

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA
MECCANICA

METODI MULTI-FISICI PER
CONTROLLARE L'IMPATTO TRA
L'UTENSILE DEL ROBOT E
L'OGGETTO MANIPOLATO

RELATORE: CH.MO PROF. ING. ALBERTO DORIA

CORRELATORE: CH.MO PROF. ING. GIULIO ROSATI

CORRELATORE: CH.MO ING. MATTEO BOTTIN

LAUREANDO: TIZIANO MINOTTO

MATRICOLA: 1233968

ANNO ACCADEMICO 2021-2022

ai miei genitori e a mio fratello...

“ Chi è dappertutto, non è da nessuna parte. Quando uno passa la vita a vagabondare, avrà molte relazioni ospitali, ma nessun amico. Lo stesso capita inevitabilmente a chi non si dedica a fondo a nessun autore, ma sfoglia tutto in fretta e alla svelta.”

LUCIO ANNEO SENECA - LETTERE A LUCILLO, 65 D.C.

Indice

Sommario	XI
Introduzione	XIII
1 Miglioramento meccanismo bistabile	1
1.1 Sistema con meccanismo bistabile originale	1
1.1.1 Equazioni del sistema originale	2
1.1.2 Evoluzione del sistema all’impatto	5
1.1.3 Attivazione della rilevazione dell’impatto	9
1.2 Sistema con pistone e molla	10
1.2.1 Equazioni del sistema con pistone	11
1.2.2 Validazione sistema	14
1.2.3 Risultati ottenuti con il sistema con pistone e molla	18
1.2.4 Evoluzione del sistema con pistone e molla all’impatto	21
1.2.5 Valutazione parametrica dei risultati	22
1.2.6 Attivazione della rilevazione dell’impatto	25
1.3 Sistema con puleggia e molla	26
1.3.1 Equazioni del sistema con puleggia	30
1.3.2 Validazione sistema con puleggia	32
1.3.3 Risultati ottenuti con il sistema con puleggia e molla	33
1.3.4 Evoluzione del sistema con molla e puleggia all’impatto	35
1.3.5 Valutazione parametrica dei risultati	36
1.3.6 Attivazione della rilevazione dell’impatto	37

2	Soluzioni alternative al meccanismo bistabile	39
2.1	Sistema con puleggia	40
2.1.1	Equazioni del sistema con solo puleggia	44
2.1.2	Risultati ottenuti con il sistema con solo puleggia	46
2.1.3	Evoluzione del sistema con solo puleggia all’impatto	47
2.1.4	Valutazione parametrica dei risultati	49
2.1.5	Attivazione della rilevazione dell’impatto	50
2.2	Sistemi elettrici	51
2.2.1	Sistema con nucleo ferromagnetico	53
2.2.2	Sistema con solenoide avvolto	58
2.2.3	Sistema con magneti ortogonali	63
2.3	Sistema idraulico	68
2.3.1	Soluzione idraulica 1	68
2.3.2	Equazioni del sistema idraulico 1	70
2.3.3	Risultati ottenuti con il sistema idraulico 1	71
2.3.4	Evoluzione del sistema idraulico 1 all’impatto	72
2.3.5	Soluzione idraulica 2	74
2.3.6	Risultati ottenuti con il sistema idraulico 2	77
2.3.7	Analisi parametrica del sistema idraulico 2	78
2.3.8	Attivazione della rilevazione dell’impatto	80
2.4	Confronto degli impulsi dei vari modelli	81
3	Realizzazione della soluzione idraulica	83
3.1	Serbatoio 1: Peso	90
3.2	Serbatoio 2: Gas	93
3.3	Serbatoio 3: Colonna d’olio	97
3.4	Serbatoio 4: Soluzione Pneumatica	101
3.5	Serbatoio 5: Sacca	103
3.6	Serbatoio 6: Membrana	105
3.6.1	Attivazione della rilevazione dell’impatto	113
	Conclusioni	115

A Volume di una calotta sferica	119
Bibliografia	121

Sommario

Questa tesi si aggiunge ad altri lavori svolti con l'obiettivo di realizzare un end-effector da installare su un robot antropomorfo che sia in grado di mitigare gli urti che possono avvenire accidentalmente causati dalla presenza di un ostacolo di piccola dimensione nella traiettoria prevista o comandata attraverso teleoperazione.

La tesi quindi parte dal prototipo esistente di end-effector e dalla sua simulazione preparata in *Simulink*. Da questa sono stati sviluppati altri modelli e altre idee, poi implementate in simulazioni sempre con il software già citato. Fino ad arrivare alla progettazione nel dettaglio di uno dei modelli per la successiva validazione.

Per quanto riguarda la tesi nello specifico, è stato scelto di dividerla in tre grandi capitoli. In prima istanza ci si dedica a comprendere il modello proposto in precedenza, capendo il funzionamento del sistema e le possibili aree di miglioramento. Dunque, dopo aver capito le aree in cui fosse possibile migliorare il sistema, si è andati a creare dei modelli in grado di migliorare il sistema precedente.

Nel secondo capitolo invece ci si dedica alla creazione di modelli e di ipotesi di un end-effector che fosse in grado di mitigare l'urto tra tool ed oggetto colpito, ma che sfruttasse altri principi fisici (e.g. idraulica, elettromagnetismo). Dopo aver creato diversi modelli se ne valuta la fattibilità e si sceglie il più promettente dal punto di vista della realizzazione e dei risultati ottenuti.

Nel terzo ed ultimo capitolo si entra nella progettazione al dettaglio della soluzione scelta, disegnando i vari componenti in *Solidworks* e migliorando i modelli matematici a valle delle considerazioni fatte guardando il disegno del componente

da realizzare. Inoltre nella fase di progettazione si modificano delle ipotesi fatte in partenza, rivalutandole in base alla realizzabilità in base alle possibilità e alle disponibilità del nostro laboratorio.

Introduzione

Nell'ambito della progettazione di utensili o *end-effector* a rigidità variabile o adattabile sono presenti molte ricerche e molti risultati ottenuti. Questa tesi si pone come parte di una ricerca nell'ambito dell'ideazione di un end effector in grado di adattarsi assorbendo o mitigando eventuali urti indesiderati durante la percorrenza della sua traiettoria.

Questa tesi infatti è pensata per inserirsi nel contesto della telerobotica, ovvero il controllo a distanza di un robot. Questo è un tipo di attività che può trovare la sua utilità dove l'operazione umana è rischiosa o pericolosa. Altre ricerche come già detto affrontano il problema di creare un end effector adattabile ma solo per quanto riguarda la presa di oggetti con diversa forma o rigidità, come per esempio si può leggere in [1, 2, 3]. Le soluzioni proposte da queste ricerche offrono applicazioni in diversi campi e adottano sempre un approccio di robotica "soffice", in inglese detta *soft-robotics*, o soluzioni particolari che variano la rigidità delle pinze facendo ruotare una lamina che fa da corpo centrale dell'utensile. Una soluzione più complessa e controllata più elettronicamente è quella proposta da [4] per la presa di oggetti in ambiente sottomarino e quindi considerando la difficoltà della presa dovuta all'intralcio di pietre vicino all'oggetto da recuperare.

Tutto questo però non ha lo stesso obiettivo della tesi: nella tesi lo scopo è quello di creare un utensile in grado di mitigare un urto non previsto *durante* la movimentazione del robot. Questo obiettivo nasce dal fatto che il sistema informatico che percepisce l'urto e comanda al robot di fermarsi ha un certo tempo di latenza e di intervento. In questo periodo di tempo il robot colpisce l'oggetto posto lungo la traiettoria e lo lancia a grande velocità e distanza. L'utensile progettato con questa tesi deve essere in grado di essere rigido durante la movi-

mentazione ma di attutire l'urto contro l'oggetto, riducendo la forza percepita dal robot e riducendo la velocità con cui l'oggetto viene spinto lontano. Lo scopo di creare un end effector di questo tipo è che sia in grado di agire immediatamente senza aspettare che l'urto venga percepito dal sistema di controllo del robot.

A questo scopo sono stati svolti diversi modelli e sono stati simulati con l'utilizzo di Simulink. Il lavoro della tesi è stato diviso in tre grandi capitoli contenenti i vari modelli, la loro modellazione matematica e i risultati ottenuti nelle simulazioni.

Il capitolo 1 consiste nell'analisi e nella comprensione del modello di partenza con meccanismo bistabile, l'obiettivo raggiunto con questo capitolo è stata la comprensione delle problematiche nella soluzione esistente e nelle possibilità di miglioramento di quest'ultima.

Il capitolo 2 si concentra nell'ideazione di un modello che non sfrutti più la fisica del modello precedente abbandonando completamente le molle e provando a trovare una soluzione alternativa che garantisca sempre la rigidità durante il moto del robot e che permettesse al tool di retorcere in caso di impatto. Le soluzioni presentate sono: una soluzione meccanica con una puleggia, delle soluzioni elettriche ed infine due soluzioni idrauliche.

Nel capitolo 3, dopo aver deciso che una delle due soluzioni idrauliche fosse più semplice da realizzare di altre soluzioni, ci si concentra nella progettazione e nel disegno del prototipo da usare per le prove in laboratorio per la validazione del modello simulato. Tutti i disegni mostrati in questo capitolo sono realizzati in Solidworks.

Capitolo 1

Miglioramento meccanismo bistabile

In questo capitolo verranno descritti i modelli ideati per migliorare il meccanismo bistabile. Il meccanismo bistabile, pur funzionando bene, presentava il problema che l'urto contro il fondo della flangia era troppo violento e il tool rimbalzava in fuori, urtando nuovamente l'oggetto con maggiore velocità della prima volta.

La dinamica del sistema originale verrà descritta nella prima sezione di questo capitolo.

I sistemi migliorativi sono rivolti a mitigare l'urto contro la parte posteriore della flangia. A questo scopo sono state sviluppate due soluzioni molto interessanti: una soluzione idraulica e una soluzione meccanica. Si è notato, durante le simulazioni, come già queste soluzioni erano migliorative, non solo in termini di riduzione dell'impatto sul fondo della flangia, ma anche in termini di risultato generale, mostrando una diminuzione della forza percepita dall'end effector e una diminuzione della velocità massima raggiunta dall'oggetto colpito.

1.1 Sistema con meccanismo bistabile originale

Le fonti utilizzate per trattare questa prima sezione sono [5, 6, 7, 8, 9].

Il meccanismo bistabile originalmente presentava una sola molla posizionata a metà della corsa disponibile all'interno della flangia. La molla in questo caso

teneva in posizione il tool durante la movimentazione del robot, però quando veniva urtato l'oggetto la molla veniva prima compressa e poi, quando il tool superava la metà della sua corsa, la molla iniziava a spingere verso il fondo della flangia.

Di seguito viene riportato uno schema rappresentativo del sistema appena descritto.

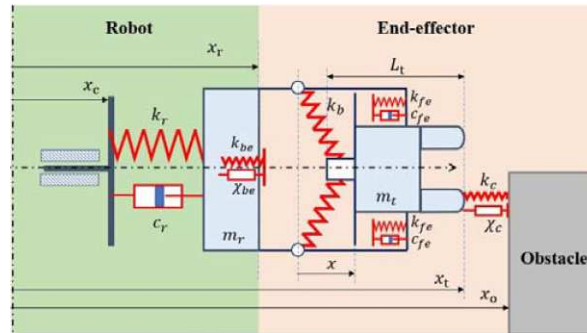


Figura 1.1: Modello end effector bistabile

Rappresentazione del modello del sistema bistabile originale (fonte [7])

Le dimensioni del meccanismo bistabile riportate di seguito sono quelle dell'apparato sperimentale utilizzato che ha validato il modello di questo meccanismo. Quindi tutte i valori riportati per il meccanismo bistabile sono validati sperimentalmente. Le dimensioni sono le seguenti:

- *corsa totale* = 0.047 m
- *larghezza flangia* = 0.106 m
- $L_0 = 0.062$ m (lunghezza di riposo della molla)

Ora verranno considerate tutte le equazioni che governano il moto del tool e che sono state definite nel sistema Matlab/Simulink per le simulazioni. Le equazioni sono state precedentemente linearizzate per esprimere il moto di tutto il sistema robotico lungo una sola coordinata (fonte: [5]).

1.1.1 Equazioni del sistema originale

La forza della molla viene espressa dalla seguente espressione (da [7]):

$$F_{molla} = Nk_b(L_0 - L)\frac{x}{L} \quad (1.1)$$

Dove N rappresenta il numero di molle, k_b è la rigidezza della molla (nel nostro caso $k_b = 490 \text{ N/m}$), x è la coordinata che esprime la posizione del tool rispetto alla posizione della coordinata riferita alla mano del robot. La coordinata del robot viene riferita alla posizione in cui sono fissati i perni delle molle, ovvero a metà della corsa della flangia. Quindi la coordinata x è definita dalla differenza $x_r - x_t$. La lunghezza L , invece, è definita come segue:

$$L = \sqrt{H^2 + x^2} \quad (1.2)$$

Equazione ottenuta da [7]. Dove H è la mezza larghezza della flangia, nel nostro caso $H = 0.053 \text{ m}$.

Come si può dedurre dalle equazioni 1.1, 1.2 e dai valori stabiliti, la molla è sempre in uno stato di compressione. Quando il tool è in posizione, la molla esprime una forza di 0.8 N per tenerlo nella sua posizione originale durante la movimentazione.

Dalle tesi precedenti ([5, 6]) nel modello in Simulink sono stati modellati i vari urti:

- Urto tra tool e oggetto
- Urto tra tool e fondo della flangia
- Urto tra tool e parte anteriore della flangia

I primi due urti sono stati simulati usando un modello di urto elastico non lineare. L'equazione è presente in [...] ed è la seguente:

$$F_c = k_c\delta^m + \chi_c\delta^n\dot{\delta} \quad (1.3)$$

L'equazione si può trovare in [7, 5]. Dove $m = n = \frac{3}{2}$, k_c rappresenta la rigidezza e δ è la deformazione. La deformazione viene espressa come differenza di posizioni tra due oggetti. Nel caso dell'urto tra oggetto e tool la deformazione è pari a:

$$\delta = x_t - x_p \quad (1.4)$$

Mentre per l'urto tra tool e fondo della flangia, la deformazione è pari a :

$$\delta = x_r - x_t - \frac{\Delta s}{2} \quad (1.5)$$

Δs è la corsa totale nella flangia.

Ovviamente si parla di deformazione solo nel caso i due corpi si compenetrano. Quindi, nel caso dell'urto tra tool e robot, solo nel caso in cui la posizione del tool x_t è maggiore della coordinata dell'oggetto x_p ; considerando il sistema di coordinate con la stessa direzione della figura 1.1, ovvero con tutte le coordinate che arrivano dalla flangia robot e crescono andando verso la fine dell'end effector. Per quanto riguarda invece l'equazione 1.5 è necessario specificare che il termine *corsa* rappresenta mezza corsa della flangia, quindi serve per riportare il punto 0 nel punto in cui si trova il fondo della flangia.

Ritornando all'equazione 1.3 è importante esplicitare il coefficiente χ_c , che regola la componente non lineare dell'urto:

$$\chi_c = \frac{3}{2} \left(\frac{1 - c_r}{c_r} \right) k_c \frac{1}{\dot{\delta}_{in}} \quad (1.6)$$

Nell'equazione 1.6, ottenuta dalle fonti [5, 7] è presente il termine c_r che rappresenta il *coefficiente di restituzione* che definisce l'elasticità o l'anelasticità dell'urto; quindi se il coefficiente c_r è pari a 1, l'urto è completamente elastico; più si avvicina a 0, più l'urto tende ad essere anelastico. Per quanto concerne il termine $\dot{\delta}_{in}$, è il termine che identifica la velocità di deformazione al momento dell'inizio dell'impatto.

Nel caso dell'urto tra tool e parete anteriore della flangia è stato scelto un modello di urto lineare come si può evincere dalla seguente equazione:

$$F_{ul} = \left(x_r - x_t + \frac{corsa}{2} \right) k_v + (\dot{x}_r - \dot{x}_t) c_v \quad (1.7)$$

Si ricorda che le equazioni degli urti sono reperibili e trattate in modo più approfondito in [5, 7, 8, 9].

Si riporta l'equazione del moto del tool comprensiva di tutti gli urti.

$$m\ddot{x}_t = F_{molla} - F_c + F_{FondoFlangia} + F_{ul} \quad (1.8)$$

Ora vengono riportati in una tabella (tabella 1.1.1) tutti i valori utilizzati nelle simulazioni. Si ricorda che tutti i valori di questo modello sono stati validati sperimentalmente con [5, 6] e sono riferiti all'apparato sperimentale.

parametro	valore
<i>corsa</i>	0.047 <i>mm</i>
<i>H</i>	0.053 <i>mm</i>
<i>L</i> ₀	0.062 <i>mm</i>
<i>k</i> _{<i>b</i>}	490 <i>N/m</i>
<i>k</i> _{<i>c</i>}	6 · 10 ⁵ <i>N/m</i>
<i>k</i> _{<i>v</i>}	1 · 10 ⁶ <i>N/m</i>
<i>c</i> _{<i>v</i>}	199.78 <i>Ns/m</i>
<i>c</i> _{<i>r</i>}	0.4
<i>m</i> _{<i>t</i>}	0.048 <i>kg</i>
<i>m</i> _{<i>p</i>}	0.246 <i>kg</i>

1.1.2 Evoluzione del sistema all'impatto

Ora vengono riportati i grafici che mostrano il comportamento dei vari componenti che devono essere analizzati, nello specifico vengono mostrati i grafici della posizione e della velocità di tool, flangia-robot, oggetto e vengono inoltre mostrati i grafici che mostrano la forza percepita dal tool e la forza percepita dall'end effector.

Ora viene descritto per punti quello che accade al tool per rendere più chiara l'interpretazione dei grafici:

1. Il sistema nello stato di partenza ha l'oggetto distante 0.2 *m* dalla flangia robot e il tool, nella sua posizione iniziale, è più in avanti rispetto alla flangia di 0.0235 *m*.
2. Il robot comincia a muoversi con una legge di velocità trapezoidale.

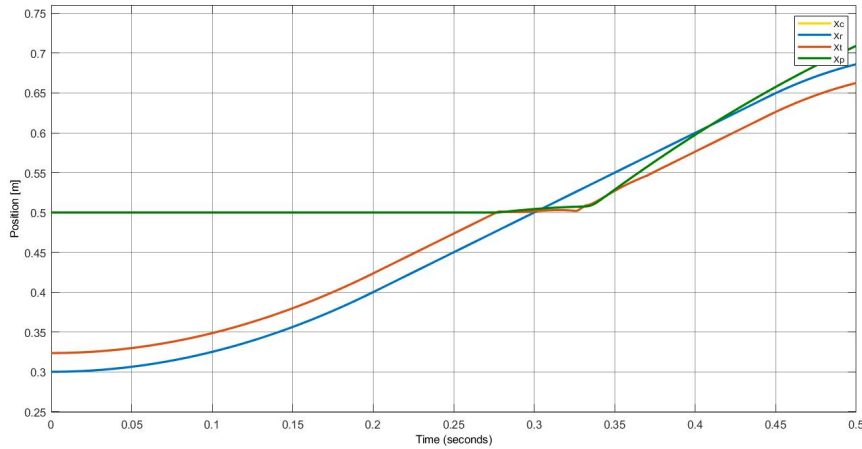


Figura 1.2: Posizione dei componenti dell'end effector riferiti a un sistema di coordinate assoluto

3. All'istante $t \approx 0.27$ s avviene l'impatto tra il tool e l'oggetto, si vede dal crollo della velocità del tool e dal picco negativo in figura 1.5.
4. Si vede anche un massimo relativo nella velocità del tool (curva arancione di figura 1.3) all'istante $t \approx 0.3$ s. Questo rappresenta la posizione neutra della molla, ovvero la molla in quell'istante non sta spingendo il tool nè in alto nè in basso e si sta girando passando da spingere il tool verso l'esterno a spingere il tool verso la parete posteriore della flangia.
5. All'istante $t \approx 0.32$ s il tool impatta il fondo della flangia, lo si può intuire dal picco più basso nella curva del tool nella figura 1.3, poi la velocità cresce subito oltre la velocità del robot. Questo significa che il tool sta uscendo dalla flangia. L'urto contro la flangia è anche evidenziato dal primo picco positivo nei due grafici delle forze (figure 1.4, 1.5).
6. Appena la velocità del tool supera la velocità del robot, il tool urta nuovamente l'oggetto. Lo si nota dalla crescita della curva dell'oggetto in figura 1.3 e dal crollo della velocità del tool. Questo secondo urto tra tool ed oggetto è evidenziato anche dal picco negativo all'istante $t \approx 0.33$ s nella figura 1.5 che rappresenta la forza percepita dal tool.
7. Nell'istante immediatamente successivo il tool impatta nuovamente contro la flangia. L'impatto è evidenziato dal terzo minimo nella velocità del tool,

