real angBraccio  = -.606; # rotazione relativa iniziale braccio [rad]
set : real velIniziale = 0.; # velocità relativa al suolo [m/s] [1-3.6m/s]
set : real velRotRuota = +0.; # velocità di rotazione della ruota [rad/sec]
```

## 1.6. Definizione parametri del controllo attivo “MLG\_active\_control.txt”

Contiene tutti i parametri che riguardano il controllo attivo della servo-valvola.

```
# PARAMETRI PER IL CONTROLLO ATTIVO
set : real A_min      = Ae_n*0.01; #area minima di trafilamento
set : real err_max    = 1; #errore massimo (serve per normalizzare l'errore)
set : real Kp         = .003; #guadagno proporzionale
set : real Kd         = .00011; #guadagno derivativo
set : real Ki         = .015; #guadagno integrativo
set : real freq_valvola = 35; # banda passante elettrovalvola [Hz]

# COEFFICIENTI PER IL CALCOLO DELLA CALCOLO F IDALE
set : real u0 = 685.8225;
set : real u1 = 5.8864;
set : real u2 = 193.8437;
set : real u3 = 0.7315;
set : real u4 = -8.5194;
set : real u5 = 1.8477;
set : real u6 = -3.6791;
set : real u7 = 0.0072;
```

## 2. programmazione Matlab

### 2.1. Visualizzatore grafico

Un aspetto molto importante di una analisi numerica è quello di poter avere un feedback visivo immediato dell'evoluzione del sistema oltre alla posizione dei nodi, velocità, forze.

Sebbene i software commerciali mettano a disposizione dell'utente potentissime funzioni di post-processo, la scelta di utilizzare un software come MBDYN, di libera distribuzione e realizzato al dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano, rende necessario lo sviluppo di una interfaccia in grado di visualizzare con pochi comandi i risultati delle simulazioni numeriche che sarebbero altrimenti di difficile interpretazione.

A tal fine è stato sviluppato un software matlab in grado di interpretare alcuni comandi che possono essere inseriti direttamente all'interno di uno dei file di input di MBDYN con la parola chiave `#anim`. Le istruzioni inserite sono ignorate da MBDYN in quanto precedute dal simbolo "#", utilizzato per commentare il codice.

```
#anim, real,cyli, r,nodoStelo , 0, 0, -.27, 0.032, 0.54
#anim, real,cyli, r,nodoBraccio, 0, 0, -.15, 0.017, 0.26
#anim, real,toro, b,nodoRuota , 0, 0, 0, .17, .115,
#anim, real,cube, c,nodoStelo , 0, 0, 0.1, 0.5, 0.5, 0.2
#anim, real,line, k,nodoStelo , .05, 0, -.223, 2, .0349, 0, -.143, 3
#anim, real,line, r, 1, 0., 0., -.17, 1, .05, 0, -.223, 3
#anim, real,line, r, 1, .05, 0, -.223, 1, 0., 0., -.27, 3
#anim, real,line, r, 2, 0, 0, -.09, 2, .0349, 0, -.143, 3
#anim, real,line, r, 2, .0349, 0, -.143, 2, 0, 0, -.19, 3
#anim, real,line, k, 2, 0, 0, -.3, 3, 0, 0, 0, 2
#anim, real,plan, g,nodoSuolo, 2, 2
#anim, real,circ, r, 2, 2
#anim, real,sphe, g, 3, 0, 0, 0, .08, .08, .004,

#anim, s_fn, 5
#anim, c_fn, 8
#anim, t_fn, 16
#anim, skip, 10
#anim, xlim,-0.5,.8
#anim, ylim,-0.5,.6
#anim, zlim,-0.2,1.4
#anim, node, 1, 0., 0., 0., 0., 0., 0.
```

L'interfaccia grafica interpreta i comandi inseriti dopo la parola chiave `#anim`, sulla stessa riga di testo.

È possibile assegnare ad ogni nodo del modello multicorpo un elemento grafico geometrico contraddistinto da un nome abbreviato di quattro lettere. Dopo il nome che identifica la geometria da assegnare al nodo, devono essere assegnate le caratteristiche, ogni valore separato da una virgola. Dimensioni e offset sono sempre calcolati rispetto alla posizione e all'orientazione del nodo corrispondente.

- sfera: *sphe*, colore, ID nodo multicorpo, x-offset, y-offset, z-offset, rx, ry, rz
- cilindro: *cyli*, colore, ID nodo multicorpo, x-offset, y-offset, z-offset, raggio, altezza (asse z)
- parallelepipedo: *cube*, colore, ID nodo multicorpo, x-offset, y-offset, z-offset, larghezza(asse x), profondità(asse y), altezza (asse z)
- toroide: *toro*, colore, ID nodo multicorpo, x-offset, y-offset, z-offset, raggio esterno, raggio interno (asse simmetria diretto lungo z)
- piano: *plan*, colore, ID nodo multicorpo, dimensione x, dimensione y (normale al piano diretta lungo z)
- linea fra due nodi: *line*, colore, ID nodo 1 multicorpo, x-offset 1, y-offset 1, z-offset 1, ID nodo 2 multicorpo, x-offset 2, y-offset 2, z-offset 2, spessore linea
- cerchio: *circ*, colore, ID nodo multicorpo, spessore cerchio

Il colore degli elementi grafici è identificato da una lettera secondo la notazione Matlab, 'r' (rosso), 'k' (nero), 'b' (blu), 'g' (verde), 'y' (giallo), 'm' (magenta) e 'c' (ciano).

Il numero che identifica il nodo del modello multicorpo può anche essere identificato con il nome della variabile usata all'interno di MBDYN.

Gli elementi geometrici così definiti possono essere assegnati direttamente ad un nodo del modello multicorpo facendo precedere il nome dell'elemento dalla parola "real".

Qualora sia necessario introdurre degli elementi grafici aggiuntivi, quindi non collegati ad un nodo del modello, bisogna anteporre la parola "fake". In questo caso la geometria viene assegnata in corrispondenza di un nodo fittizio aggiuntivo identificato dal comando "node".

- nodo fittizio: *node*, ID nodo fittizio, posizione x, posizione y, posizione z, rotazione attorno x, rotazione attorno y, rotazione attorno z.

Gli elementi sfera, cilindro e toro vengono rappresentati in modo semplificato come insieme di facce piane il cui numero può essere aumentato o diminuito a piacere con i seguenti comandi

- *s\_fn*: numero facce di suddivisione delle sfere
- *c\_fn*: numero facce di suddivisione dei cilindri
- *t\_fn*: numero facce di suddivisione dei tori

È possibile modificare gli estremi degli assi cartesiani nei grafici utilizzati per disegnare il modello multicorpo.

- *x\_lim*: limiti estremi asse X (x minima, x massima)
- *y\_lim*: limiti estremi asse Y (y minima, y massima)
- *z\_lim*: limiti estremi asse Z (z minima, z massima)

Con il comando "skip", infine, si può aumentare o diminuire la velocità di movimento del modello. Il numero che segue il comando, indica ogni quanti passi temporali deve essere ridisegnata la soluzione numerica. Il valore minimo è 1. In questo caso viene ridisegnato il modello per tutti i passi presenti nel file di output di MBDYN, l'animazione risulterà quindi più lenta. Aumentando il valore di skip, si aumenta proporzionalmente anche la velocità dell'animazione.

Per utilizzare l'interfaccia grafica occorre lanciare il programma *mbdynAnim.m* all'interno dell'ambiente MatLab.