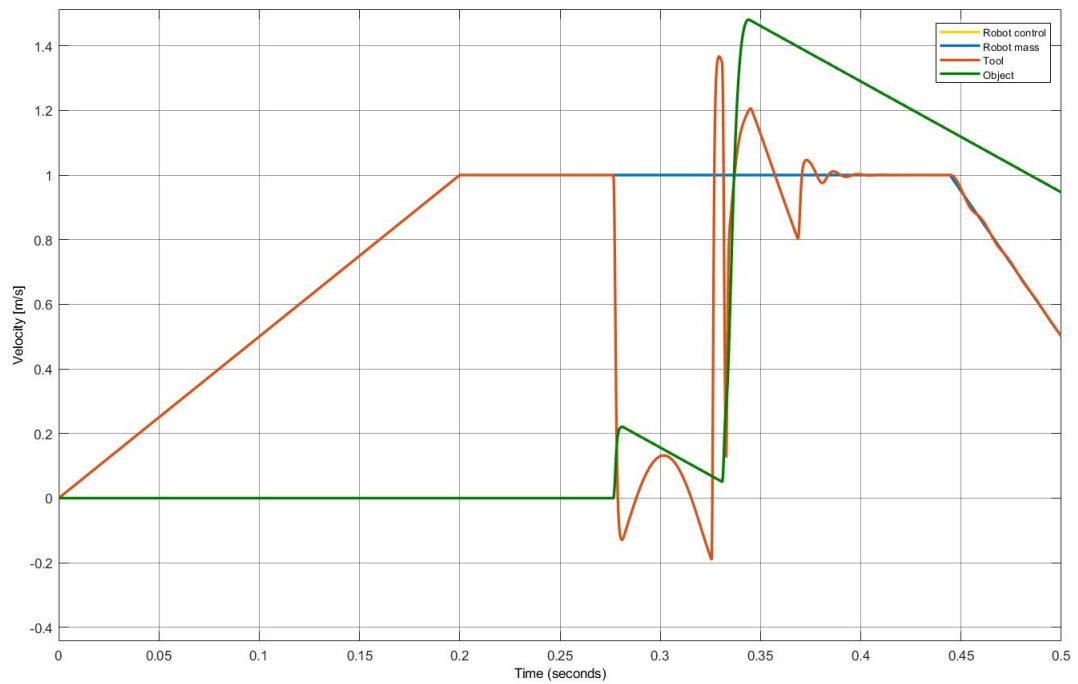


Figura 1.3: Velocità dei componenti dell'end effector e dell'oggetto

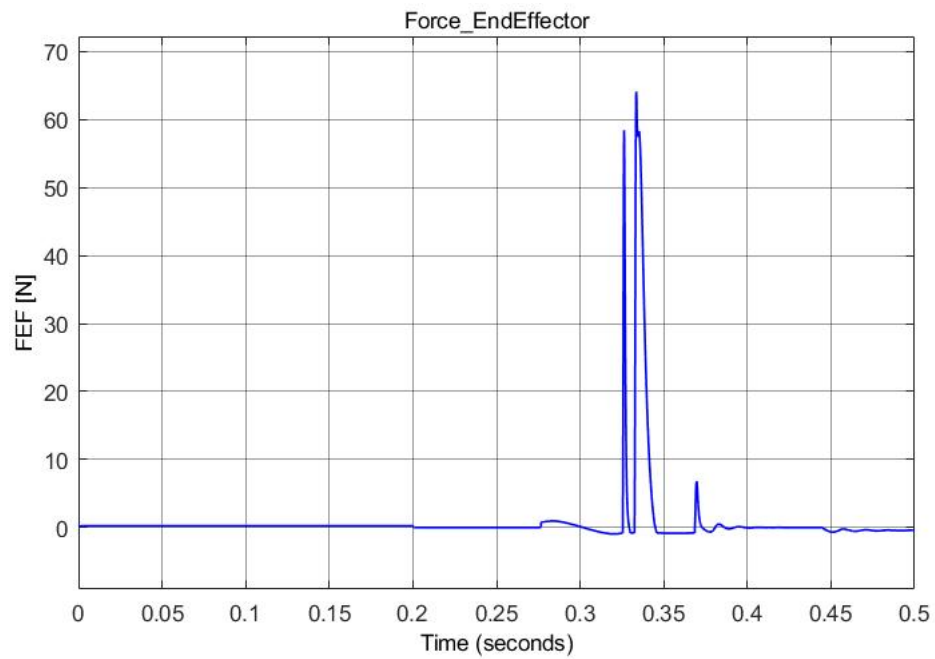


Figura 1.4: Forza percepita dall'end effector

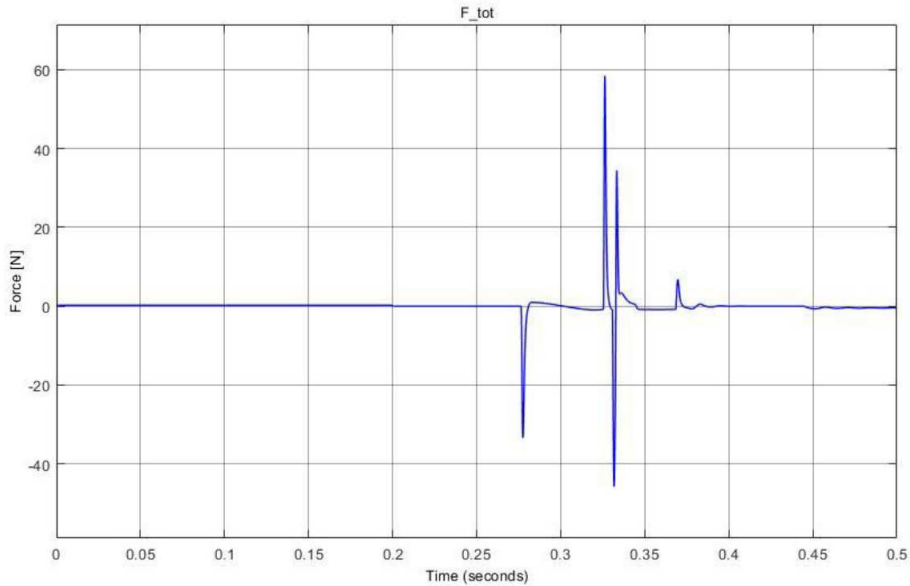


Figura 1.5: Forza percepita dal tool

dal secondo picco nella figura 1.4 e dal secondo picco positivo (quarto in ordine temporale) nella figura 1.5.

8. A questo punto il tool rimbalza con piccoli urti contro il fondo della flangia, mentre il robot inizia a rallentare per aver percepito l'impatto.

Per quanto riguarda lo sviluppo di soluzioni che riducessero la forza dell'impatto del tool contro la flangia risultano di particolare interesse solo le figure che rappresentano le velocità e la forza sull'end effector (figure 1.3 e 1.4). Quindi nella trattazione delle prossime soluzioni verranno discussi solo questi grafici.

Inoltre con una più attenta analisi del grafico delle velocità si vede che è il secondo urto quello che fa raggiungere la velocità maggiore all'oggetto. Questo accade perchè nell'istante del secondo urto il tool sta andando addosso all'oggetto con velocità maggiore rispetto al primo urto. Inoltre il tool è già vicino al fondo della flangia, questo significa che il tool non ha spazio per assorbire l'urto e tornare. Questo significa che mentre l'urto si sta ancora svolgendo, il tool sbatte contro il fondo della flangia causando un urto più intenso per l'oggetto che viene spinto con più forza.

Creando delle soluzioni che mitigassero l'urto contro la parte posteriore della flangia, si è notato che si riusciva anche a ridurre la velocità massima dell'oggetto.

Questo risultato si ottiene grazie al fatto che, rallentando il tool nel suo ritorno verso il fondo della flangia, il secondo impatto avviene a velocità relativa tra tool ed oggetto minore rispetto al primo. Inoltre, nelle due soluzioni migliorative, il tool inizia ad essere frenato prima del secondo urto e viene frenato durante e dopo il secondo urto, questo comporta il fatto che il tool continua a muoversi dentro la flangia dando la possibilità di assorbire l'urto senza sbattere contro il fondo della flangia durante l'impatto tra tool e oggetto. Questo aiuta a non spingere l'oggetto con una velocità troppo elevata.

1.1.3 Attivazione della rilevazione dell'impatto

Tutte le simulazioni viste in precedenza sono state realizzate senza l'utilizzo del rilevamento dell'impatto. Questa scelta è stata fatta in favore di sicurezza, proponendo la soluzione più gravosa possibile, ovvero la soluzione in cui il robot non rilevi l'impatto e che il robot prosegua la sua traiettoria senza ricevere l'informazione di fermarsi prima della fine del task.

Ad ogni modo si riportano in figura 1.6 i risultati in termini di velocità e di forza sull'end effector che si ottengono se si attiva il rilevamento dell'impatto e si impone al robot di fermarsi dopo aver percepito l'impatto.

L'impatto viene rilevato dopo che il tool retrocede di 1.5 mm dalla sua posizione iniziale ed il tempo di reazione del manipolatore è stato stabilito pari a 0.06 s . Il rilevamento dell'impatto avviene grazie all'utilizzo di un sensore induttivo. I valori sono riferiti all'apparato sperimentale utilizzato per la validazione del modello in uso dalla fonte [6].

Dalla figura 1.6 non si vedono variazioni per quanto riguarda i picchi di forza e i picchi di velocità. Quindi l'attivazione del rilevamento dell'impatto non costituisce, nelle condizioni in cui viene eseguita questa simulazione, fonte di differenze per il meccanismo bistabile. Si può comunque notare, confrontando la figura 1.6 (a) con la figura 1.3, che il robot comincia il rallentamento molto prima, più precisamente il rallentamento comincia all'istante $t \approx 0.34\text{ s}$ per il caso con rilevamento dell'impatto, mentre per il caso senza rilevamento dell'impatto il rallentamento comincia all'istante $t \approx 0.45\text{ s}$.

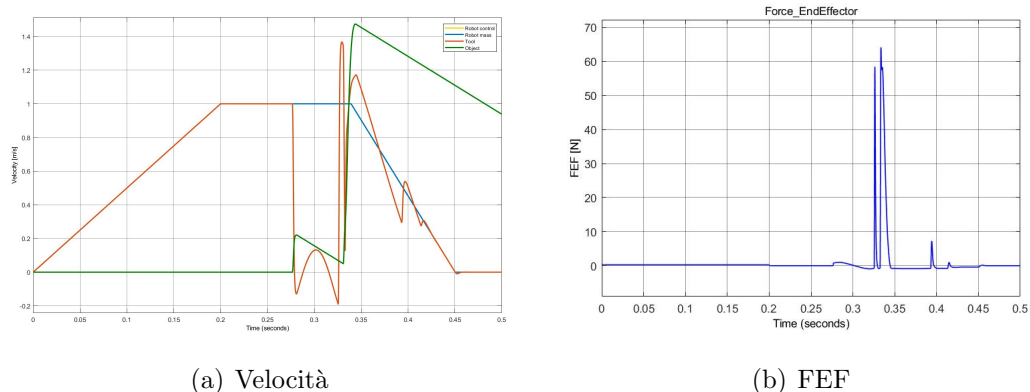


Figura 1.6: Velocità e forza nel sistema originale con l'utilizzo del rilevamento dell'impatto

Nelle prossime sezioni si vedranno i due modelli creati per mitigare l'impatto contro il fondo della flangia, nello specifico i due modelli sono caratterizzati da un sistema a pistone e da un freno che agisce attraverso una puleggia.

1.2 Sistema con pistone e molla

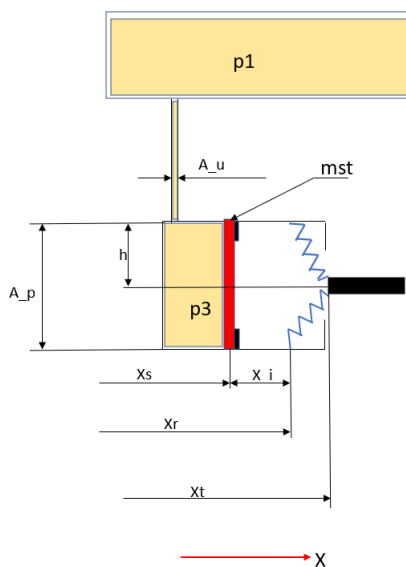


Figura 1.7: Rappresentazione semplificata del sistema con pistone e molla

Le fonti delle equazioni e i principi fisici usati in questa sezione sono [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13]

Il sistema mostrato in figura 1.7 è caratterizzato dalla presenza di un serbatoio a pressione p_1 molto grande in modo da poter ritenere la pressione al suo interno costante.

Questo serbatoio è collegato alla flangia attraverso un tubo di scarico con area di deflusso A . Dentro la flangia l'olio è alla pressione p_3 che viene definita considerando la pressione del serbatoio e le perdite di carico attraverso il tubo di deflusso. Quindi la pressione che preme sullo stantuffo viene descritta dalla seguente equazione:

$$p_3 = p_1 + c_0 \rho \frac{u^2}{2} \quad (1.9)$$

L'equazione è reperibile in [12, 13, 10]. Dove c_0 è il coefficiente per le perdite di carico, ρ è la densità dell'olio o del fluido utilizzato, mentre u è la velocità del fluido nel tubo di scarico.

Lo stantuffo che blocca l'olio viene bloccato da un fine-corsa all'altezza x_i dalla metà della flangia dove viene posizionato il perno della molla.

Il risultato di questo sistema, come di tutti gli altri sistemi è quello di far avvenire il secondo urto tra tool e oggetto quando la velocità del tool è ancora inferiore alla velocità del robot. Questo significa far avvenire il secondo urto mentre il tool sta ancora entrando dentro la flangia.

1.2.1 Equazioni del sistema con pistone

In questo caso ci sarà un urto tra il tool e lo stantuffo, quindi è necessario definire l'equazione del moto dello stantuffo per poterla inserire nello schema di Matlab/Simulink in modo da definire l'interazione tra lo stantuffo e il tool. Di seguito viene scritta l'equazione che descrive il moto dello stantuffo:

$$m_{st} \ddot{x}_s = -F_{contatto} + p_3 A_p + b_3 (\dot{x}_r - \dot{x}_s) + c_3 \text{sign}(\dot{x}_r - \dot{x}_s) - F_{res} + F_{FondoFlangia} \quad (1.10)$$

Nell'equazione 1.10 il coefficiente b_3 (nel nostro caso $b_3 = 0.5 \text{ Ns/m}$) rappresenta l'attrito viscoso, il coefficiente c_3 (nel nostro caso $c_3 = 0.005 \text{ N}$) rappresenta l'attrito secco dello stantuffo contro le pareti del cilindro.

La forza $F_{contatto}$ è la forza generata dall'urto tra stantuffo e tool, l'urto viene descritto con la stessa equazione che descrive l'urto tra tool e oggetto, ovvero secondo la seguente equazione:

$$F_{contatto} = k_c(x_s - x_t)^n + \chi_c(x_s - x_t)^n(\dot{x}_s - \dot{x}_t) \quad (1.11)$$

Dove $n = 1.5$ e la rigidezza k_c è stata definita pari a $6 \cdot 10^5 \text{ N/m}$. Invece il coefficiente χ_c è definito dall'equazione:

$$\chi_c = \frac{3}{2} \left(\frac{1 - c_r}{c_r} \right) k_c \frac{1}{(\dot{x}_s - \dot{x}_t)_{in}} \quad (1.12)$$

Inoltre è l'urto che era già espresso nel sistema originale tra il fondo della flangia e il tool è stato modificato, inserendolo nella dinamica dello stantuffo in quanto non è più il tool che sbatte contro il fondo della flangia ma è lo stantuffo che sbatte contro il fondo della flangia. Quindi il tool risente della presenza del fondo della flangia solo attraverso la mediazione dello stantuffo; per questo è presente anche la forza $F_{FondoFlangia}$.

L'ultimo elemento dell'equazione 1.10 è la forza F_{ref} che rappresenta la forza dei due fine-corsa che bloccano il tool a 7 millimetri dalla posizione neutra delle molle. La presenza di questi fine-corsa è descritta con l'equazione di un urto lineare:

$$F_{res} = k_v(x_s - (x_r - x_i)) + c_v(\dot{x}_s - \dot{x}_r) \quad (1.13)$$

Dove il coefficiente di rigidezza k_v è pari a $1 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ e $c_v = 200 \text{ Ns/m}$.

Il sistema dello stantuffo e la sua interazione con l'olio e il tool viene definito dal seguente sistema di equazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_3 = p_1 + c_0 \rho \frac{u^2}{2} \\ u = \frac{Q}{A_u} = \frac{A_p \dot{x}_s}{A_u} \\ m_{st} \ddot{x}_s = -F_{contatto} + p_3 A_p + b_3(\dot{x}_r - \dot{x}_s) + c_3 \text{sign}(\dot{x}_r - \dot{x}_s) - F_{res} + F_{FondoFlangia} \end{array} \right. \quad (1.14)$$

Dal sistema appena descritto risulta la seguente equazione differenziale dipendente solo dalle variabili $x_s, \dot{x}_s, \ddot{x}_s, x_r, \dot{x}_r, \ddot{x}_r$. L'equazione differenziale viene riportata qui sotto senza esplicitare le forze che sono già state descritte nelle equazioni 1.11, 1.12, 1.13 e senza considerare l'attrito secco in quanto componente molto piccola nel risultato totale (risulta inoltre utile trascurarlo per non rendere troppo lenta la simulazione).

$$m_{st}\ddot{x}_s = -F_{contatto} + p_1 A_p + c_0 \frac{\rho A_p^3}{2A_u^2} (\dot{x}_r - \dot{x}_s) |\dot{x}_r - \dot{x}_s| + b_3 (\dot{x}_r - \dot{x}_s) - F_{res} + F_{FondoFlangia} \quad (1.15)$$

L'equazione 1.15 è stata riportata dentro Matlab/Simulink, vengono riportate di seguito le immagini che mostrano lo schema di Matlab/Simulink.

Di seguito vengono elencate le dimensioni del sistema appena descritto:

- $m_{st} = 0.001kg$
- $m_t = 0.048kg$
- $x_i = 0.007m$
- $corsa = 0.047m$
- $R_p = 0.020m$ (raggio pistone)
- $r_u = 0.008m$ (raggio del tubo di deflusso)
- $h = 0.053m$
- $c_0 = 2.0$
- $b_3 = 0.5 \text{ Ns/m}$
- $p_1 = 10Pa$ [pressione relativa]

Il comportamento dello stantuffo è stato descritto all'interno del blocco *Sistema-Pistone* da cui si ottengono la forza del contatto tra stantuffo e tool in modo da definire la dinamica del tool, fondamentale per determinare il comportamento

dell'oggetto urtato; vengono ricavate tutte le forze che agiscono direttamente sull'end effector, per determinare la forza totale percepita dal robot; infine vengono estratte la velocità e la posizione dello stantuffo per poterle rappresentare nei diagrammi che verranno mostrati successivamente.

Ora vengono mostrati lo schema a blocchi che descrive le forze e successivamente l'interno del blocco *Sistema-Pistone*.

Nella figura 1.9 si può notare bene le varie componenti che determinano la dinamica del tool. Una cosa su cui porre l'attenzione è il fatto che la forza che influenza direttamente il moto dell'utensile è la forza di contatto tra utensile e stantuffo rappresentata dalle equazioni 1.11, 1.12. Per quanto riguarda la forza sull'end effector, ovvero la forza percepita direttamente dal robot sono state sommate la forza dell'olio (quindi la forza derivante dalla pressione p_3), la forza dell'urto tra stantuffo e fondo della flangia (descritta con l'equazione di un urto non lineare simile all'urto tra stantuffo e utensile) e la forza dovuta all'urto dello stantuffo contro i fine-corsa che impediscono allo stantuffo di scorrere fuori dalla flangia e fremarsi alla distanza prestabilita x_i (descritta dall'equazione 1.13).

1.2.2 Validazione sistema

Questo sistema può essere semplicemente validato riferendosi al modello originale con le sole molle. Questo è un buon metodo, visto che il sistema con le sole molle è già stato validato sperimentalmente. Il modo per validarlo è quello di ridurre al minimo gli effetti causati dalla presenza dell'olio e dalla presenza dello stantuffo. Così senza gli effetti causati dalla presenza di questi elementi i risultati ottenuti dovrebbero essere molto simili.

Per ridurre gli effetti dell'olio è stata aumentata molto l'area di deflusso per il passaggio da un serbatoio all'altro $A_u = 100m^2$, è stata resa più piccola l'area dello stantuffo $A_p = 10^{-6}m^2$; è stata ridotta la massa dello stantuffo $m_{st} = 0.0001kg$; è stata aumentata la massa dell'utensile per rendere ancora più ininfluente la massa dello stantuffo $m_t = 0.1kg$; infine è stato cambiato il coefficiente di restituzione che definisce l'elasticità dell'impatto nell'equazione 1.12 per rendere l'impatto quasi completamente anelastico, quindi il coefficiente è stato pari a $c_r = 0.0001$.

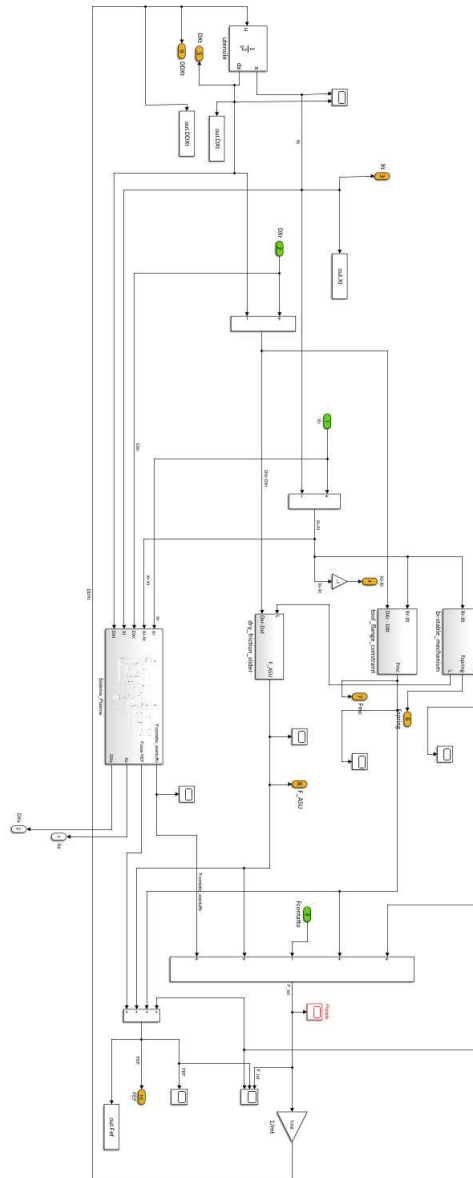


Figura 1.8: Schema a blocchi di simulink che riporta tutte le forze che agiscono sul tool e che percepisce l'end effector

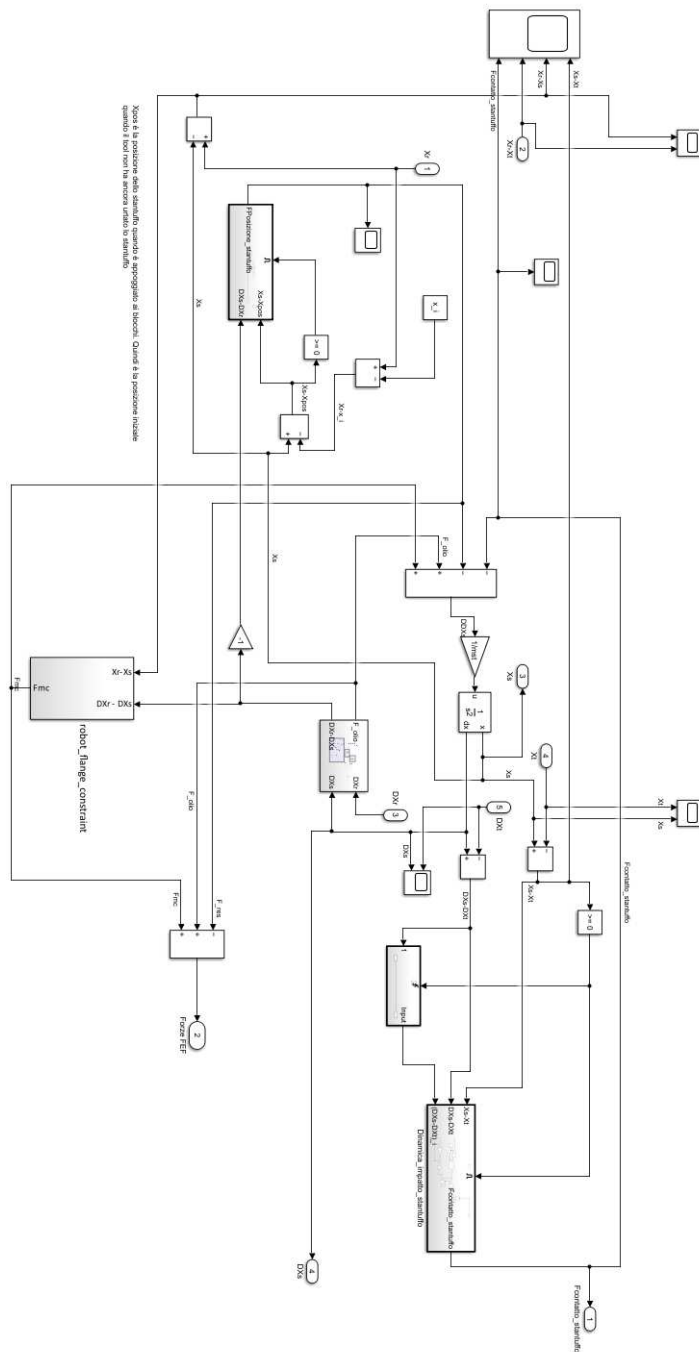
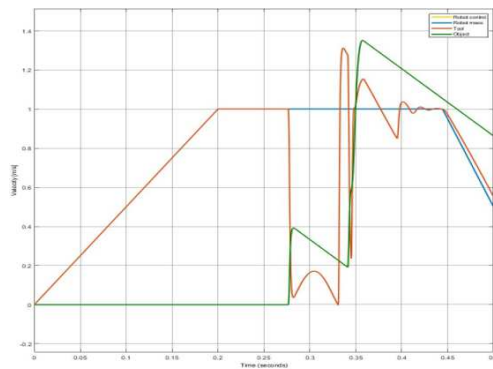
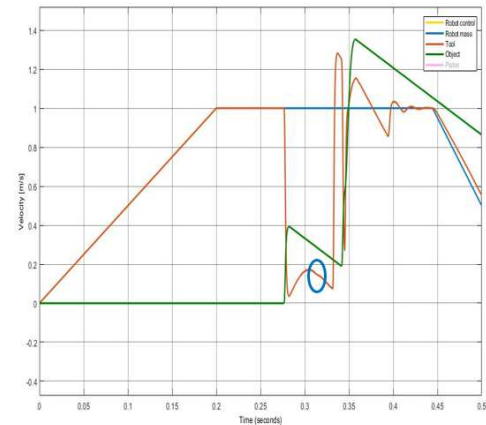


Figura 1.9: Schema a blocchi di simulink che rappresenta l'equazione 1.15 per descrivere la dinamica dello stantuffo

In figura 1.10 vengono riportati i grafici delle velocità del sistema originale e del sistema con lo stantuffo (con i valori rielaborati per la validazione) così da permettere il confronto dei due sistemi e vedere se il nuovo codice Matlab/Simulink può considerarsi validato.



(a) Sistema originale



(b) Pistone e molla

Figura 1.10: Grafico (a): rappresenta le velocità del sistema originale. Grafico (b) rappresenta le velocità del sistema con il pistone e la molla

Dal confronto è evidente come i grafici siano quasi identici, l'unica differenza è la presenza dell'impatto del tool con lo stantuffo, evidenziato dal cerchio blu in figura 1.10 (b).

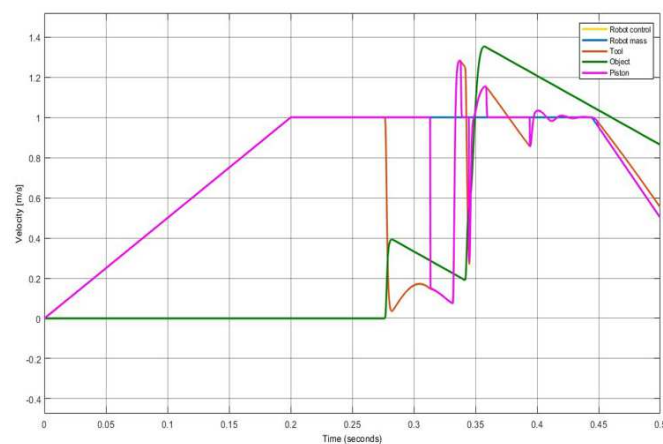


Figura 1.11: Viene riportato il grafico del sistema con pistone e molla, in aggiunta viene mostrata la velocità dello stantuffo

In figura 1.11 viene riportato il grafico che mostra anche il comportamento dello stantuffo per completezza.

Per completezza nella validazione viene riportato anche il confronto tra i grafici della forza totale [figura 1.12], ovvero tutte le forze che percepisce il tool (compreso l'urto con l'oggetto).

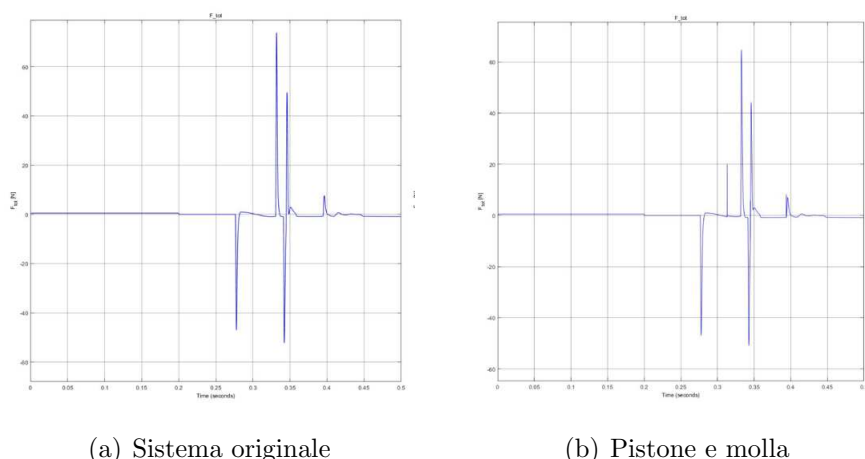


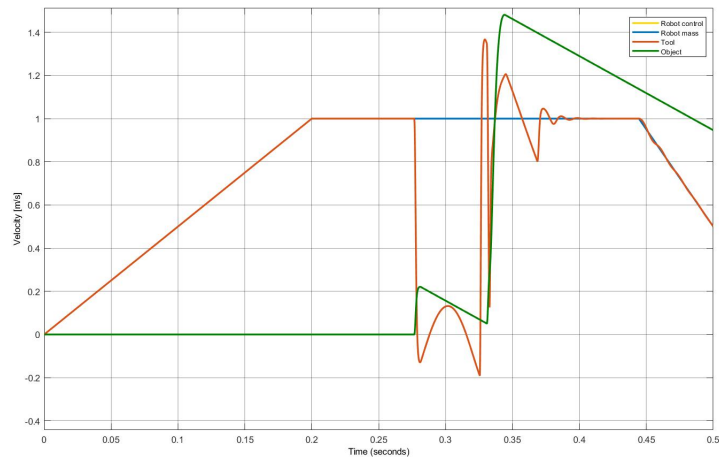
Figura 1.12: A sinistra viene mostrata la forza totale nel sistema originale (a), a destra viene mostrata la forza totale nel sistema con il pistone e la molla (b)

In figura 1.12 si nota la somiglianza tra i due grafici, sebbene sia presente un picco nel sistema con il pistone a circa 0.32 secondi. Questo picco è causato dalla presenza dello stantuffo contro cui il tool è costretto a scontrarsi. Si nota anche che la forza assorbita nell'urto viene in parte sottratta all'urto contro il fondo della flangia (picco più elevato nel grafico). Infatti è evidente una piccola differenza nel picco più elevato tra la figura 1.12 (a) e la figura 1.12 (b), ovvero il picco nell'immagine di destra è più basso di circa 10 N .

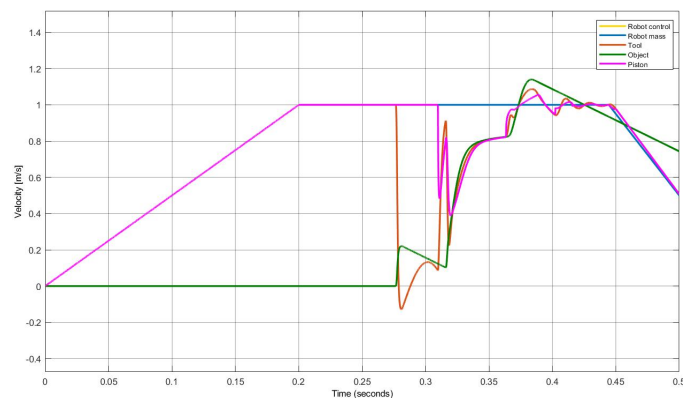
1.2.3 Risultati ottenuti con il sistema con pistone e molla

Ora verranno mostrati i risultati ottenuti con il sistema di figura 1.7, come si vedrà dai risultati il sistema è molto migliorativo sia in termini di velocità massima raggiunta dall'oggetto che in termini di forza percepita dall'end effector.

I grafici mostrati saranno riferiti ai primi dati citati a pagina 11.



(a) Sistema originale



(b) Pistone e molla

Figura 1.13: Viene mostrato il confronto tra i grafici delle velocità del sistema originale (a) e del sistema con il pistone e la molla (b)

Successivamente verranno riportati dei grafici che mostrano come variano i risultati cambiando dei parametri della simulazione, per esempio cambiando fluido o massa dell'oggetto colpito.

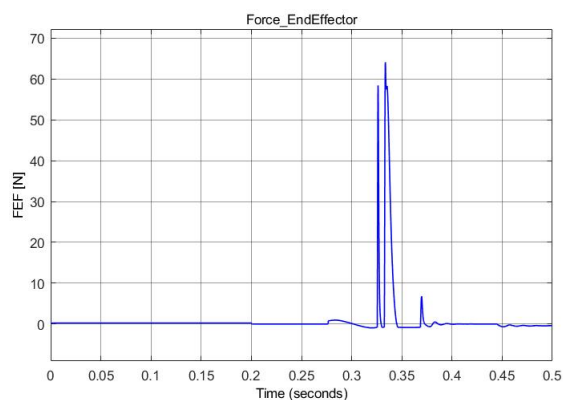
Viene inoltre fornita un'interpretazione dettagliata di quello che succede all'interno della flangia ovvero verrà spiegata la sequenza degli urti presenti nel grafico delle velocità.

In figura 1.13 vengono riportati i grafici della velocità del sistema originale e del sistema di figura 1.7.

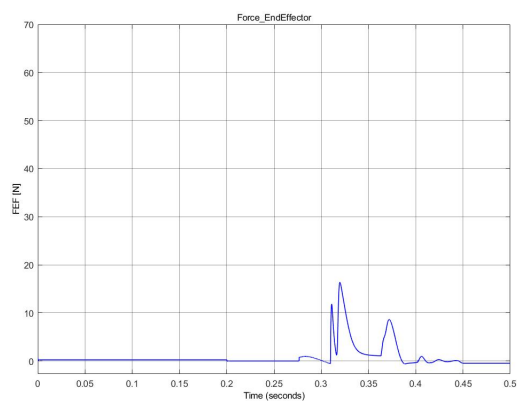
Dai risultati è evidente l'effetto benefico in termini di velocità massima raggiunta dall'oggetto. Con il sistema originale si raggiunge una velocità maggiore

di 1.4 m/s mentre con il nuovo sistema si raggiunge una velocità massima di circa 1.15 m/s.

Vengono anche riportati in figura 1.14 i grafici della forza percepita dall'end effector per mostrare l'effetto positivo che si ottiene con il nuovo sistema. Il vantaggio è evidente in quanto nel sistema originale [1.14(a)] il picco più alto supera i 60 N, mentre il sistema con pistone e molla [1.14(b)] ha un picco circa pari a 16 N.



(a) Sistema originale



(b) Pistone e molla

Figura 1.14: Viene mostrato il confronto tra la FEF del sistema originale (a) e del sistema con il pistone e la molla (b)

1.2.4 Evoluzione del sistema con pistone e molla all'impatto

Nella figura 1.15 si mostra una interpretazione dettagliata di quello che succede nel sistema con pistone e molla, dove vengono chiariti i vari cambi repentini di velocità e le loro cause. Così è più facile interpretare la dinamica del tool, dello stantuffo e dell'oggetto.

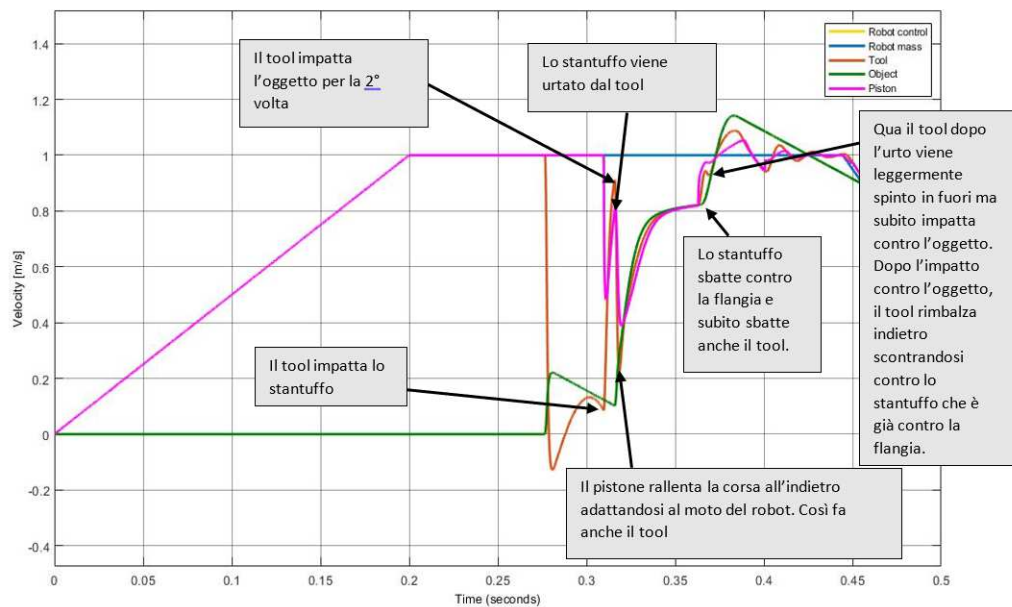


Figura 1.15: Vengono spiegati nel dettaglio tutti gli urti e le varie fasi di movimentazione dell'end effector

Di seguito viene riassunta la dinamica del sistema per punti così da rendere ancora più chiara l'interpretazione:

1. Avviene l'impatto con l'oggetto a circa $t = 0.27$ secondi
2. Poi il tool rientra fino a sbattere contro lo stantuffo ($t \approx 0.32$ s), allora lo stantuffo comincia a rientrare e il tool rallenta il rientro
3. A questo punto il tool è leggermente staccato dallo stantuffo
4. L'oggetto viene nuovamente urtato dal tool che va subito contro lo stantuffo ($t \approx 0.33$ s)

5. A questo punto tool, stantuffo ed oggetto si muovono come un sistema unico rallentando sempre di più il rientro dentro la flangia
6. Poi avviene l'urto contro la parete posteriore della flangia ($t \approx 0.37$ s), allora lo stantuffo ed il tool invertono la direzione impattando subito dopo l'oggetto
7. Questo urto fa rientrare immediatamente il tool che sbatte contro lo stantuffo e ricomincia ad uscire. Allo stesso tempo lo stantuffo sbatte di nuovo contro la parete posteriore della flangia
8. A questo punto l'oggetto si è allontanato e il tool e lo stantuffo iniziano a rimbalzare fino a che non si adattano al moto del robot

1.2.5 Valutazione parametrica dei risultati

A questo punto è stato interessante valutare come cambiavano i risultati al variare di alcuni parametri. La prima variazione presa in considerazione è stata quella di scambiare l'olio con acqua.

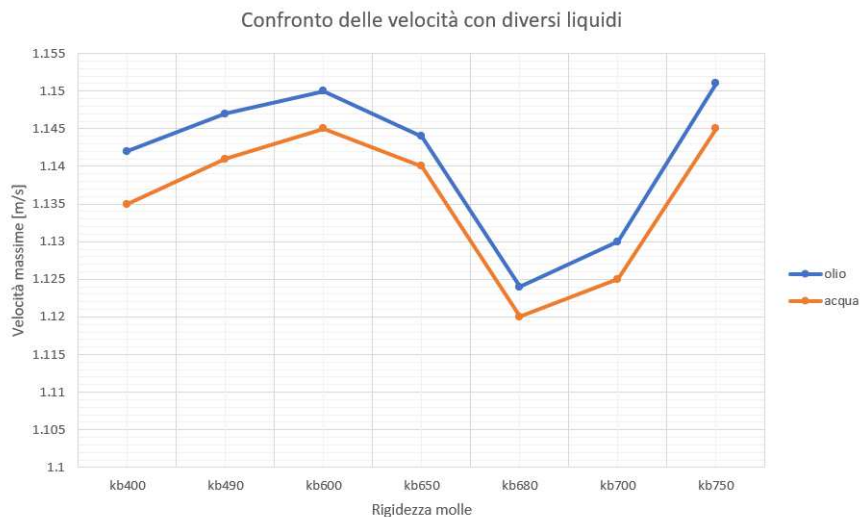


Figura 1.16: Si mostra come varia il risultato in termini di velocità massima raggiunta dall'oggetto cambiando il fluido dentro il pistone

Vengono riportati di seguito i grafici che confrontano i risultati ottenuti con acqua e olio al variare della rigidzza della molla. I grafici riportati sono sempre

la velocità, in termini di picco raggiunto dall'oggetto [figura 1.16], e la forza percepita dall'end effector, in termini di picchi nel grafico [figura 1.17].

Nella grafico in figura 1.17 vengono riportati due valori per ogni valore di rigidità della molla. Se si osserva la figura 1.14 (b) si vedono tre picchi. Nei casi in cui la massa dell'oggetto urtato aumenti (ovvero aumenta la forza dell'urto) può succedere facilmente che il primo e il secondo picco coincidano. Infatti l'utensile sbatte una prima volta contro lo stantuffo, rimbalza leggermente indietro e successivamente sbatte ancora contro lo stantuffo (secondo picco) questa volta senza rimbalzare. A volte questo rimbalzo non si verifica o è meno evidente rispetto alla figura 1.13 (b). Il terzo picco rappresenta l'urto dello stantuffo contro il fondo della flangia.

Quindi è stato scelto di rappresentare il primo ed il secondo picco in quanto sono i picchi più alti che si possono vedere nel grafico.

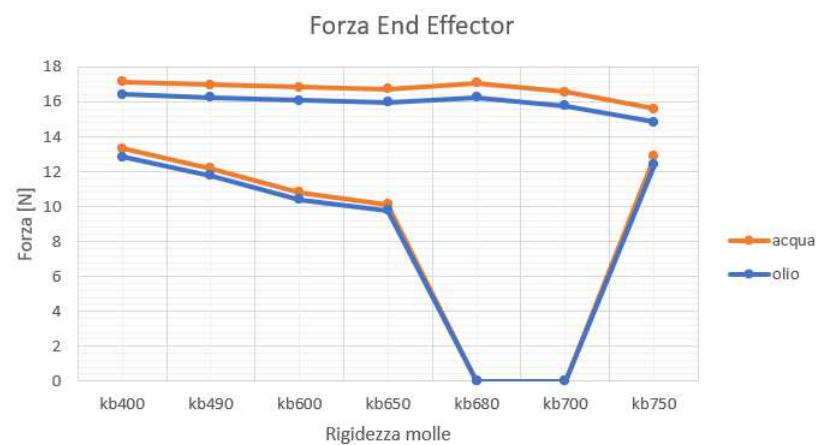


Figura 1.17: Si mostra come varia il risultato in termini di picchi di forza precepiti dall'end effector cambiando il fluido dentro il pistone

Successivamente sono state cambiate anche le aree dello stantuffo e del tubo di deflusso per controllare come cambiava il risultato. Eseguendo queste simulazioni si è notato che non c'era una somiglianza geometrica che correlasse il rapporto tra l'area del pistone e l'area di deflusso ($\frac{A_p}{A_u}$); cioè, prendendo due simulazioni, sebbene il rapporto tra le aree sia uguale ma denominatore e numeratore siano differenti nei due casi, il risultato è diverso.



Figura 1.18: Si mostra come varia il risultato in termini di velocità massima raggiunta dall'oggetto cambiando le aree di deflusso e del pistone

Come prima, viene riportato in figura 1.18 il grafico che mostra come cambia il picco di velocità dell'oggetto colpito, mentre in figura 1.19 vengono riportati i valori di picco nella forza dell'end effector.

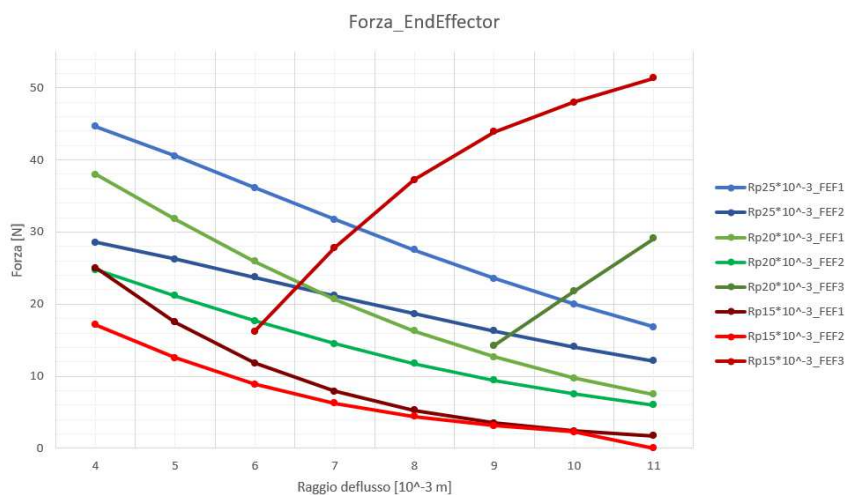


Figura 1.19: Si mostra come varia il risultato in termini di picchi di forza precepiti dall'end effector cambiando le aree di deflusso e del pistone

Il grafico di figura 1.19 presenta tre picchi di forza per ogni area del pistone. Questo perchè è sembrato opportuno mostrare anche il terzo picco (FEF3 nella legenda), che rappresenta l'urto contro il fondo della flangia, quando assumeva un valore confrontabile con gli altri due picchi o addirittura maggiore.

Come si può notare, all'aumentare dell'area di deflusso, la forza dovuta all'impatto tra tool e stantuffo diminuisce mentre l'impatto contro il fondo della flangia ha una forza maggiore. Per quanto riguarda l'area del pistone, più questa è piccola, più l'impatto contro il fondo della flangia è importante.

Per chiarezza le due linee che hanno un andamento diverso (crescente) rispetto alla tendenza generale (decescente) all'aumentare dell'area di deflusso, sono le curve che rappresentano l'urto contro il fondo della flangia.

Tutto questo succede perchè più l'area del pistone diminuisce e più l'area di deflusso cresce, diminuisce la resistenza al rientro dell'utensile nella flangia.

Si riporta in figura 1.20 il grafico della forza sull'end effector nel caso in cui il raggio del tubo di deflusso è pari a $8 * 10^{-3} m$ e il raggio del pistone è $15 * 10^{-3} m$. Questo per mostrare come l'ultimo picco può diventare molto importante.

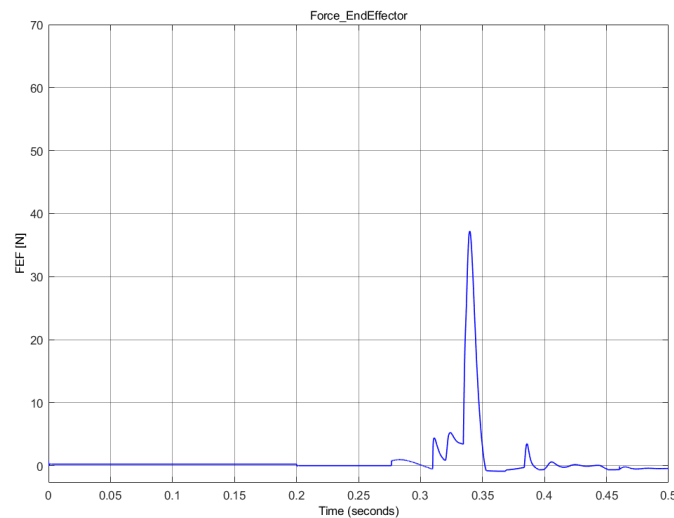


Figura 1.20: Grafico che mostra l'andamento della FEF nel caso in cui $R_u = 8 * 10^{-3} m$ e $R_p = 15 * 10^{-3} m$

1.2.6 Attivazione della rilevazione dell'impatto

Dopo aver analizzato il comportamento del sistema con pistone e molla nella situazione più gravosa, ovvero senza rilevamento dell'impatto, si riportano i risultati ottenuti con il rilevamento dell'impatto attivato.