```
% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Just type the name of the MBD17
% input file among single quotes,
% without any extension.
% So, for instance, if your inputfile is named " example.txt ",
% all you have to do is to make the following assignament:
%
% nomeFile = 'example';
%
% note that all the output files generated by MBDYN must have the same
% name of the input file.
%
% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all;
nomeFile = 'MLG_111';
```

L'unico parametro da assegnare è il nome del file di input di mbdyn (senza estensioni).

Il software andrà a caricare i file di output generati da mbdyn con le seguenti estensioni: *.txt* (file di input di mbdyn), *.mov* (output con la posizione dei nodi del modello), *.out* (caratteristiche della soluzione ad ogni passo, convergenza raggiunta e numero di iterazioni), *.frc* (contiene i valori di tutte le forze applicate al modello), *.jnt* (contiene le reazioni e tutte le variabili associate ad ogni elemento *joint* del modello) e *.usr* (contiene tutte le variabili associate agli elementi *user* del modello).

Tutti i file di input e output di mbdyn devono essere nella stessa directory in cui è presente il file *mbdynAnim.m*.

Una volta lanciato il software l'utente può scegliere le azioni da eseguire e le informazioni da visualizzare inserendo il numero corrispondente all'opzione mostrata a video di volta in volta. Il menù principale è il seguente:

```
Selezionare opzione:

0 : exit
1 : posizione iniziale
2 : animazione XYZ
3 : animazione XY
4 : animazione XZ
5 : animazione YZ
6 : posizione nodi
7 : velocità nodi
8 : forze meccaniche
9 : reazioni vincolari
10: user elements
11: dati integrazione
12: cambia "dt"
```

- 13: cambia limiti grafico
- 14: grafico Accelerazione/tempo
- 15: grafico Spostamento/tempo
- 16: grafico Schiacciamento ammortizzatore/tempo
- 17: grafico Forza/Spostamento

I comandi dall'1 al 7 e l'11, generano automaticamente un output grafico senza necessità di ulteriori comandi.

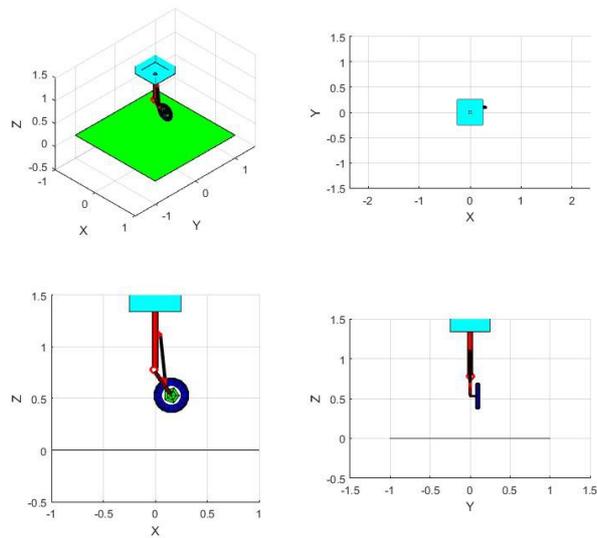


Illustrazione 70: comando 1 - posizione iniziale

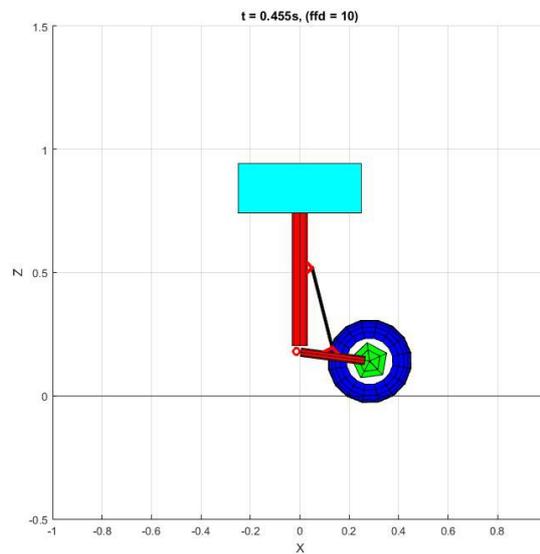


Illustrazione 71: comando 4 - animazione assi XZ

I comandi dall'8 al 10 rimandano a dei sottomenù nei quali è possibile scegliere quale parametro mostrare e di quale elemento, fra i tanti disponibili.

I comandi 12 e 13 permettono di variare i limiti dei grafici usati per disegnare le soluzioni ed il passo temporale di visualizzazione. Equivale a modificare i valori di  $x\_lim$ ,  $y\_lim$ ,  $z\_lim$  e  $skip$  nel file di input.

Infine, i comandi dal 14 al 17 sono specifici per il modello di carrello di atterraggio e generano le curve di accelerazione, forza, spostamento e schiacciamento che caratterizzano il comportamento del carrello a seguito dell'impatto.

## 2.2. Calcolo F obiettivo

L'utilizzo di Matlab si è dimostrato fondamentale anche per il calcolo della forza obiettivo dell'ammortizzatore.

Ripetendo il calcolo per diversi valori di massa, velocità e incidenza è possibile ottenere una mappa della forza obiettivo la quale si presta ad essere approssimata con una funzione polinomiale.