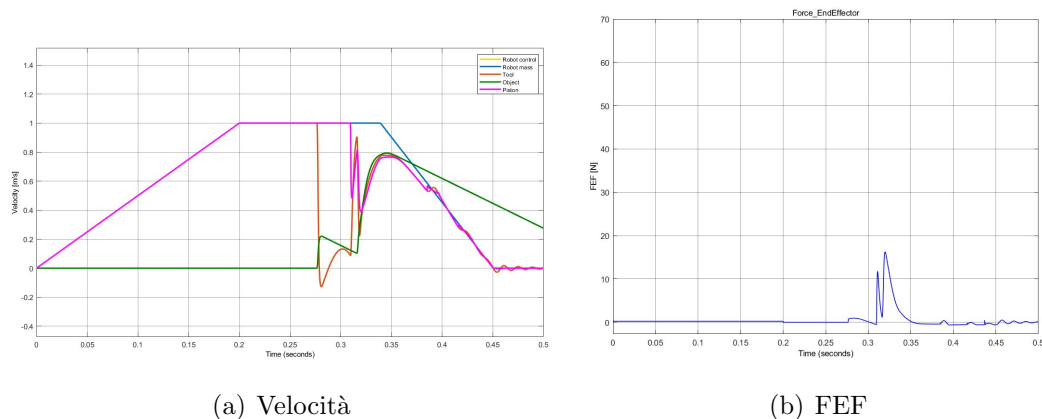


Figura 1.21: Velocità e forza nel sistema con pistone e molla con l'utilizzo del rilevamento dell'impatto

In questo caso si può notare come il risultato sia migliorativo, specialmente in termini di velocità massima: in questo caso il picco di velocità è pari a $v \approx 0.8$ m/s . Anche in termini di forza si ottiene un ottimo risultato eliminando il picco derivante dall'impatto contro il fondo della flangia.

L'evoluzione del sistema durante l'impatto è molto simile al caso senza rilevamento dell'impatto, la differenza si vede per il fatto che il robot comincia a rallentare prima che lo stantuffo urti il fondo della flangia. In questo modo l'oggetto non riceve una ulteriore spinta dopo il secondo impatto, evitando così di raggiungere picchi di velocità più elevati.

Quindi, non avvenendo l'impatto contro il fondo della flangia, il tool viene spinto lentamente dalle molle contro il fondo della flangia. I piccoli picchi che si vedono sulla destra del grafico in figura 1.21 rappresentano i piccoli urti di stabilizzamento dovuti alla molla che spinge il tool sul fondo della flangia.

1.3 Sistema con puleggia e molla

Le fonti usate per scrivere questa sezione sono [5, 6, 7, 8, 9, 11].

Ora viene presentato il sistema che unisce il sistema bistabile originale a molla con la puleggia. In questo schema la puleggia è accoppiata al tool con una cremagliera. Per quanto concerne la realizzazione del tool, si può pensare a collegare il tool alle molle come nel disegno e mettere la puleggia nel piano ortogonale al

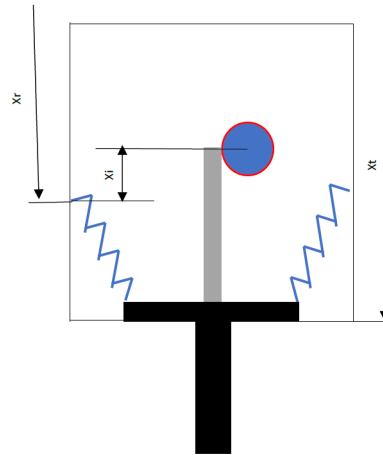


Figura 1.22: Rappresentazione del modello composto dalla molla e dalla puleggia per frenare il tool

foglio, così da evitare che la molla si incastri con la puleggia. Inoltre in questo caso si potrà realizzare la cremagliera lungo il lato del tool, visto che la cremagliera (rettangolo grigio nella figura 1.22) non basterà per tutto il percorso del tool fino alla fine della flangia. Per come si vede in figura 1.23 e 1.24, è bastato aggiungere la forza che produce il freno sulla puleggia nel sistema Matlab/Simulink. In figura 1.24 si vede anche come è stata pensata l'azione del freno:

1. Il freno entra in azione quando il tool raggiunge l'altezza x_i . Il rilevamento del raggiungimento dell'altezza può avvenire in due modalità: o con un interruttore posto a lato del tool che viene urtato al passaggio del tool ad altezza x_i ; oppure può essere rilevata la posizione grazie ad un encoder che calcola il numero di rotazioni necessario per raggiungere l'altezza x_i .
2. Il freno si disattiva se il tool ha velocità negativa (cioè se sta uscendo dalla flangia) e se ha superato la posizione neutra delle molle di 10 mm (si è visto con le simulazioni che era una distanza abbastanza elevata per spegnere il freno dopo il secondo urto).

La seconda condizione è stata applicata perchè altrimenti la puleggia riportava indietro il tool prima di urtare il fondo, così facendo però si urtava nuovamente l'oggetto aumentandone di molto la velocità.

1.3.1 Equazioni del sistema con puleggia

In questa parte vengono riportate le equazioni per definire il comportamento del nuovo sistema costituito da molle e puleggia.

Gli urti sono sempre gli stessi del sistema originale e vengono riassunti qui:

- Urto tra tool ed oggetto.
- Urto tra tool e fondo della flangia.
- Urto tra tool e parte anteriore della flangia.

Per questi urti si può ancora fare riferimento alle equazioni del sistema originale, in quanto la puleggia non influenza gli urti ma rallenta solo il rientro del tool nella flangia. Quindi per gli urti si può vedere le equazioni 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7.

Per esprimere il moto del tool con l'azione della coppia frenante bisogna per prima cosa fare riferimento all'equilibrio delle forze per capire la forza lineare che si trasferiscono il tool e l'end effector.

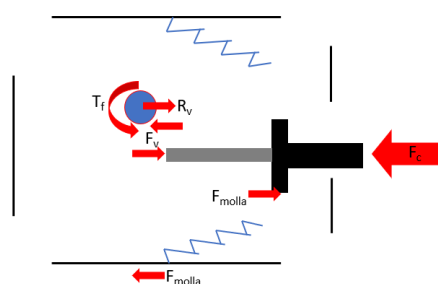


Figura 1.25: Free Body Diagram del sistema con puleggia per la visualizzazione delle forze. Rappresentato orizzontalmente per far intendere che la forza peso non è coinvolta

Per questo si considera che il tool e la puleggia interagiscono scambiandosi una forza verticale chiamata F_v , che viene calcolata come mostrato nell'equazione 1.19. La forza verticale che agisce sul tool viene completamente scaricata sull'end effector come si vede dal calcolo della reazione vincolare:

$$0 = R_v - F_v \quad (1.16)$$

Stabilito questo basterà aggiungere alla somma delle forze che percepisce l'end effector e la somma della forza totale la forza F_v . Ora però è necessario scrivere l'equazione che definisce la forza F_v . L'equazione è la stessa che viene espressa nel modello Matlab/Simulink in figura 1.24.

$$I\ddot{\theta} = -F_v r + T_f \quad (1.17)$$

L'equazione è stata scritta usando il principio per cui $I\ddot{\theta} = M_e$, dove M_e è la somma dei momenti delle forze esterne. Prima di ricavare la forza verticale è necessario riscrivere l'equazione lungo la coordinata x su cui agiscono tutte le altre forze. Per questo si inserisce anche la seguente uguaglianza.

$$\theta = \frac{x}{r} \quad (1.18)$$

A questo punto la forza F_v viene scritta semplicemente esplicitandola dall'equazione 1.17 come segue:

$$F_v = \frac{T_f}{r} - I \frac{\ddot{x}}{r^2} \quad (1.19)$$

Dove però è necessario specificare che la variabile x in questo caso è definita come segue:

$$x = x_r - x_t \quad (1.20)$$

Allora considerando che si conoscono le equazioni per le forze:

- $F_c = k_c \delta^m + \chi_c \delta^n \dot{\delta}$ con $\delta = x_t - x_p$
- $F_{FondoFlangia} = k_c \delta^m + \chi_c \delta^n \dot{\delta}$ con $\delta = x_r - x_t - corsa$
- $F_{ul} = (x_r - x_t + corsa)k_v + (\dot{x}_r - \dot{x}_t)c_v$
- $F_{molla} = Nk_b(L_0 - L)\frac{x}{L}$
- $F_v = \frac{T_f}{r} - I \frac{\ddot{x}}{r^2}$ appena calcolato da 1.19

Per le forze d'urto e di contatto ci si riferisce alle fonti [5, 7, 9].

Si può scrivere l'equazione del moto come segue:

$$m_t \ddot{x}_t = F_v + F_{molla} + F_{ul} + F_{FondoFlangia} - F_c \quad (1.21)$$

Ora vengono riportati i valori utilizzati per la simulazione:

- $m_t = 0.048 \text{ kg}$
- $k_b = 490 \text{ N/m}$
- $corsa \text{ totale} = 0.047 \text{ m}$
- $H = 0.053 \text{ m}$
- $m_p = 0.246 \text{ kg}$
- $x_i = 0.007 \text{ m}$
- $r = 0.01 \text{ m}$ (raggio puleggia)
- $I = 5 * 10^{-7} \text{ kgm}^2$ (inerzia puleggia)
- $T_f = 0.08 \text{ Nm}$ (coppia frenante)

Come si vede, escluse le dimensioni strettamente legate al sistema con la puleggia, il resto dei valori rimane uguale alle altre simulazioni.

1.3.2 Validazione sistema con puleggia

Anche il sistema in figura 1.22 è facilmente validabile riducendo l'influenza della puleggia e controllando se, in questa condizione, le forze e le velocità del sistema con la puleggia e il sistema originale corrispondono.

Per fare questa validazione è bastato cambiare i dati che riguardavano la puleggia riducendo l'inerzia, aumentando il raggio e togliendo la coppia frenante. I dati cambiati vengono riportati di seguito:

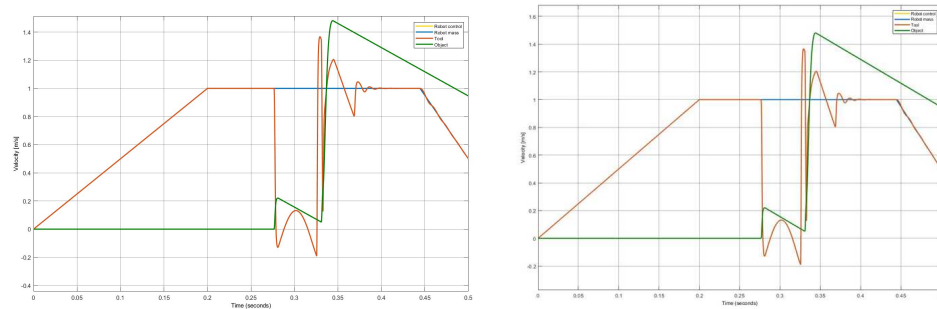
- $I = 3 * 10^{-8} \text{ kgm}^2$
- $r = 1 \text{ m}$

- $T_f = 0 \text{ N/m}$

Le dimensioni non sono realmente realizzabili, ma sono state utilizzate solo per rendere ininfluente la presenza della puleggia nel sistema per la validazione dello stesso.

Per quanto riguarda tutte le altre dimensioni e quantità sono state lasciate come sono state definite all'inizio della trattazione del sistema con puleggia.

Una volta adottati questi accorgimenti è stata eseguita la simulazione, di cui vengono mostrati i risultati nelle figure 1.26, 1.27 confrontandoli con i risultati ottenuti con le simulazioni del sistema originale. I grafici mostrati per il confronto sono il grafico delle velocità e il grafico della forza totale (ovvero la forza percepita dal tool).



(a) Sistema originale

(b) Puleggia e molla

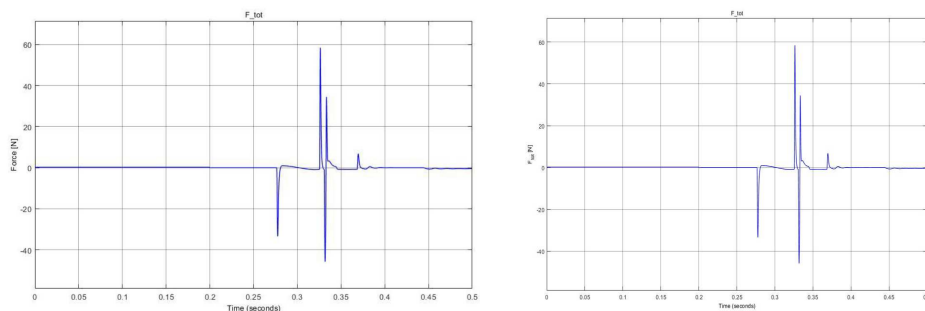
Figura 1.26: A sinistra c'è il grafico delle velocità del sistema originale, a destra c'è il grafico delle velocità del sistema con puleggia

Dalle figure 1.26 e 1.27, con la configurazione corretta per la validazione, i risultati in termini di forza e velocità sono assolutamente confrontabili e quasi identici.

A questo punto il sistema si può considerare validato e si può passare all'analisi dei risultati ottenuti con questo modello.

1.3.3 Risultati ottenuti con il sistema con puleggia e molla

Ora vengono riportati i risultati ottenuti usando i valori mostrati all'inizio della sezione 1.3. La coppia frenante T_f è stata scelta pari a 0.8 Nm in quanto era



(a) Sistema originale

(b) Puleggia e molla

Figura 1.27: Grafico (a): forza percepita dal tool nel sistema originale, grafico (b): forza nel sistema con puleggia

quella che restituiva risultati migliori in termini di forza sull'end effector e in termini di velocità massima raggiunta dall'oggetto.

Variando la coppia frenante si è notato che usare coppie elevate è controproducente, perchè in questo caso si blocca il tool nella sua corsa dentro la flangia e inizia ad essere spinto in fuori urtando nuovamente l'oggetto.

Ora vengono mostrati i risultati ottenuti.

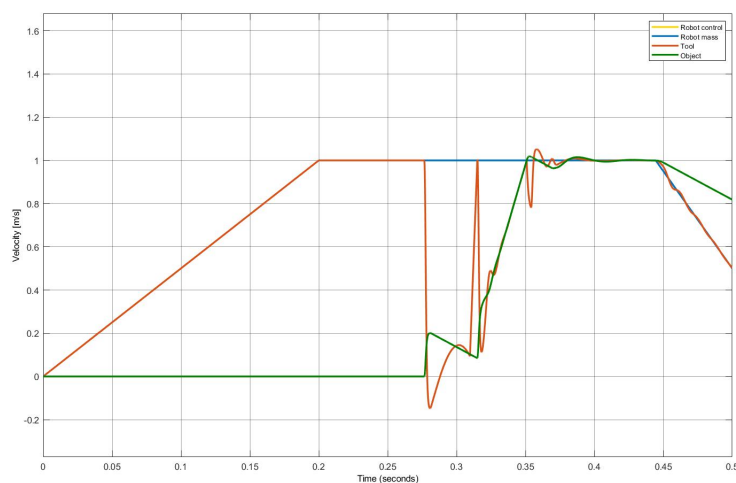


Figura 1.28: In questo grafico si vedono le velocità dei componenti analizzati nel sistema con molla e puleggia

Un dettaglio che si può notare dalla figura 1.29 è che al tempo 0.28 s, quando avviene il primo urto tra tool ed oggetto, l'end effector percepisce in parte l'urto perchè il tool è collegato direttamente all'end effector tramite la puleggia.

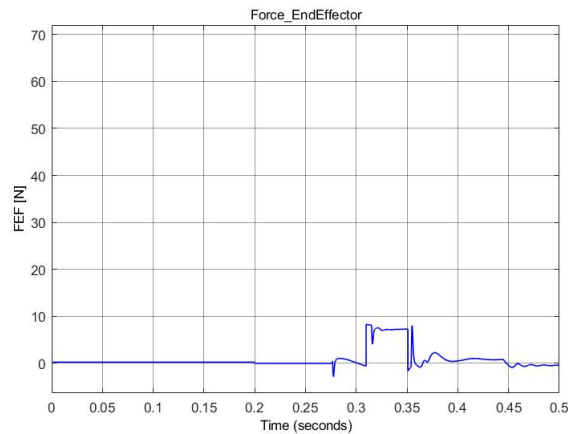


Figura 1.29: Viene rappresentato l'andamento della forza percepito dall'end effector nel sistema con molla e puleggia

Nella prossima sezione viene analizzata più nel dettaglio la dinamica dell'oggetto e dell'utensile robot in questione.

1.3.4 Evoluzione del sistema con molla e puleggia all'impatto

Viene ora descritto ciò che accade all'utensile con il sistema in questione, elencando per punti tutto il comportamento, per chiarezza. Vengono saltati i primi step di partenza e raggiungimento della velocità costante già descritti per il sistema originale, che rimangono immutati in quanto sono legati alla movimentazione del robot e non alla dinamica degli impatti.

1. All'istante $t \approx 0.28$ s avviene l'urto, si vede dalla velocità dell'oggetto che sale, la velocità del tool crolla e diventa negativa e si vede un piccolo picco negativo sulla FEF.
2. Al tempo $t \approx 0.31$ s entra in azione il freno, questo succede perchè il tool ha raggiunto l'altezza x_i rispetto alla posizione neutra delle molle. L'entrata in azione del freno la si può vedere dall'aumento repentino della velocità del tool.

3. Durante l'aumento della velocità del tool si arriva al picco che è pari alla velocità del robot. Questo significa che il tool è stato bloccato all'interno della flangia.
4. Appena il tool raggiunge la velocità del robot ($v = 1 \text{ m/s}$), avviene il secondo urto con l'oggetto che viene spinto in avanti mentre il tool viene spinto indietro.
5. Successivamente oggetto e tool si adattano alla stessa velocità fino all'istante $t \approx 0.35 \text{ s}$ dove il tool impatta il fondo della flangia e inizia a rimbalzare contro la parete fino a stabilizzarsi.

Dopo aver capito ed interpretato i grafici e la dinamica dell'end effector sono stati cambiati alcuni parametri, nello specifico la rigidità delle molle e la coppia frenante. I risultati di questa analisi sono riportati nella prossima sottosezione.

1.3.5 Valutazione parametrica dei risultati

A questo punto è interessante vedere come cambia il comportamento del tool cambiando la coppia frenante e la rigidità della molla.

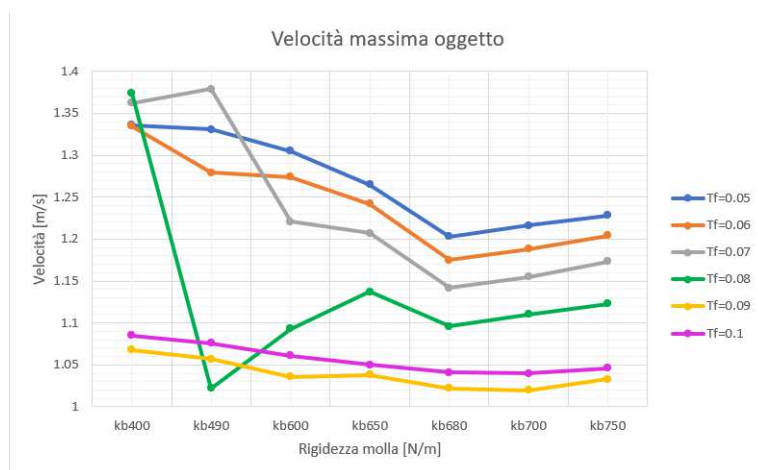


Figura 1.30: Picco di velocità massima per diverse rigidità e coppie frenanti

Dalla figura 1.30 si vede come il valore minimo di velocità si raggiunge con la combinazione già mostrata prima con $k_b = 490 \text{ N/m}$ e $T_f = 0.08 \text{ N/m}$. Di seguito si mostrano anche i picchi di forza percepiti dall'end effector, vengono mostrati

due linee per ogni coppia frenante perchè in certi casi c'erano due urti contro il fondo della flangia.

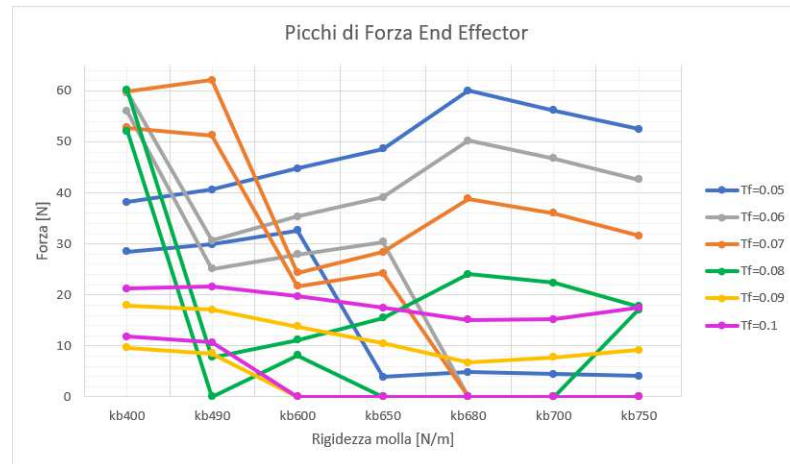


Figura 1.31: Picchi di forza percepiti dall'end effector per diverse rigidzze e coppie frenanti

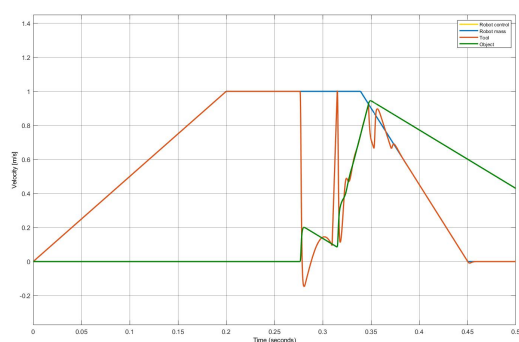
Dalla figura 1.31 è evidente che la combinazione $T_f = 0.08 \text{ Nm}$, $k_b = 490 \text{ N/m}$ è la migliore anche in termini di forza percepita dall'end effector. Dove la forza è minima con un solo picco. Si ricorda che i picchi mostrati sono il valore degli urti contro il fondo della flangia.

Dopo aver analizzato i risultati ottenuti per migliorare il comportamento del tool con il sistema per mitigare l'impatto sul fondo della flangia, si è capito che si doveva puntare sul rallentare il rientro del tool prima del secondo impatto. Cioè il tool doveva essere ancora nella fase di rientro mentre l'oggetto veniva colpito per la seconda volta. Quindi sono stati pensati dei sistemi che funzionassero senza la molla.

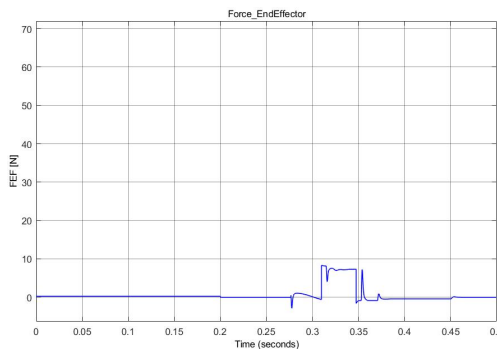
Questi sistemi sono analizzati nel prossimo capitolo.

1.3.6 Attivazione della rilevazione dell'impatto

I risultati mostrati in precedenza in questa sezione sono ottenuti senza l'utilizzo del rilevamento di impatto. Ora si riportano i grafici di velocità e di forza sull'end effector con l'attivazione del rilevamento dell'impatto.



(a) Velocità



(b) FEF

Figura 1.32: Velocità e forza nel sistema con puleggia e molla con l'utilizzo del rilevamento dell'impatto

Il comportamento è sostanzialmente lo stesso che viene analizzato in figura 1.28 e 1.29, l'evoluzione dopo l'impatto è esattamente la stessa con l'unica differenza che l'impatto contro il fondo della flangia avviene mentre il robot sta rallentando.

L'impatto contro il fondo della flangia avviene perchè quando il tool arriva a 2 millimetri dal fondo della flangia, la coppia della puleggia viene invertita per attaccare il tool al fondo della flangia così da evitare che la puleggia cominci a spingere in fuori l'oggetto. Si può notare come il grafico della forza sull'end effector è molto simile tra la figura 1.32 (b) e 1.29. L'unica differenza si può notare sul valore massimo raggiunto dalla velocità, con l'attivazione del rilevamento dell'impatto il robot rallenta prima che la puleggia fermi completamente la corsa del tool all'interno della flangia. Questo porta ad ottenere che l'oggetto venga lasciato libero di rallentare per attrito quando la sua velocità è pari a $v \approx 0.92$ m/s all'istante $t \approx 0.35$ s.

Quindi anche in questo caso l'utilizzo del rilevamento di impatto mostra i suoi vantaggi. Il beneficio che si ottiene con il sistema con pistone e molla e con il sistema con puleggia e molla è dovuto al fatto che la forza viene applicata distribuendola nel tempo, così il picco di velocità arriva più tardi nel tempo rispetto al sistema originale e il manipolatore fa in tempo a rallentare prima che la velocità massima (che si otterrebbe nel caso senza rilevamento) venga raggiunta.

Capitolo 2

Soluzioni alternative al meccanismo bistabile

Dopo aver visto come fosse possibile migliorare il sistema con la molla e avendo compreso quale fosse la condizione per arrivare ad una velocità massima dell'oggetto più bassa possibile ed una forza percepita dall'end effector minima si è deciso di proporre delle soluzioni che riprogettassero l'end effector senza il meccanismo bistabile a molla.

Quello che si è capito con i sistemi precedenti è stato che avvengono due impatti e che il secondo impatto è quello che spinge l'oggetto a velocità maggiore a causa della più grande differenza di velocità tra tool e oggetto. Quindi la velocità assoluta del tool doveva essere inferiore rispetto alla velocità assoluta della flangia robot al momento del secondo impatto tra tool e oggetto, così da ridurre la differenza di velocità tra oggetto e tool. In questo modo il secondo impatto spinge con meno velocità l'oggetto rispetto alla soluzione originale.

I sistemi pensati e simulati sono simili ai due sistemi già presentati, ovvero è stato pensato un sistema con solo la puleggia (in questo caso la puleggia terrà il tool fermo durante la movimentazione prima dell'urto), un sistema idraulico a pistone (dove sarà la pressione iniziale a bloccare il tool prima dell'impatto), e sono state proposte inoltre diverse soluzioni elettriche sfruttando i principi dell'elettromagnetismo.

Per quanto riguarda la modellazione degli urti le equazioni restano quelle già

definite sopra e le fonti sono [5, 6, 7, 8, 9].

2.1 Sistema con puleggia

Come si può vedere dallo schema del modello in figura 2.1 non sono presenti le molle.

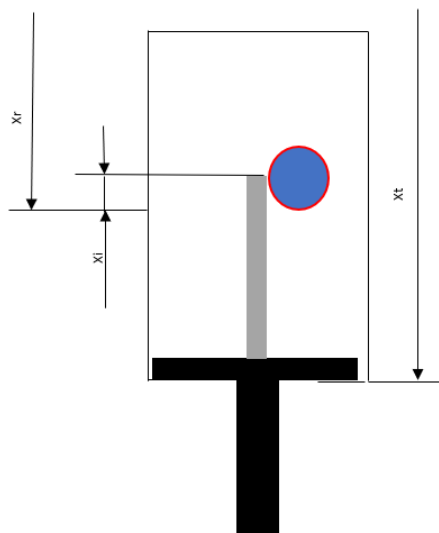


Figura 2.1: Questo è lo schema semplificato del modello con solo la puleggia

Il sistema è caratterizzato da una puleggia che rimane sempre in contatto con il tool grazie ad una cremagliera costruita sul tool. Sulla puleggia verrà installato un freno che permetterà di rallentare il tool durante la sua corsa all'interno della flangia dopo l'urto contro l'oggetto. Il freno agisce sulla puleggia anche allo scopo di mantenere il tool in posizione corretta durante la movimentazione del robot.

Come si vedrà nei modelli svolti in Matlab/Simulink (figure 2.2 e 2.3) il freno sarà attivo durante la movimentazione del robot garantendo una coppia in grado di fornire una forza di $0.8 N$, necessaria a tenere il tool nella posizione iniziale (come è disegnata in figura 2.1). Appena avviene l'urto il freno smette di agire sulla puleggia staccandosi, così il tool inizia liberamente la sua corsa all'interno della flangia guidato solo dalla cremagliera. Il freno viene "staccato" grazie ad un controllo elettrico, successivamente viene spiegato più nel dettaglio in che cosa consiste; ad ogni modo l'idea è quella di usare o un freno elettromagnetico o un

Come si vede facilmente dalla figura 2.2, non è più presente il blocco con la forza della molla. Il ruolo della molla verrà completamente svolto dalla puleggia. Guardando con più attenzione manca anche un altro blocco (che rimaneva comunque sempre disattivato nelle altre simulazioni) che era chiamato "ASU", ovvero rappresentava l'attrito secco laterale creato dalla forza della molla che agiva lateralmente sul tool schiacciandolo contro la corsia e generando della forza di attrito. Non essendo più presente la molla, non è più presente questa piccola forza di attrito, che comunque era molto poco influente.

Spostando, invece, l'attenzione sullo schema in figura 2.3 si può vedere come agisce la coppia nelle varie situazioni. Nella funzione al centro dello schema viene espresso il fatto che, quando il tool è nella posizione di massima estensione, viene applicata la piccola coppia necessaria per mantenere il tool in posizione durante la movimentazione del robot (la coppia corrisponde a $0.008 Nm$); quando avviene l'urto la coppia si disattiva per poi riaccendersi con il valore T_f a metà della corsa della flangia. C'è un altro controllo che permette di invertire la coppia con il valore $-T_0 = -0.008 Nm$ per bloccare il tool sul fondo della flangia.

Più nel dettaglio nella simulazione non viene applicata una forza come se agisse un freno, ovvero non è applicata una forza di attrito alla puleggia, ma c'è una coppia costante. Quindi il tool può venire fermato da questa coppia ma poi, applicando questa coppia con continuità, viene spinto nuovamente in fuori. Questa scelta è stata fatta per semplicità e per rallentare la simulazione, in quanto la variazione di direzione della forza in dipendenza del segno della velocità causava un grande rallentamento della simulazione. Si può supporre che alla puleggia sia attaccato un motore elettrico che esprime la coppia sempre nella stessa direzione indipendentemente dal senso di rotazione (funzionamento da generatore-motore).

Per quanto riguarda il sistema di attivazione/disattivazione della coppia si è dovuto ipotizzare delle soluzioni in prima battuta. Tutte le soluzioni prevedevano dei controlli elettrici, le due soluzioni proposte sono state le seguenti:

- Usare un encoder calettato all'asse della puleggia che potesse registrare la posizione e la velocità del tool. In questo modo era possibile valutare a quanti giri corrispondeva la posizione di metà corsa e corsa totale. In questo

modo si poteva determinare lo spegnimento, la riattivazione e l'inversione della coppia attraverso vari input di posizione dati dall'encoder.

- Installare degli interruttori lungo la flangia nelle posizioni in cui la coppia deve subire variazioni, quindi appena sopra la posizione iniziale, a metà della flangia e al fondo della flangia.

L'idea che questo sistema non sia completamente meccanico, ma che funzioni solo con dei controlli elettrici lo ha reso meno interessante, considerando che si dovrebbe realizzare un prototipo in laboratorio. Sarebbe auspicabile trovare soluzioni più semplici da attuare per migliorare il comportamento dell'end effector contro gli urti.

2.1.1 Equazioni del sistema con solo puleggia

In questo caso per scrivere l'equazione del moto basta fare riferimento alle equazioni già viste nei capitoli precedenti. Per l'equazione relativa al moto della puleggia c'è l'equazione 1.17, mentre per gli urti valgono sempre le equazioni 1.3, 1.7, 1.12.

Per quanto riguarda al trasferimento della forza dal tool all'end effector attraverso la puleggia si ricorda che tutta la forza verticale che serve per frenare il tool viene percepita dall'end effector attraverso il perno della puleggia. Questo viene spiegato dall'equazione 1.19 scritta in precedenza.

Per completezza ora si riporta l'intera equazione del moto del tool, nella quale si può notare che il componente moltiplicato per l'accelerazione è la massa ridotta, ovvero la somma della massa del tool con l'inerzia della puleggia riscritta per il moto lineare.

$$m_t \ddot{x}_t = F_v - F_{contatto} + F_{FondoFlangia} + F_{ul} \quad (2.1)$$

Con F_v sempre uguale a 1.19.

$$F_v = \frac{T_F}{r} - I \frac{\ddot{x}_r - \ddot{x}_t}{r^2} \quad (2.2)$$

Si ribadisce ancora una volta che, come si può notare anche dall'equazione precedente, non è più presente la forza della molla.

Si riportano di seguito i valori usati per la simulazione di cui verranno mostrati i risultati nella sottosezione successiva.

- $corsa = 0.047 \text{ m}$
- $k_b = 490 \text{ Nm}$
- $I = 5 * 10^{-7} \text{ kgm}^2$
- $r = 0.01 \text{ m}$
- $T_f = 0.04 \text{ Nm}$ (coppia frenante per rallentare la corsa del tool)
- $T_0 = 0.008 \text{ Nm}$ (coppia per mantenere il tool in posizione)

Si è anche pensato a collegare la puleggia con una cinghia ad un'altra puleggia esterna alla flangia. In questo modo sarebbe stato più facile applicare la forza del freno per rallentare la rotazione della puleggia. In questo caso però sarebbe stato necessario considerare nelle equazioni anche l'elasticità della puleggia. Inoltre si sarebbe anche dovuto considerare la distribuzione delle forze sulle due pulegge. Le equazioni in questo caso sarebbero state più complesse.

Di seguito viene mostrato il modello del sistema con due pulegge.

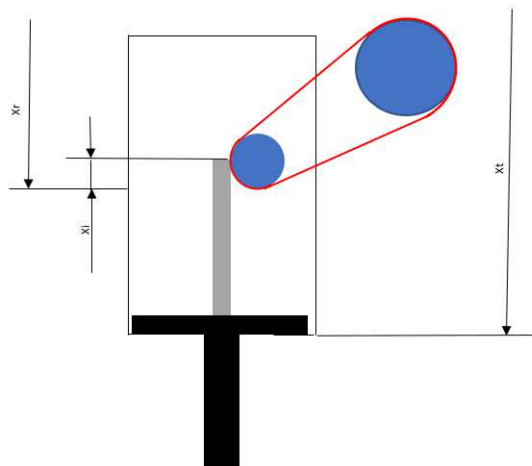


Figura 2.4: Sistema con due pulegge

Di seguito vengono mostrate le equazioni che descrivono questo sistema utili per definire il movimento del tool. In queste equazioni viene considerata la forza F_v che corrisponde alla forza che la puleggia esercita sul tool in senso verticale.

$$m_t \ddot{x}_t = F_v + F_{urti} \quad (2.3)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = -F_{v1} r_1 - F_{cinghia} r_1 \quad (2.4)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = T_f + F_{cinghia} r_2 \quad (2.5)$$

Dove la forza della cinghia $F_{cinghia}$ è rappresentata dalla seguente equazione:

$$F_{cinghia} = k(\theta_1 r_1 - \theta_2 r_2) + \eta(\dot{\theta}_1 r_1 - \dot{\theta}_2 r_2) \quad (2.6)$$

E l'azione delle forze sull'end effector viene descritto dalle seguenti equazioni. Considerando che la forza si distribuisce attraverso i due perni delle pulegge.

$$0 = R_{v1} - F_v - F_{cinghia} \quad (2.7)$$

$$0 = R_{v2} + F_{cinghia} \quad (2.8)$$

Ma, viste le piccole forze in gioco, è stato ipotizzato che la cinghia influenzasse poco il moto con eventuali vibrazioni e che non fosse del tutto necessaria la presenza di una seconda puleggia.

2.1.2 Risultati ottenuti con il sistema con solo puleggia

Qui di seguito vengono mostrati i risultati ottenuti con il modello descritto in precedenza, costituito solo dal tool e una puleggia. Si ricorda che la coppia frenante esercitata dalla puleggia non agisce solo come freno, ma è una forza costante in grado di invertire il moto del tool e spingerlo nuovamente fuori dalla flangia. La coppia viene invertita solo quando il tool tocca il fondo della flangia per mantenerlo in quella posizione. Per questi motivi la coppia applicata è sempre piccola, altrimenti il tool verrebbe spinto subito fuori dalla flangia. Inoltre è utile usare una coppia bassa perchè più la forza F_v è alta, più forza viene trasferita all'end effector.

A questo punto si mostrano i risultati ottenuti in termini di velocità (figura 2.5) e forza trasferita sull'end effector (figura 2.6) confrontandoli con il meccanismo bistabile originale.

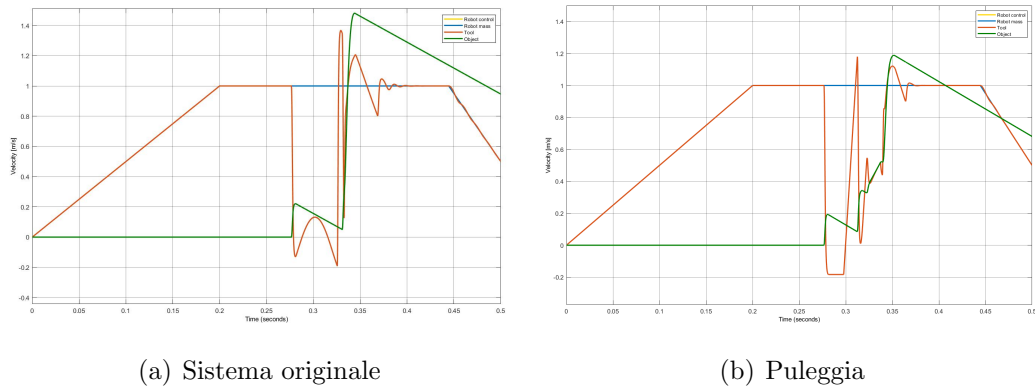


Figura 2.5: Il grafico (a) rappresenta le velocità del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra le velocità del sistema con solo puleggia

Dai grafici è facile notare l'effetto benefico del sistema riducendo il picco di velocità da $v \approx 1.48 \frac{m}{s}$ a $v \approx 1.2 \frac{m}{s}$ e riducendo il picco massimo di forza da $FEF \approx 65 N$ a $FEF \approx 35 N$. La riduzione del picco di forza si ottiene grazie alla distribuzione della forza garantita dal freno. Infatti il vantaggio di questa soluzione rispetto al meccanismo bistabile è che la forza è più facilmente controllabile e pressochè costante lungo la corsa nella flangia.

Ad ogni modo il risultato, anche se migliorativo, non rende l'urto sul fondo della flangia debole come succedeva in altri sistemi. Per questo è stata realizzata un'analisi parametrica variando la coppia applicata per frenare il tool.

Prima di mostrare i risultati ottenuti in questa analisi però sembra interessante analizzare bene i grafici appena mostrati per capire meglio la dinamica dell'oggetto e del tool durante i vari urti.

2.1.3 Evoluzione del sistema con solo puleggia all'impatto

In questa breve sottosezione si analizzerà il comportamento del tool e dell'oggetto durante il susseguirsi dei vari impatti.

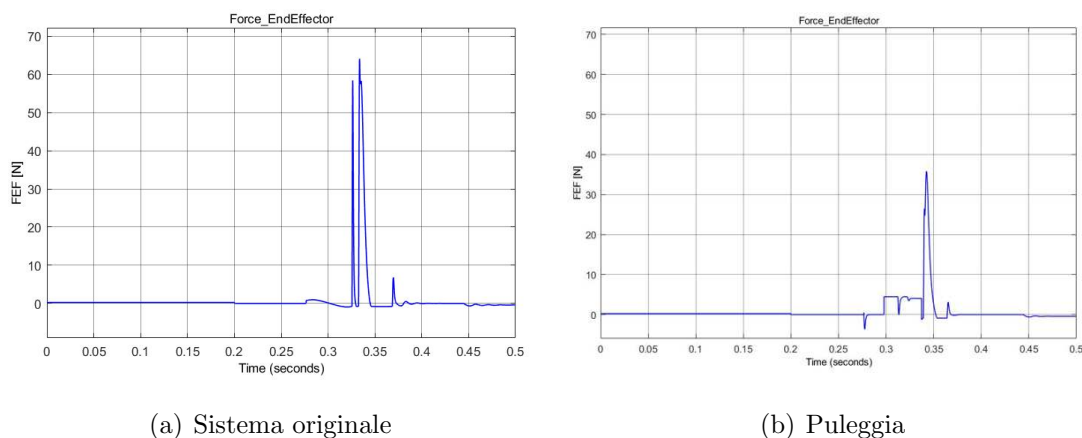


Figura 2.6: Il grafico (a) rappresenta la forza sull'end effector del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra la forza sull'end effector del sistema con solo puleggia

1. All'istante $t \approx 0.38$ s avviene l'urto. In questo momento si vede il crollo della velocità del tool e si vede che il tool entra in una fase di corsa libera all'interno della flangia dal tratto di curva piatto alla velocità di $v = -0.2$ m/s.
2. Al tempo $t \approx 0.3$ s la coppia frenante entra in azione, infatti si vede la velocità del tool salire improvvisamente. La velocità diventa anche superiore della velocità del robot, questo significa che il tool rimbalza leggermente in fuori rispetto alla flangia. Questo "rimbalzo" è il motivo per cui nell'istante $t \approx 0.31$ s la FEF diventa nulla per un momento.
3. Successivamente avviene un altro urto del tool con l'oggetto a $t \approx 0.32$ s. Lo si può notare dal secondo crollo della velocità del tool e dal secondo aumento della velocità dell'oggetto. A questo punto il tool e l'oggetto non sono completamente attaccati, bensì leggermente separati. Lo si può intuire dal fatto che subito dopo l'urto la velocità dell'oggetto inizia a diminuire lentamente (sotto l'azione dell'attrito).
4. La diminuzione di velocità dell'oggetto è molto piccola perchè viene urtato nuovamente dal tool che sta ancora rallentando la sua corsa di rientro nella flangia. A questo punto le velocità si adattano con tool ed oggetto che si muovono solidalmente per un breve tratto.

5. All'istante $t \approx 0.34$ s il tool urta il fondo della flangia. Lo si vede dal picco nella FEF. A questo punto l'oggetto viene spinto alla sua massima velocità mentre il tool rimbalza contro il fondo della flangia.

Ora che è stata compresa la dinamica del tool all'interno della flangia e il modo in cui si comporta l'oggetto è interessante passare all'analisi parametrica.

2.1.4 Valutazione parametrica dei risultati

La seguente analisi è molto meno dettagliata delle analisi parametriche precedenti in quanto c'è solo un parametro importante da poter variare: la coppia frenante T_f . La coppia usata per tenere il tool in posizione durante il moto del robot non è influente sui risultati.

Di seguito viene riportato il grafico che riassume il risultato delle simulazioni.

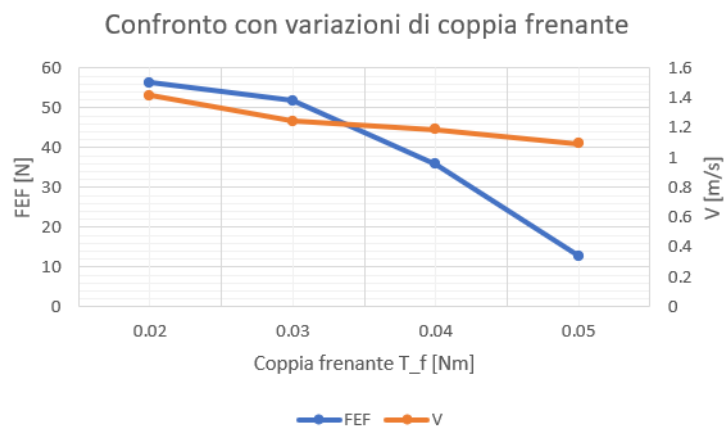


Figura 2.7: Variazione dei risultati al variare della coppia frenante

Il grafico di figura 2.7 si ferma alla coppia pari a $T_f = 0.05$ Nm perchè già con questa coppia il tool viene spinto subito in fuori appena la forza viene attivata. Nonostante questo, si è visto che con una coppia di $T_f = 0.05$ Nm si arriva ad un risultato molto migliore in termini di forza e velocità. sebbene l'oggetto venga urtato una seconda volta dopo aver raggiunto il picco massimo di velocità. I risultati ottenuti con la coppia pari a $T_f = 0.05$ Nm vengono riportati nelle figure 2.8 e 2.9.

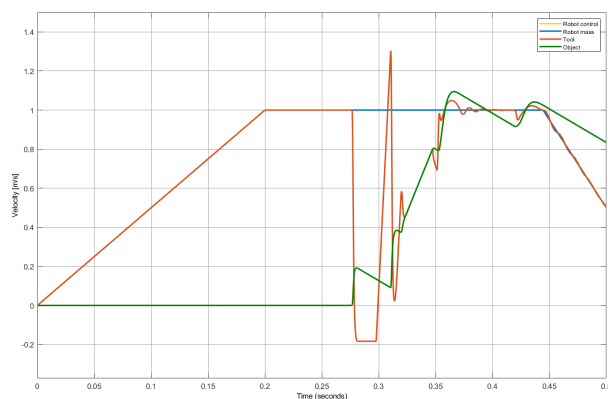


Figura 2.8: Grafico delle velocità ottenuto con coppia frenante pari a 0.05 Nm

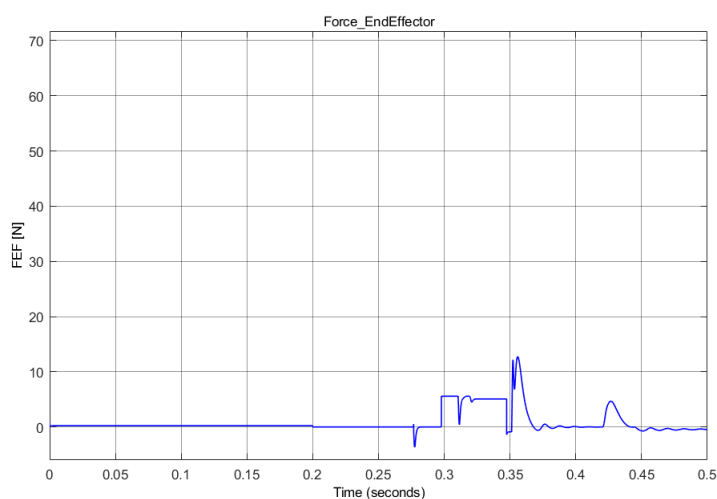


Figura 2.9: Grafico della forza sull'end effector con coppia frenante pari a 0.05 Nm

2.1.5 Attivazione della rilevazione dell'impatto

Ora si analizza i risultati che si ottengono attivando il rilevamento degli urti e si analizza l'evoluzione del sistema in questa situazione.