```
function [F_ideal_massa,DZ_tot] = F_ideal(M,vz,amm_eff,pneum,inc)

%% definizione caratteristiche ammortizzatore
l0 = 0.44;
P0 = 4.1202E+6;    %pressione di precarica
gamma = 1.3;      %esponente politropica
Cint = 1.357*10/0.20; %coefficiente di interazione olio-gas
Agas = 5.7256E-4; %area gas

%% calcolo lunghezza ammortizzatore in funzione dell'angolo del braccio oscillante
a = .143;
b = .0349;
xa = 0.065;
ya = 0.34;
l_real = 0.3:.001:0.44;
alfa = [56:-.1:-6] .* pi/180;
xb = +a*cos(alfa)+b*sin(alfa);
yb = -a*sin(alfa)+b*cos(alfa);
lungh = sqrt((xa-xb).^2+(ya-yb).^2);

%% calcolo del rapporto dZ/dL (variazione altezza baricentro massa)/(variazione
lunghezza ammortizzatore)
dl = lungh(2:end) - lungh(1:end-1);
spost = .3-.3*sin(alfa);
dZ = spost(2:end) - spost(1:end-1);
rapp = -dZ./dl;
coeff = polyfit(lungh(1:end-1),rapp,4);
dZ_dL = coeff(1)*l_real.^4 + coeff(2)*l_real.^3 + coeff(3)*l_real.^2 + coeff(4)*l_real
+ coeff(5);

%% correzione dZ/dL con angolo di incidenza
dZ_dL = dZ_dL*cos(inc*pi/180);

%% calcolo forza elastica ammortizzatore applicata alla massa (con il rapporto dZ/dL)
F_el_equiv = P0*Agas*(l0./(l0 - (l0-l_real).*Cint)).^gamma ./ dZ_dL;
F_el_equiv_rev = F_el_equiv(end:-1:1);

%% calcolo energia assorbita dall'ammortizzatore in funzione della variazione di altezza
baricentrica, il valore è diminuito a seconda dell'efficienza richiesta
all'ammortizzatore
abbassamento = (0.44-l_real(end:-1:1)).*dZ_dL;
En_eq2 = F_el_equiv_rev.*abbassamento.* amm_eff;
```

```
% calcolo dell'energia da smaltire durante l'impatto, la componente assorbita dallo
pneumatico è stabilita a priori come percentuale di quella dell'ammortizzatore
En_tot2 = (.5*M*vz^2 + M*9.81.*abbassamento.*(1+pneum))*(1-pneum);

% calcolo punto di intersezione delle due curve di energia, e dello schiacciamento
ideale corrispondente
dEn2 = En_tot2 - En_eq2;
DZ_tot = interp1(dEn2,abbassamento,0);

% calcolo della forza ideale che corrisponde allo schiacciamento, partendo dalla curva
politropica dell'ammortizzatore
F_ideal_massa = interp1(abbassamento,F_el_equiv_rev,DZ_tot);
```