Come si vede il rilevamento dell'impatto è migliorativo in termini di picco di velocità raggiunto dall'oggetto. Questo perchè il robot comincia a rallentare prima che l'impatto si esaurisca, migliorando l'efficacia del sistema.

Sia in figura 2.5 che in figura 2.10 (a) si vede che all'istante $t \approx 0.34 \text{ s}$ il tool rallenta la sua velocità perchè viene invertita la coppia per fermare il tool sul fondo della flangia ed evitare che la puleggia spinga a velocità più alta il tool.

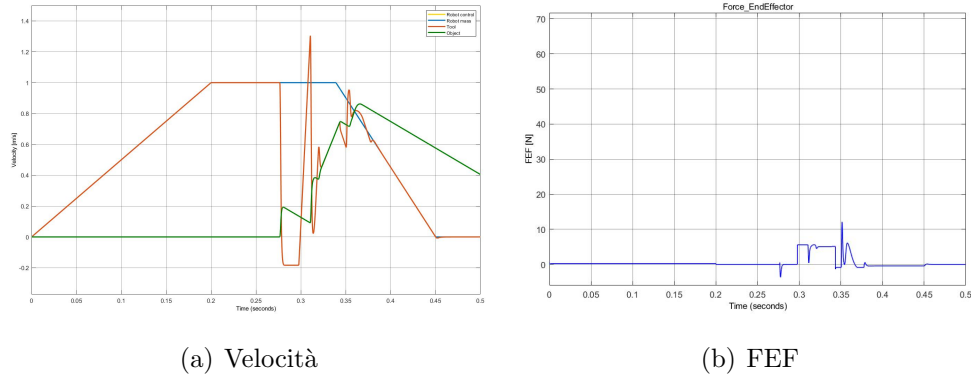


Figura 2.10: Velocità e forza nel sistema con solo puleggia con l'utilizzo del rilevamento dell'impatto

Infatti si vede l'urto all'istante $t \approx 0.35$ s evidenziato dal picco in figura 2.6 e 2.10 (b).

Dopo l'urto contro il fondo della flangia l'andamento cambia, perchè nel caso senza rilevamento avviene un urto tra oggetto e tool, trascinando l'oggetto fino alla velocità di $v = 1$ m/s, mentre con il rilevamento dell'impatto il robot sta già rallentando quando il tool si appoggia al fondo della flangia quindi con l'urto tra tool e oggetto all'istante $t = 0.35$ s successivo all'istante l'oggetto viene sbalzato ad un picco di velocità pari a $v \approx 0.87$ m/s. Ma non viene trascinato dal tool perchè in quel momento la velocità del robot, e di conseguenza del tool che a questo punto è solidale al robot, è inferiore alla velocità raggiunta dall'oggetto.

2.2 Sistemi elettrici

Per quanto riguarda la creazione di un sistema ad azione elettrica sono stati pensati diversi modelli per permettere al tool di scattare indietro e poi di rallentare la corsa prima di urtare il fondo della flangia. Ogni sistema faceva uso di forze elettromagnetiche.

Purtroppo nessuno dei sistemi ha avuto successo, in quanto erano necessarie correnti troppo elevate o valori di induzione magnetica troppo elevata per garantire una forza sufficiente.

In ogni caso il principio fisico utilizzato è stato la *Forza di Lorentz*, che definisce la forza che deriva dall'interazione tra una corrente ed un campo magnetico. Per

ogni soluzione verranno definite le equazioni, mostrati i risultati ottenuti, e poi verrà fornita una spiegazione per cui è necessaria sempre una corrente così elevata.

Il primo sistema sarà caratterizzato da un solenoide svilluppato attorno ad un nucleo ferromagnetico che agirà con una forza elettromagnetica su un nucleo magnetico posto sul tool. Il secondo modello è composto da un solenoide avvolto attorno alla flangia, questa volta sarà posto un magnete permanente sul tool per interagire con il campo magnetico creato dal solenoide. L'ultima proposta è costituita da una fila di magneti permanenti che crea un campo magnetico ortogonale alla corsa del tool, mentre sul lato del tool scorrerà un corrente elettrica per interagire con il campo magnetico creato dai magneti.

L'equazione per descrivere il moto del tool si usa la seguente equazione differenziale per ogni caso delle soluzioni elettriche, l'unico addendo a cambiare è la forza elettrica F_E .

$$m_t \ddot{x}_t = F_E + F_{ul} + F_{FondoFlangia} - F_c \quad (2.9)$$

Nell'equazione 2.9 le forze che descrivono gli urti sono già state descritte dalle equazioni 1.3, 1.6, 1.7 sempre prese dalle fonti [5, 6, 7, 8, 9]. Per comodità vengono riportate qui di seguito.

- $F_c = k_c \delta^m + \chi_c \delta^n \dot{\delta}$ dove $\delta = x_t - x_p$.
- $F_{FondoFlangia} = k_c \delta^m + \chi_c \delta^n \dot{\delta}$ dove $\delta = x_r - x_t - corsa$.
- Per le due forze precedenti vale $\chi_c = \frac{3}{2} \left(\frac{1-c_r}{c_r} \right) k_c \frac{1}{\delta_{in}}$.
- $F_{ul} = F_{ul} = (x_r - x_t + corsa)k_v + (\dot{x}_r - \dot{x}_t)c_v$

La forza espressa dal sistema elettrico viene analizzata nelle parti successive di questo capitolo. In ogni sottosezione si otterrà un'equazione per la forza elettrica che deve essere inserita nell'equazione 2.9 al posto di F_E per completare il modello matematico e svolgere così la simulazione.

Si passa ora alla presentazione dei diversi modelli elettrici.

2.2.1 Sistema con nucleo ferromagnetico

Il modello di questo sistema è stato ispirato dalla fonte [14] e anche le equazioni per descrivere il sistema derivano dalla stessa fonte.

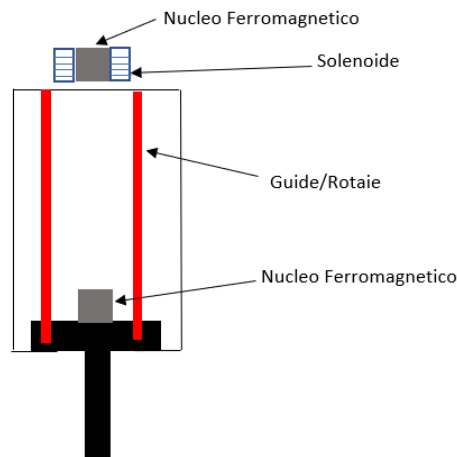


Figura 2.11: Modello del sistema con solenoide avvolto attorno al nucleo ferromagnetico

Nella figura 2.11 viene rappresentato il modello del sistema con nucleo ferromagnetico. Il modello è costituito da un nucleo ferromagnetico attorno al quale è avvolto un solenoide (rettangoli blu). L'insieme composto da solenoide e nucleo ferromagnetico è distante dal fondo della flangia per un valore di 5 mm, questo perché ci sarà uno spessore di materiale tra la fine della corsa del tool e la parte posteriore della flangia su cui sarà collegato il solenoide. Inoltre è necessario mantenere una distanza tra tool e solenoide per poter calcolare la forza elettromagnetica, come si potrà vedere dalla formula 2.10. Nel modello i rettangoli rossi rappresentano delle rotaie che garantiscono che il moto sia lineare e che segua la traiettoria stabilita. In aggiunta, sopra il tool, è posto un nucleo magnetico su cui agirà il campo magnetico creato dal solenoide creando una forza frenante in grado di mitigare l'urto contro il fondo della flangia e che possa mantenere fermo il tool durante la movimentazione del robot.

Il sistema funzionerà nel seguente modo:

1. Inizialmente è attivata una corrente per mantenere il tool in posizione.

2. Appena avviene l'urto la corrente si disattiva e il tool scorre liberamente fino a metà corsa.
3. A metà corsa si riattiva la corrente, questa volta ad un'intensità diversa, che servirà per rallentare il tool.
4. Quando il tool ha raggiunto il fondo della flangia, si inverte la corrente per evitare che il tool rimbalzi fuori e sbatta nuovamente contro l'oggetto.

L'attivazione e la disattivazione della corrente si può garantire mettendo degli interruttori sul lato della flangia ad inizio, metà e fine corsa. In questo moto il tool attiverebbe gli interruttori urtandoli quando ci passa sopra.

Le correnti e dimensioni utilizzate vengono riportate qua di seguito:

- Corrente per tenere il tool in posizione durante la movimentazione del robot: 60 A
- Corrente per frenare il tool: 51.2 A
- Sezione solenoide: $5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- Traferro (air gap): 52 mm iniziali.
- Numero di avvolgimenti: 10 avvolgimenti
- Permeabilità magnetica del vuoto: $1.26 \cdot 10^{-6} \text{ H/m}$
- Permeabilità relativa del ferro: 5000

Le equazioni che descrivono il sistema in questo caso sono scritte qui di seguito.

$$F_m = \frac{N^2 i^2 \mu_0 S}{2(a_{geq} - x)^2} \quad (2.10)$$

Dove N è il numero di avvolgimenti del solenoide, i è la corrente che come si è visto assume valori diversi nel tempo, μ_0 corrisponde alla permeabilità dell'aria, la costante a_{geq} è il traferro equivalente che tiene conto anche della lunghezza della parte in ferro posta sopra il tool; mentre la variabile x rappresenta la distanza percorsa dal tool considerando lo *zero* nella posizione di partenza.

La costante del traferro equivalente è calcolata come segue:

$$a_{geq} = a_g + \sum_i \frac{L_i}{\mu_{ri}} \frac{S}{S_i} \quad (2.11)$$

Le equazioni 2.10 e 2.11 sono ritrovabili dalla fonte [14].

Nell'equazione 2.11 a_g rappresenta il traferro, ovvero lo spazio d'aria tra i due nuclei. L_i è la lunghezza dei tratti in ferro (se ce ne sono più di uno), S_i rappresenta la sezione nel tratto in ferro ed infine μ_{ri} è la permeabilità magnetica relativa.

Ora, considerando che il tratto in ferro è molto corto e la sezione è la stessa del solenoide, si vede che il secondo addendo dell'equazione 2.11 è molto piccolo. Allora si può approssimare con un errore molto basso ($\approx 10^{-6} m$) dicendo che il traferro equivalente corrisponde al traferro reale $a_{geq} = a_g$.

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti con i livelli di corrente e le dimensioni citate prima. Verranno mostrati i grafici delle velocità e della forza sull'end effector. Come al solito verranno messi a confronto con i risultati del sistema originale.

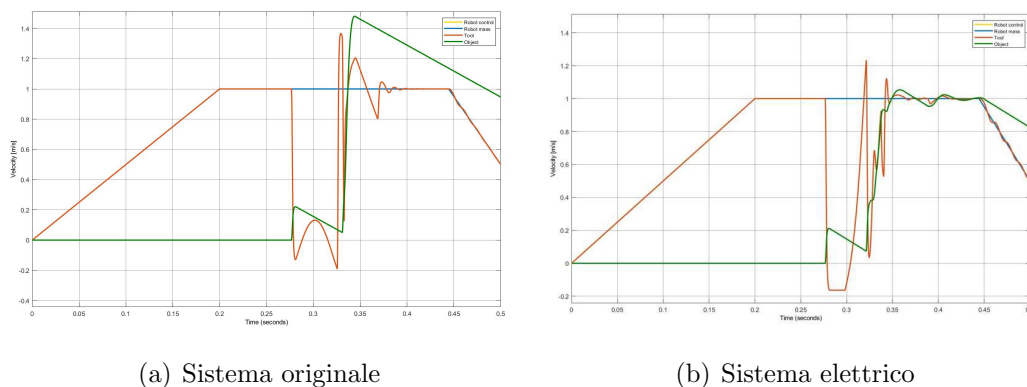


Figura 2.12: Il grafico (a) rappresenta le velocità del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra le velocità del sistema elettrico

Come è evidente dalle figure 2.12 e 2.13 i risultati sono migliorativi, però la corrente è comunque troppo elevata per un sistema di controllo di un robot.

Ad ogni modo viene comunque analizzata la dinamica del tool e dell'oggetto di seguito:

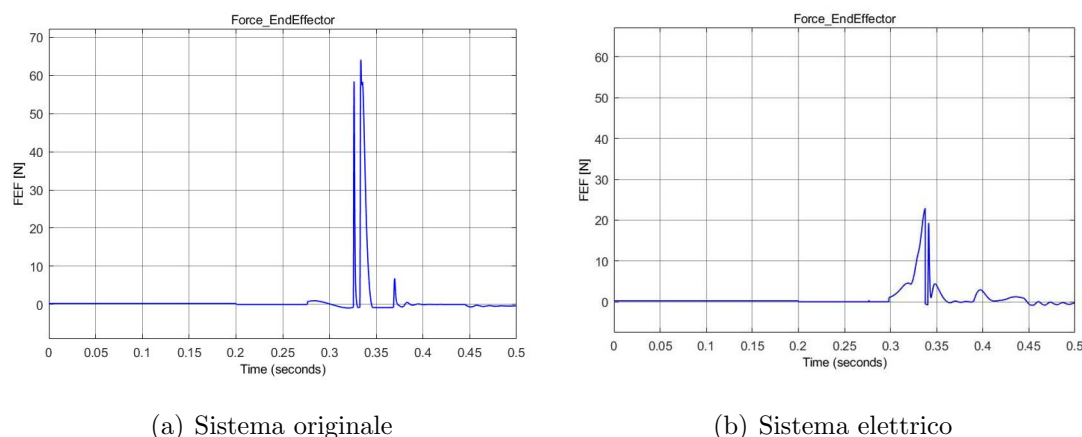


Figura 2.13: Il grafico (a) rappresenta la forza sull'end effector del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra la forza sull'end effector del sistema elettrico. Attenzione: Assi delle ordinate sono diversi!

1. All'istante $t \approx 0.27$ s avviene l'urto. La corrente si disattiva e il tool inizia a scorrere all'interno della flangia senza resistenza.
2. Al tempo $t \approx 0.3$ s il tool raggiunge metà corsa e si riattiva la corrente per fermare il tool.
3. Quando la velocità del tool raggiunge il suo picco massimo ($t \approx 0.325$ s) avviene il secondo urto con l'oggetto.
4. Adesso il tool e l'oggetto rientrano nella flangia con piccoli urti fino all'istante $t \approx 0.34$ s in cui il tool urta il fondo della flangia.
5. Dopo l'urto contro la flangia l'oggetto raggiunge la velocità massima e inizia a rimbalzare contro il tool fino a che il robot non rallenta. Mentre il tool fa piccoli rimbalzi contro il fondo della flangia fino a stabilizzarsi.

Per diminuire la corrente è stato fatto il tentativo di diminuire la corsa del tool, con l'obiettivo di diminuire il traferro e quindi aumentare la forza magnetica. I tentativi sono stati fatti riducendo la corsa a 35 mm e poi 25 mm, però la corrente necessaria per ottenere dei risultati migliorativi è sempre stata pari a 45 A (per tenere fermo il tool) e 48 A (per rallentare il tool). Di seguito vengono riportati i

grafici della velocità e della forza sull'end effector per il caso con corsa da 35 mm (figura 2.14) e il caso con corsa da 25 mm (figura 2.15).

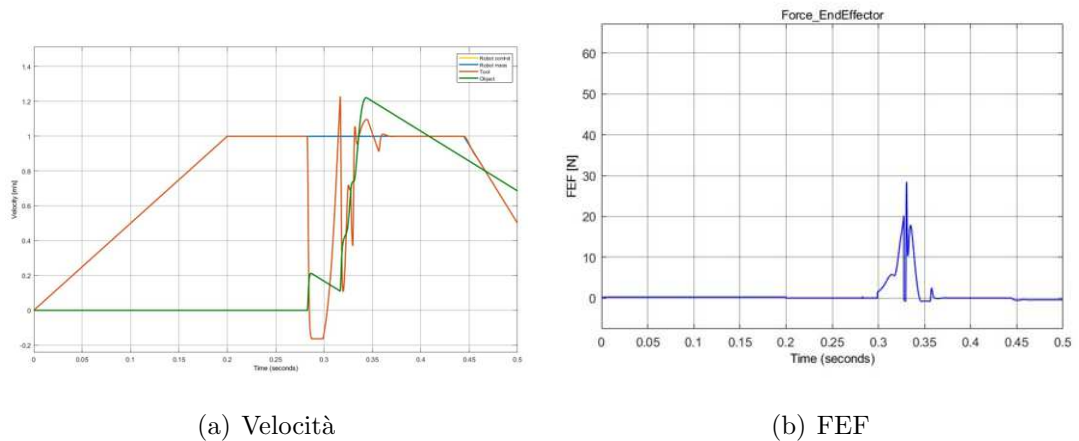


Figura 2.14: Velocità e forza del sistema elettrico con corsa pari a 35 mm

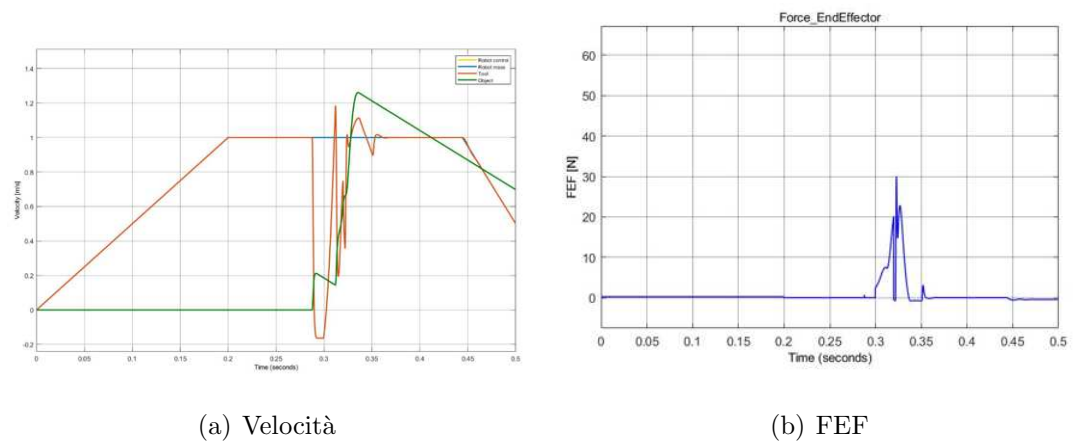


Figura 2.15: Velocità e forza del sistema elettrico con corsa pari a 25 mm

I risultati mostrati sono meno interessanti di quelli mostrati in precedenza sia in termini di velocità dell'oggetto e di forza sull'end effector. In ogni caso la corrente richiesta è troppo elevata per essere integrata in un sistema di controllo.

Giustificazione della non efficacia del sistema

Valutando questo sistema si arriva alla conclusione che non sia efficace il sistema proposto e che quindi sia da scartare.

La non efficacia di questo sistema è dovuta dal fatto che il traferro è troppo elevato, infatti sistemi del genere in cui la bobina è avvolta attorno ad un nucleo ferromagnetico usano traferri più piccoli, ovvero di qualche millimetro se non di decimi di millimetro. Per questo motivo anche la formula può acquisire meno significato, considerando che con una distanza di 50 mm le linee di campo magnetico non sarebbero così ben convogliate verso l'altro nucleo magnetico. Quindi sarebbe plausibile la necessità di un coefficiente riduttivo della forza con conseguente aumento della corrente.

2.2.2 Sistema con solenoide avvolto

In questo sistema viene proposto di avvolgere il solenoide attorno alla flangia oppure attorno ad un cilindro metallico costruito all'interno della flangia. Il solenoide in questo caso va dall'inizio alla fine della flangia. Sul tool sarebbe invece appoggiato un magnete permanente in grado di generare un momento magnetico.

Le equazioni usate per definire questo sistema sono state prese dalla fonte [15, 16].

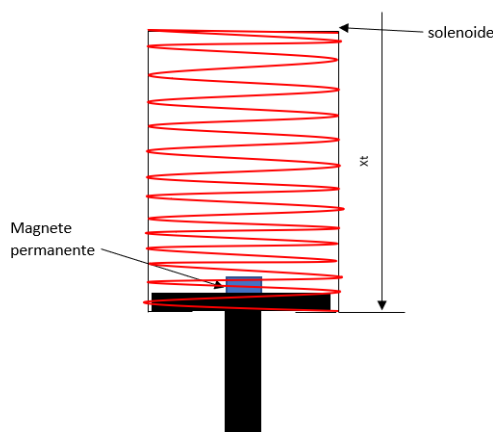


Figura 2.16: Schema rappresentativo del modello del sistema elettrico con solenoide avvolto lungo tutta la flangia

In figura 2.16 il solenoide è rappresentato dalla linea rossa mentre il magnete permanente è rappresentato dal rettangolo blu.

Per quanto riguarda il funzionamento del sistema è simile al precedente. Il solenoide crea un campo magnetico lungo il suo asse che interagisce con il ma-

gnete permanente attraendolo o respingendolo. L'idea alla base è sempre quella di procedere come segue:

1. Durante la movimentazione è mantenuta una corrente per tenere il tool in posizione.
2. Appena avviene l'urto, la corrente si disattiva.
3. Quando il tool raggiunge metà corsa si riattiva la corrente (questa volta con verso opposto per frenare il tool).
4. Alla fine della corsa viene invertita la corrente per mantenere il tool attaccato al fondo della flangia.

I valori utilizzati per la corrente e le dimensioni utilizzate vengono riportati qua sotto.

- Corrente per tenere il tool in posizione: $-15 A$
- Corrente per frenare il tool: $130 A$
- Raggio del solenoide: $0.015 m$
- Momento magnetico: $30 Am^2$
- Numero di avvolgimenti del solenoide: 60
- Lunghezza del solenoide: $0.047 m$
- Permeabilità magnetica del vuoto: $1.26 \cdot 10^{-6} H/m$

Si tiene a precisare che il momento magnetico non è stato scelto basandosi su dei dati, in quanto è un valore che non si riesce a reperire in schede tecniche o datasheet, ma lo si è supposto per poter completare la simulazione e, se questo modello fosse stato scelto, si sarebbe valutato quel valore in un secondo momento.

Il cambio di segno nella corrente può sembrare non intuitivo perchè la forza deve agire sempre nella stessa direzione ma il sistema di riferimento ha il suo *zero* al centro del solenoide. Quindi quando si passa per il centro il campo magnetico e quindi la forza di attrazione cambia direzione.

Di seguito verranno riportate le equazioni usate per definire il sistema. Per prima si riporta l'equazione che definisce il campo magnetico sull'asse del solenoide (fonte: [15]).

$$B(x) = \frac{\mu_0 ni}{2} \left[\frac{d+2x}{\sqrt{(d+2x)^2 + 4R^2}} + \frac{d-2x}{\sqrt{(d-2x)^2 + 4R^2}} \right] \quad (2.12)$$

Nell'equazione 2.12 d rappresenta la lunghezza del solenoide, R è il raggio del solenoide mentre la variabile x è la coordinata riferita alla posizione del tool rispetto al centro del solenoide; quindi si può molto semplicemente scrivere che $x = x_t - x_r$.

Per definire la forza che agisce sul tool è necessario passare per il potenziale dell'interazione tra magnete permanente e campo magnetico del solenoide. Il potenziale è definito dalla seguente equazione (fonte: [15]):

$$U = B \cdot m \quad (2.13)$$

Da questo è necessario passare alla forza, che si ottiene facendo il gradiente del potenziale. Nel caso del tool il gradiente è necessario solo lungo x perchè nelle altre direzioni non c'è variazione. Inoltre il momento magnetico m viene considerato costante in quanto il magnete permanente è sempre lo stesso lungo tutto il campo del solenoide (fonte: [15]).

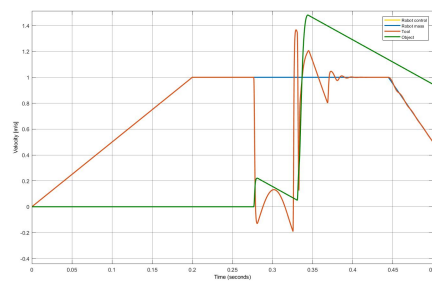
$$F = \nabla U = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{\partial B}{\partial x} m \quad (2.14)$$

Vedendo quanto scritto nelle uguaglianze 2.14 è evidente la necessità di derivare il campo magnetico del solenoide per ottenere l'equazione della forza lungo tutto il campo magnetico del solenoide. La forza dell'interazione tra campi magnetici sul tool è definita dall'equazione 2.15.

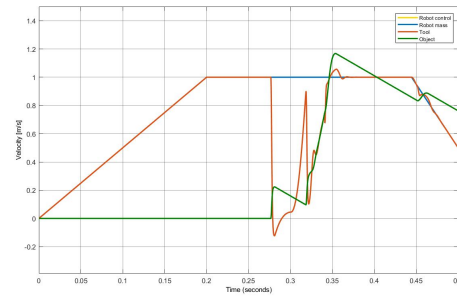
$$F = \mu_0 n m i \left[\frac{1}{\sqrt{A + 4R^2}} - \frac{A}{[A + 4R^2]^{3/2}} - \frac{1}{\sqrt{B + 4R^2}} + \frac{B}{[B + 4R^2]^{3/2}} \right] \quad (2.15)$$

Dove $A = (d + 2x)^2$ e $B = (d - 2x)^2$.

A questo punto vengono mostrati i risultati ottenuti con questo modello in termini di velocità e di forza sull'end effector, confrontando questi risultati con i risultati ottenuti con il modello originale.

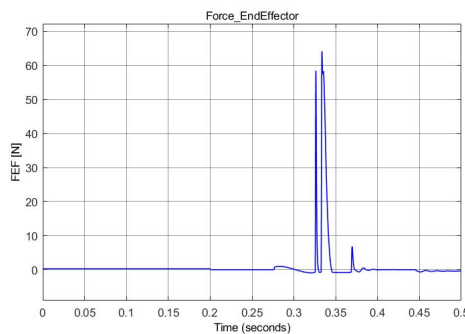


(a) Sistema originale

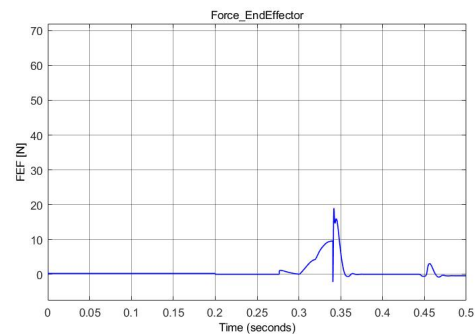


(b) Sistema elettrico

Figura 2.17: Il grafico (a) rappresenta le velocità del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra le velocità del sistema elettrico



(a) Sistema originale



(b) Sistema elettrico

Figura 2.18: Il grafico (a) rappresenta la forza sull'end effector del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra la forza sull'end effector del sistema elettrico

Come si vede dalle figure 2.17 e 2.18, il sistema è migliorativo sia per ridurre la velocità dell'oggetto che per ridurre la forza trasmessa al robot.

Il problema resta che la corrente usata per frenare il tool è troppo elevata, per questo motivo si è provato a mantenere la corrente attiva anche nella prima metà della corsa e poi aumentarla leggermente dopo che il tool è rientrato fino a metà della flangia. Si è visto che in questo modo era difficile ottenere dei risultati soddisfacenti senza ricorrere a correnti elevate.

In figura 2.19 si mostra il risultato ottenuto con una corrente di 40 A per la prima metà della flangia e una corrente di 60 A.

Come è evidente dalla forza sull'end effector il risultato non migliora la situazione del sistema originale, perchè la forza durante il moto non è in grado di

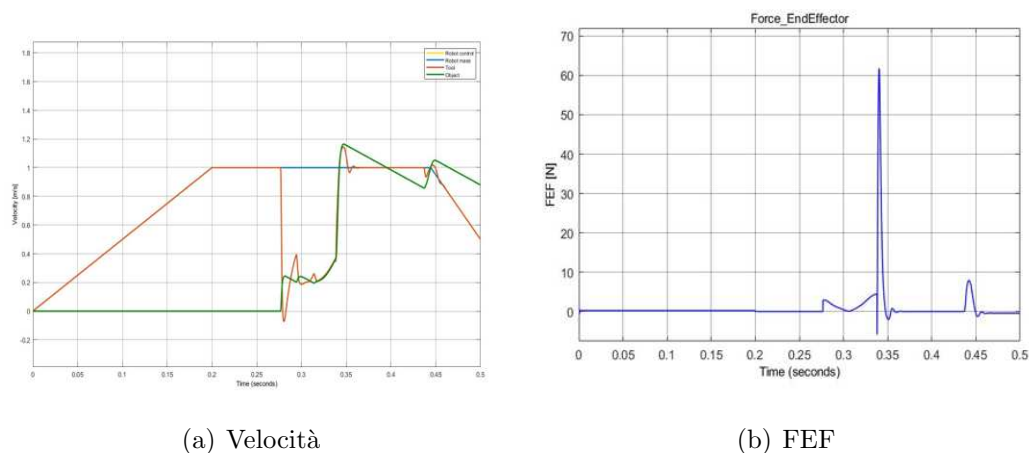


Figura 2.19: Velocità e forza del sistema elettrico con corrente $i_1 = 40 A$ e $i_2 = 60 A$

frenare sufficientemente il tool.

Giustificazione della non efficacia del sistema

Questo sistema non funziona con livelli di corrente più bassi nonostante questo sistema è stato ispirati da sistemi che vengono prodotti normalmente. Il motivo risiede nel fatto che gli attuatori elettrici hanno una costruzione ben diversa sotto certi aspetti: il magnete permanente che viene attratto verso l'interno (denominato *plunger*) è un componente molto più lungo, a volte costruito mettendo più magneti in sequenza. Il fatto che si sia scelto di provare con un magnete più corto è dovuto al poco spazio a disposizione, in quanto se si dovesse scegliere un magnete più lungo o si perderebbe gran parte della corsa o si dovrebbe allungare di molto il tool.

Il fatto che la lunghezza del magnete influenzi di molto i risultati e l'efficacia del sistema si giustifica considerando che con un magnete permanente di una lunghezza maggiore, tutta la lunghezza del magnete sarebbe investita dal campo magnetico e la forza sarebbe il risultato delle interazioni tra ogni pezzo infinitesimo di magnete. Questo porterebbe ad equazioni più complesse di quelle di cui si è parlato in capitolo e che possono essere reperibili in [17].

2.2.3 Sistema con magneti ortogonali

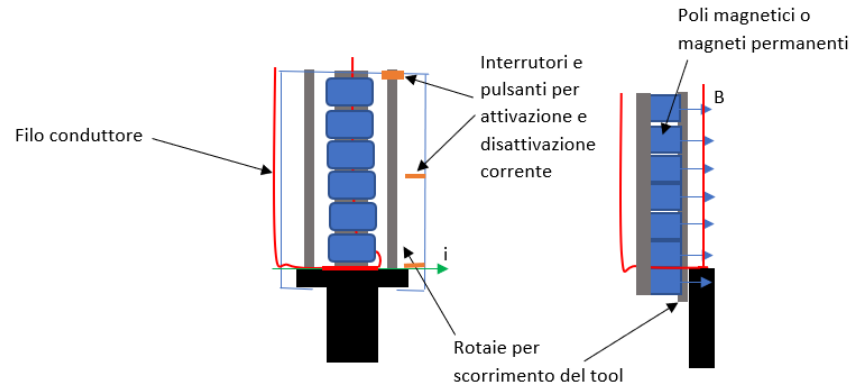


Figura 2.20: Sistema con magneti ortogonali alla direzione del tool

Le fonti per la trattazione di questo sistema sono [15, 16]

In questo sistema elettrico si è deciso di porre dei magneti permanenti in ortogonale lungo tutta la corsa del tool. Mentre ci sarà un filo conduttore che sarà libero di scorrere in alto o in basso sul lato della flangia, questo filo conduttore verrà attaccato sulla parete superiore del tool in modo che la corrente scorra in direzione ortogonale rispetto alla direzione del campo magnetico creato dai magneti permanenti. Il filo poi dovrà chiudere il circuito tornando sotto i magneti permanenti in modo da non creare una circuitazione attorno al campo magnetico che, con il movimento del tool e la conseguente variazione di area, costituirebbe una fonte di correnti parassite nel filo conduttore. I magneti permanenti sono collegati attraverso una struttura in materiale ferromagnetico così da impedire che il campo magnetico influenzi anche la parte sottostante ai magneti.

Il tool sarà guidato da delle guide o delle rotaie lungo la sua corsa nella flangia. Mentre il traferro tra tool e magneti permanenti è da ridurre il più possibile in base alle capacità disponibili dal sistema di produzione dei componenti utilizzato e dalle caratteristiche dei materiali utilizzate.

Per quanto riguarda il funzionamento del sistema si è pensato come nei casi precedenti ad una sequenza di disattivazione/attivazione di corrente, garantita da un sistema di interruttori che sono stati rappresentati in figura 2.20 dai rettangoli arancioni a lato della flangia. Il sistema segue quest'ordine:

1. All'inizio è attiva una corrente per tenere in posizione il tool durante la movimentazione
2. Quando avviene l'urto contro l'oggetto ed il tool comincia a rientrare nella flangia la corrente si disattiva
3. Quando il tool raggiunge la metà della sua corsa viene attivata una corrente con intensità maggiore rispetto a prima per rallentare il tool
4. Appena il tool urta il fondo della flangia, la corrente viene invertita per mantenere il tool fermo a contatto con il fondo della flangia.

Le dimensioni e i valori utilizzati per questo sistema sono i seguenti:

- Induzione magnetica $B = 3 \text{ T}$
- Corrente per mantenere il tool in posizione: 15 A
- Corrente per frenare il tool: 30 A
- Lunghezza di filo conduttore sottoposta al campo magnetico: 0.053 m

Questi valori sono stati poi implementati nell'equazione del moto con l'equazione della *Forza di Lorentz* (riferimento: [15]) che viene riportata qui di seguito:

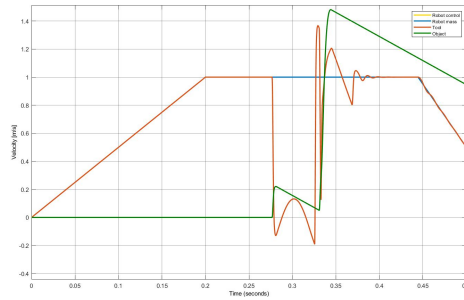
$$F_L = i\mathbf{L} \wedge \mathbf{B} \quad (2.16)$$

Quindi considerando che la corrente scorre da sinistra verso destra nella figura 2.20 e che il campo di induzione magnetica è uscente dal foglio per la vista a sinistra, la risultante del prodotto vettoriale sarà una forza verso il basso, corrispondente alla giusta direzione per tenere fermo il tool o frenarlo.

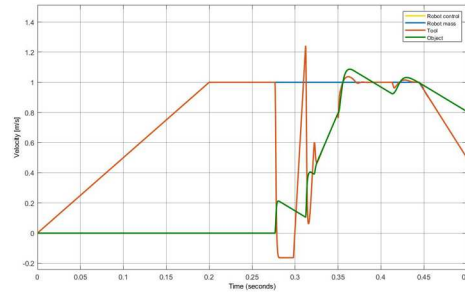
Ora si vedono i risultati ottenuti con questo sistema confrontandoli sempre con i risultati del sistema originale.

Il sistema è molto migliorativo come si può notare dalle figure 2.21 e 2.22, sia in termini di velocità che in termini di forza trasferita sul robot. Inoltre la corrente non è eccessivamente elevata come nei casi precedenti.

Viene descritta in breve la dinamica del sistema:

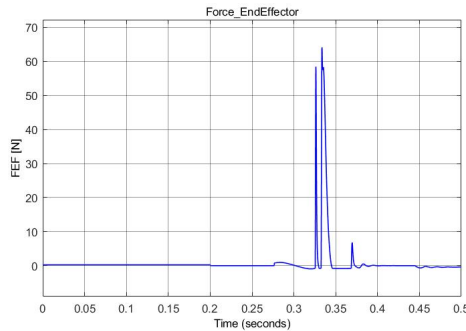


(a) Sistema originale

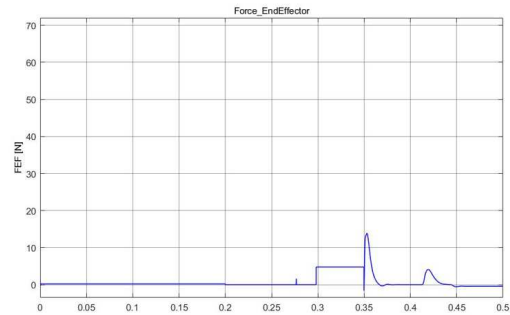


(b) Sistema elettrico

Figura 2.21: Il grafico (a) rappresenta le velocità del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra le velocità del sistema elettrico



(a) Sistema originale



(b) Sistema elettrico

Figura 2.22: Il grafico (a) rappresenta la forza sull'end effector del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra la forza sull'end effector del sistema elettrico

1. All'istante $t \approx 0.27$ s il tool urta l'oggetto e la velocità del tool crolla.
2. Dopo l'urto la corrente si spegne e il tool rientra dentro la flangia a velocità costante.
3. Al tempo $t \approx 0.3$ s si riattiva la corrente, rallentando il rientro del tool fino a spingerlo leggermente in fuori.
4. Al picco della velocità del tool avviene il secondo urto dell'oggetto. Dopo questo urto ne avviene un terzo (picco della velocità del tool a $t \approx 0.32$ s).
5. All'istante $t \approx 0.35$ s il tool urta il fondo della flangia facendo raggiungere la velocità massima all'oggetto.

A questo punto però è necessario porre più attenzione ai dati. Il campo di induzione magnetica per dei magneti permanenti di dimensioni contenute non può avere un valore di $B = 3 T$, ma ha valori molto più bassi. Considerando pure che il traferro sia nullo (caso non realistico ma adottato per semplicità) il valore di induzione magnetica è pari a circa $B = 0.55 T$ per i magneti in $NdFeB$ (fonte: [18]), ovvero i magneti permanenti che offrono prestazioni migliori (fonte:[16]).

Quindi è stata ricalcolata la *Forza di Lorentz* per un campo magnetico di $B = 0.55 T$ e si è notato che in questo caso l'aumento di corrente era necessario. Per contenere l'aumento di corrente si è provato ad allargare il campo d'azione dei magneti permanenti portando la costante $L = 0.053 m$ al valore $L = 0.106 m$.

Sono stati provati vari livelli di corrente. Per tenere il tool in posizione è bastata una corrente pari a $17 A$, mentre la corrente per frenare il tool è stata variata con valori tra 50 e $65 A$ che sono comunque troppo elevati per un sistema di questo tipo.

Ad ogni modo vengono riportati i risultati per diversi livelli di corrente in termini di velocità e forza sull'end effector.

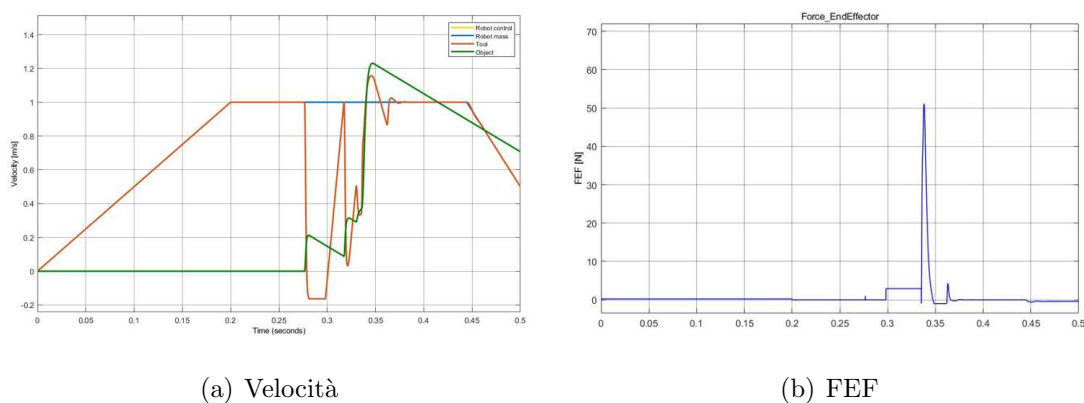
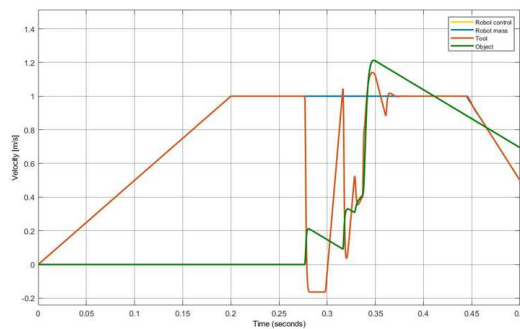


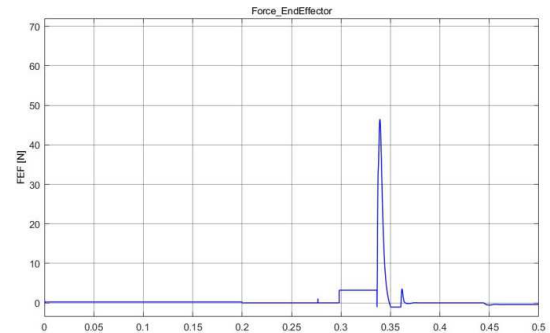
Figura 2.23: Velocità e forza del sistema elettrico con corrente $i = 50 A$

Giustificazione della non efficacia del sistema

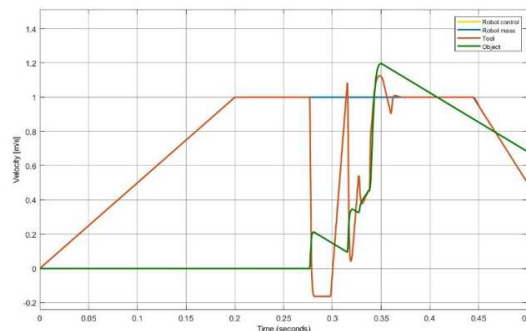
La corrente richiesta in questo caso è elevata perchè le capacità dei magneti permanenti non permettono di usare livelli di corrente più basse. Si potrebbe



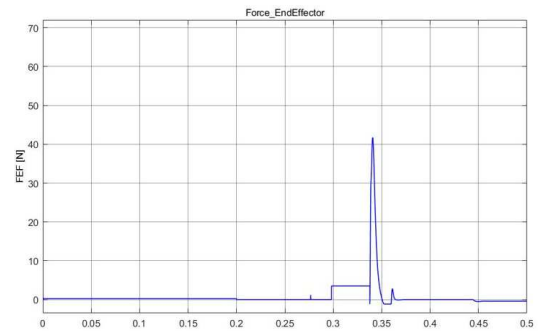
(a) Velocità



(b) FEF

Figura 2.24: Velocità e forza del sistema elettrico con corrente $i = 55 A$ 

(a) Velocità



(b) FEF

Figura 2.25: Velocità e forza del sistema elettrico con corrente $i = 60 A$

pensare a soluzioni diverse, per esempio ad usare due file di magneti permanenti raddoppiando la forza e di conseguenza dimezzando la corrente richiesta; questa soluzione porterebbe comunque a livelli di corrente non troppo bassi e risultati troppo elevati in termini di forza trasferita sull'end effector. Una soluzione potrebbe essere aumentare la lunghezza su cui agisce il campo magnetico L , ma le dimensioni sono limitate e superare i 106 mm in larghezza sarebbe eccessivo. L'ultima soluzione che si può proporre è quella di sostituire i magneti permanenti con dei solenoidi avvolti ad un nucleo ferromagnetico, però questa soluzione avrebbe due prolemi: o si allungano i solenoidi garantendo la possibilità di aumentare il numero di avvolgimenti, o si aumenta di molto la corrente di alimentazione dei solenoidi ($> 100 A$).

Quindi anche questa soluzione elettrica non è applicabile al caso in esame a

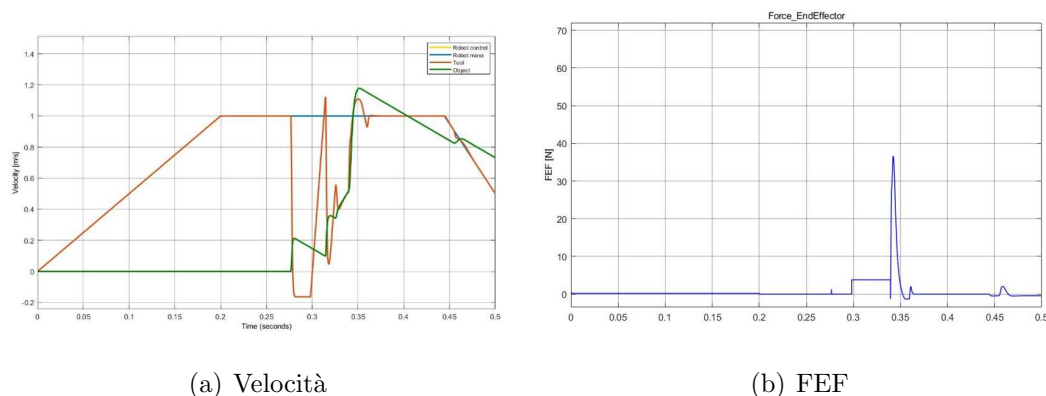


Figura 2.26: Velocità e forza del sistema elettrico con corrente $i = 65 A$

causa delle correnti richieste che sono troppo elevate. Quindi anche questa ultima soluzione elettrica si è dovuta scartare.

Tutte le soluzioni sono state analizzate senza attivazione della rilevazione dell'impatto perchè si è vista la non efficacia del sistema. Quindi è sembrato di poco interesse analizzare il comportamento dell'end effector con il rilevamento dell'impatto se la soluzione è già stata scartata per i suoi risultati.

2.3 Sistema idraulico

Per questo sistema le fonti utilizzate sono [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13]

2.3.1 Soluzione idraulica 1

Il sistema idraulico è un sistema a pistone che prende ispirazione dal primo sistema con stantuffo e molla definito nella sezione 1.2. Però in questo sistema viene eliminata la molla e viene costruito il tool in modo che il tool stesso diventi il pistone del cilindro. Il cilindro verrà poi collegato ad un serbatoio sufficientemente da garantire una pressione costante. Il sistema iniziale viene rappresentato in figura 2.27.

Come si vede dalla figura 2.27 nel cilindro sono presenti due blocchi (triangoli azzurri) per impedire che il tool uscendo dopo l'urto contro il fondo della flangia urti nuovamente l'oggetto. In questo caso i due blocchi dovranno rientrare durante

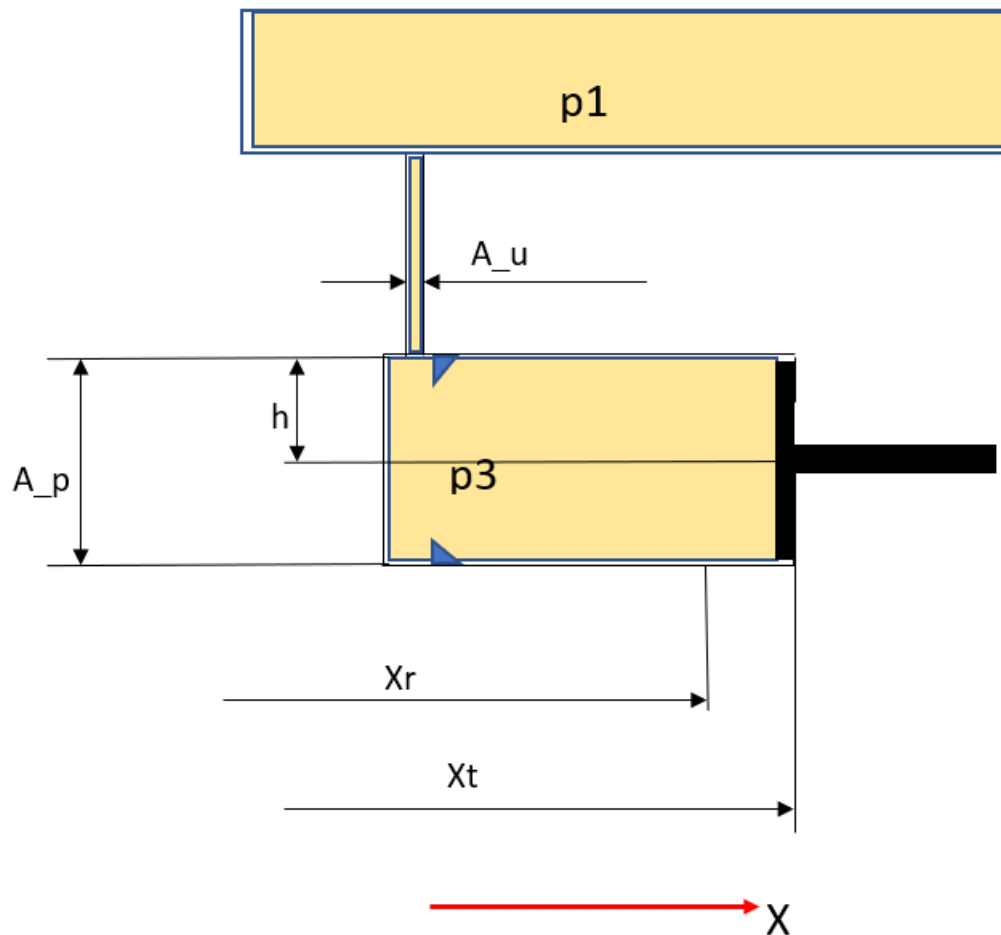


Figura 2.27: Rappresentazione schematica del modello con solo pistone

il rientro del tool ed essere fuori quando il tool sta uscendo. Questo sistema dovrà essere o completamente meccanico o attivato da un controllo elettronico, però presenta il problema che l'olio può trafilare o può rallentare il meccanismo di questi blocchi. Il rischio che uscendo urti nuovamente l'oggetto è dovuto al fatto che dopo aver urtato il fondo della flangia il tool comincia ad uscire con una velocità sufficientemente alta da superare la velocità dell'oggetto.

Per ora non ci si preoccupa di come mantenere la pressione p_1 nel serbatoio, si suppone solo che si possa mantenere costante. La risoluzione e la discussione di questo problema è trattata nel prossimo capitolo. Per ora ci si può limitare a considerare che la pressione necessaria per mantenere il tool in posizione durante la movimentazione nel robot deve creare la stessa forza che esercitava la molla. Di conseguenza si può determinare la pressione corretta nel serbatoio per garantire

tale forza.

Il sistema, in principio, è stato pensato con un funzionamento relativamente complesso che fosse in grado di mantenere la pressione per bloccare il tool durante la movimentazione del robot, ma poi di annullare la pressione (cioè arrivare a 0 Pa) dopo l'urto. Così da poter ottenere una minore resistenza al rientro e poi una spinta minore del tool verso l'esterno della flangia. Questo sistema doveva essere in grado di aprire un orifizio facendo scorrere l'olio verso un serbatoio non in pressione.

Una cosa molto importante da sottolineare è che tutte le pressioni sono intese come *pressioni relative*.

2.3.2 Equazioni del sistema idraulico 1

Ora si passa a definire le equazioni che descrivono il seguente sistema. Le equazioni sono molto simili a quelle viste nella sezione 1.2.1, in quanto la fisica che descrive il comportamento dell'olio è la stessa, cambia il fatto che non sia più presente una molla a spingere in dentro il tool.

Per quanto riguarda gli urti e le forze derivanti da essi basta fare riferimento alle equazioni 1.3, 1.6, 1.7. Le equazioni vengono riportate qui di seguito per comodità:

- $F_c = k_c \delta^m + \chi_c \delta^n \dot{\delta}$ con $\delta = x_t - x_p$
- $F_{FondoFlangia} = k_c \delta^m + \chi_c \delta^n \dot{\delta}$ con $\delta = x_r - x_t - corsa$
- $F_{ul} = (x_r - x_t + corsa)k_v + (\dot{x}_r - \dot{x}_t)c_v$

L'altra differenza sostanziale rispetto al sistema con stantuffo e pistone sta nel fatto che non c'è più lo stantuffo e quindi viene a mancare l'urto aggiuntivo tra tool e stantuffo.

Quindi l'equazione, scritta usando le fonti [13, 12, 10], che descrive il sistema in questo caso è:

$$m\ddot{x}_t = p_1 A_p + c_0 \frac{\rho A_p^3}{2 A_u^2} (\dot{x}_r - \dot{x}_t)^2 \text{sign}(\dot{x}_r - \dot{x}_t) + b_3 (\dot{x}_r - \dot{x}_t) - F_{contatto} + F_{FondoFlangia} - F_{ul} \quad (2.17)$$

Dove F_{ul} rappresenta la forza dei due possibili urti contro i finecorsa che bloccano il tool dallo scorrere verso l'esterno della flangia.

Per quanto riguarda le dimensioni utilizzate sono state scelte le seguenti dimensioni che consentivano di avere una visione completa di tutti i componenti nel sistema.

- $m_t = 0.048 \text{ kg}$
- $corsa = 0.047 \text{ m}$
- $R_p = 0.018 \text{ m}$ (raggio pistone)
- $r_u = 0.0082 \text{ m}$ (raggio di deflusso)
- $c_0 = 2.0$
- $b_3 = 0.5 \text{ N s/m}$
- $p_1 = 815 \text{ Pa}$ (per resistenza a movimentazione robot)
- $p_1 = 0 \text{ Pa}$ (per rientro del tool)

Con questi valori è stata avviata la simulazione di cui ora si analizzano i risultati.

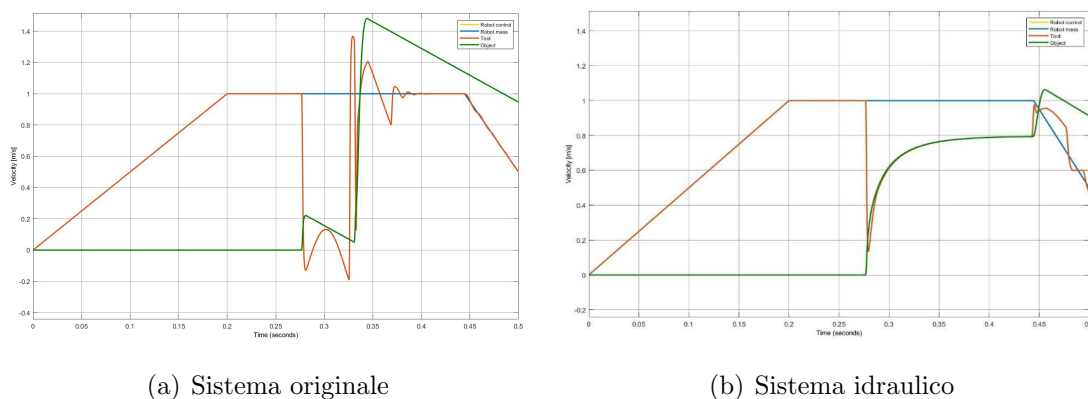
2.3.3 Risultati ottenuti con il sistema idraulico 1

Di seguito vengono riportati i grafici che rappresentano la velocità e la forza trasferita sul robot. I risultati verranno confrontati con i risultati ottenuti nel sistema originale.

Come si vede i risultati sono migliorativi e il sistema è abbastanza semplice, si riesce a ridurre la velocità da un picco di velocità di $v = 1.48 \text{ m/s}$ ad un picco di velocità di $v \approx 1.08 \text{ m/s}$. Per quanto la forza percepita dal robot, mostrata in figura 2.29, si passa da un picco superiore a $F = 60 \text{ N}$ ad un picco di $F = 15 \text{ N}$.

Quindi il sistema è migliorativo consentendo di distribuire la forza lungo tutta la corsa disponibile all'interno della flangia. L'urto contro il fondo della flangia è mitigato notevolmente dando un picco inferiore a 10 N .

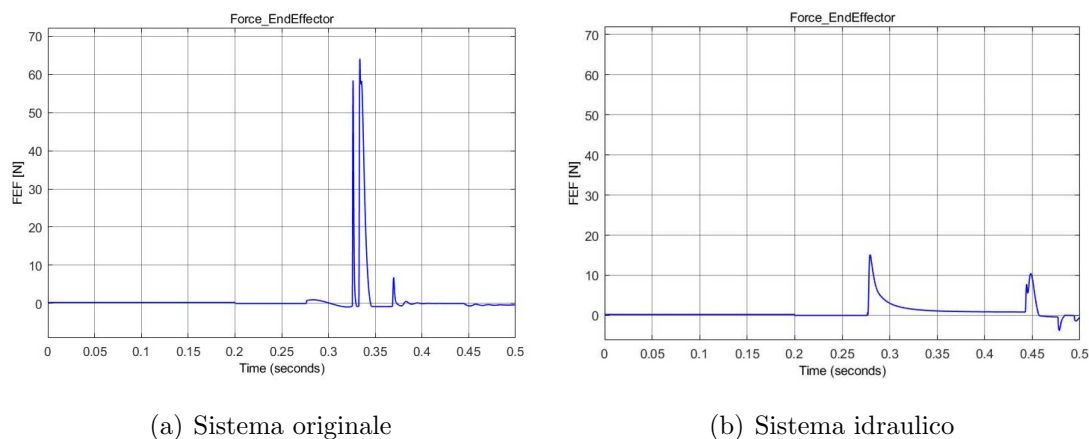
Ora verrà data una interpretazione della dinamica del tool in questo sistema.



(a) Sistema originale

(b) Sistema idraulico

Figura 2.28: Il grafico (a) rappresenta le velocità del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra le velocità del sistema idraulico



(a) Sistema originale

(b) Sistema idraulico

Figura 2.29: Il grafico (a) rappresenta la forza sull'end effector del sistema originale, mentre il grafico (b) mostra la forza sull'end effector del sistema idraulico

2.3.4 Evoluzione del sistema idraulico 1 all'impatto

In questo caso la dinamica è molto semplice e viene descritta per punti di seguito:

1. All'istante $t \approx 0.27$ s avviene l'urto tra tool e oggetto, allora la velocità del tool crolla e la forza dell'end effector sale al primo picco a causa dell'onda di pressione nell'olio.
2. La velocità del tool inizia da subito ad adattarsi alla velocità del robot, stabilizzandosi a $v \approx 0.8$ m/s. Durante questa fase l'oggetto si appoggia al tool seguendo la sua stessa velocità.

3. All'istante $t \approx 0.44$ s il tool urta il fondo della flangia, spingendo via l'oggetto alla sua velocità massima.
4. Dopo l'urto contro il fondo della flangia il tool urta i blocchi che lo tengono fermo sul fondo della flangia. L'urto contro i blocchi è evidenziato dal picco di forza negativo in figura 2.29 (b).

Come si vede la dinamica di questo sistema è molto semplice, però la presenza dei blocchi rende il sistema dipendente da un controllo elettronico e non di semplice realizzazione.

A questo punto si è pensato ad altre soluzioni, senza utilizzare qualcosa che blocchi la corsa del tool. Inoltre si può evitare di annullare la pressione nel serbatoio, sfruttando la pressione all'interno di esso per spingere in fuori il tool in modo da riposizionarlo subito. Però se il tool esce subito dopo aver esaurito l'urto è importante che esca lentamente senza urtare nuovamente l'oggetto spingendolo ancora più lontano.

In questo caso la soluzione pensata è stata quella di costruire due tubi collegati al serbatoio. Entrambi i tubi sono dotati di una valvola unidirezionale: una per il passaggio da serbatoio a cilindro e una per il passaggio da cilindro a serbatoio. Con questa soluzione si userebbe una valvola unidirezionale con più perdite di carico per il passaggio da serbatoio a cilindro consentendo di far uscire il tool dalla flangia più lentamente.

Oltre a questa modifica è stata poi proposta una soluzione per cercare di riprodurre l'effetto di rientro a scatto subito dopo l'urto. O meglio si è ideato un modo per far rientrare più velocemente il tool nella prima metà della flangia.

Questo sistema prevede l'aggiunta di un tubo a metà del cilindro. Anche questo tubo, collegato al serbatoio, sarà munito di una valvola unidirezionale per il passaggio dell'olio dal cilindro al serbatoio. In questo modo per la prima metà della corsa le perdite di carico saranno molto minori, dopo che il tool avrà passato la prima metà della sua corsa il tubo a metà verrà chiuso dalla valvola unidirezionale e le perdite di carico aumenteranno. Così la seconda metà della corsa del tool avverrà più lentamente grazie ad una resistenza all'avanzamento maggiore.

2.3.5 Soluzione idraulica 2

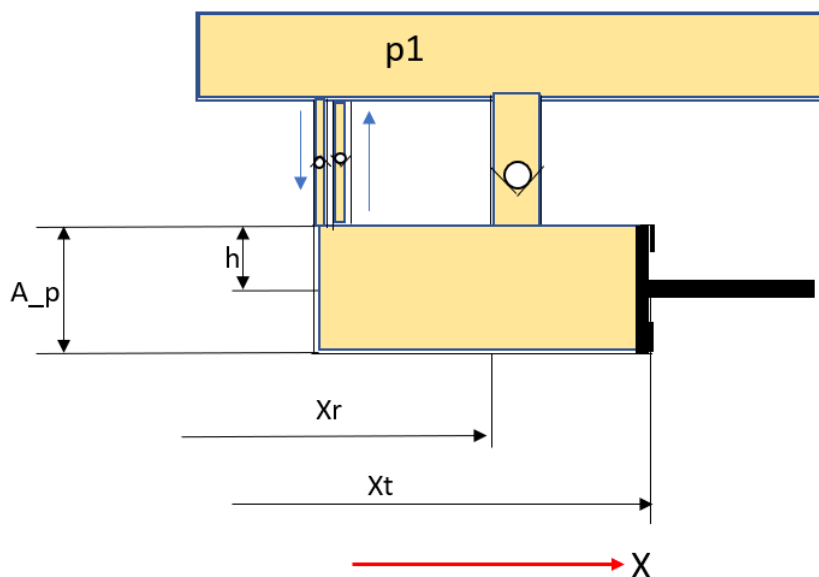


Figura 2.30: Modello del sistema idraulico 2 con più tubi e valvole direzionali

Come è stato descritto in precedenza il sistema è costituito da tre tubi: due tubi passano l'olio dal cilindro al serbatoio, mentre il tubo rimanente passa l'olio dal serbatoio al cilindro. La regolazione della direzione del deflusso nei tubi è gestita grazie a delle valvole unidirezionali.

Uno dei due tubi che lascia passare l'olio al serbatoio è posizionato a metà in modo tale che quando il tool raggiunga la metà della sua corsa, lo chiuda completamente.

L'area diminuisce con il procedere della corsa verso l'interno della flangia, per semplicità il modello matematico è stato scritto in modo che la diminuzione avvenisse in maniera lineare fino alla completa chiusura del tool. Per chiarezza si scrivono di seguito le equazioni per definire l'area di deflusso dell'olio.

Definendo la grandezza del raggio per il primo tubo di deflusso (quello posto a metà) R_g e l'area A_g . Per $x_r - x_t < -2R_g$:

$$A_{def} = A_u + A_g \quad (2.18)$$

Quando il tool inizia ad entrare nella luce del tubo, quindi per $-2R_g \leq x_r - x_t \leq 0$:

$$A_{def} = A_u + A_g \frac{x_r - x_t}{-2R_g} \quad (2.19)$$

Mentre quando il tool è superato metà corsa l'area di deflusso diventa semplicemente $A_{def} = A_u$.

Per l'area di deflusso per riportare l'olio nel cilindro si è scelta la stessa grandezza A_u usata per l'altra direzione. Però si ricorda che in questo caso la valvola unidirezionale darà una perdita di carico maggiore.

Ora vengono riportati i valori adottati per questo caso, non verrà riportato il valore dell'area A_g perchè viene stabilito moltiplicando il valore dell'area A_u , ovvero l'area grande sarà un multiplo dell'area più piccola.

Si elencano i valori utilizzati:

- $R_{pistone} = 0.020 \text{ m}$
- $r_u = 0.008 \text{ m}$
- $p_1 = 200 \text{ Pa}$ (risulta essere sufficiente questa pressione relativa per tenere il tool in posizione durante la movimentazione)
- $c_0 = 2.0$ (coefficiente perdite di carico per **compressione**)
- $c_0 = 10.0$ (coefficiente perdite di carico per **espansione**)
- $b_3 = 0.5$
- $\rho_{olio} = 900 \text{ kg/m}^3$

Con questa soluzione, l'equazione 2.17 non viene modificata; cambierà solo il modello Matlab/Simulink in cui vengono inserite le funzioni in grado di far cambiare l'area di deflusso e il coefficiente della perdita di carico.

Inoltre si eliminano i blocchi per arrestare l'uscita del tool, che rappresentavano un problema nel sistema precedente.

Ora per prima cosa si riporta l'immagine dello schema Simulink in figura 2.31 e successivamente si riporteranno i risultati ottenuti con questo sistema.

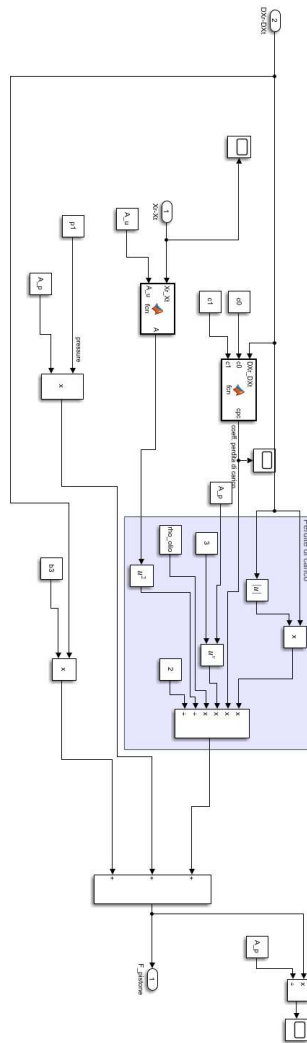


Figura 2.31: Come si può notare per l'area e per il coefficiente delle perdite di carico sono presenti delle funzioni che devono cambiare il valore dei due parametri a seconda di posizione e velocità del tool

2.3.6 Risultati ottenuti con il sistema idraulico 2

Ora si mostrano i risultati ottenuti con il sistema idraulico appena analizzato. In particolare l'area di deflusso del primo tubo sarà il doppio dell'area di deflusso del tubo alla fine della corsa. Quindi si avrà $A_g = 2A_u$. Verranno riportati sia il grafico delle velocità che il grafico della forza sull'end effector.

Come si vede dalla figura 2.32 il tool in questo caso non diventa mai più veloce del robot; o meglio, questo succede solo quando il robot inizia a rallentare. Questa caratteristica evidenzia come, in questa situazione il tool non urta mai il fondo della flangia, evitando la creazione di picchi dopo l'urto.

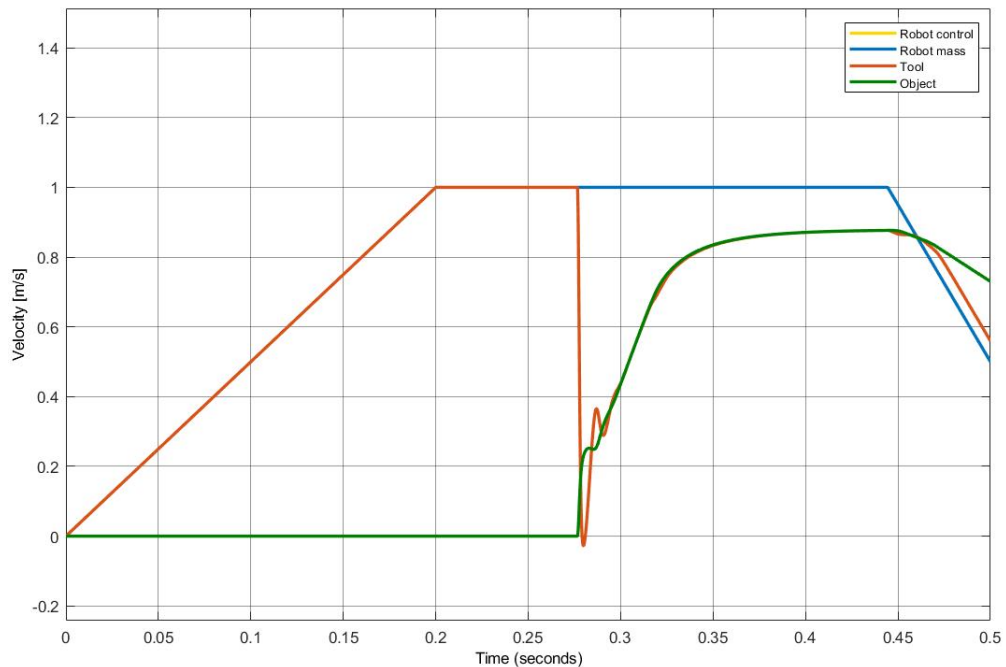


Figura 2.32: Grafico delle velocità per il sistema idraulico 2

Inoltre è evidente dalla figura 2.33 che la forza percepita dal robot è ben distribuita lungo tutto il tempo dopo l'impatto contro l'oggetto. Questo consente di avere una forza sempre inferiore a 10 N.

Anche in questo caso la dinamica è molto semplice da descrivere:

1. Al tempo $t \approx 0.27$ s avviene l'urto tra tool e oggetto.
2. Dopo l'urto il tool e l'oggetto si adattano alla stessa velocità dopo dei piccoli rimbalzi di assestamento.

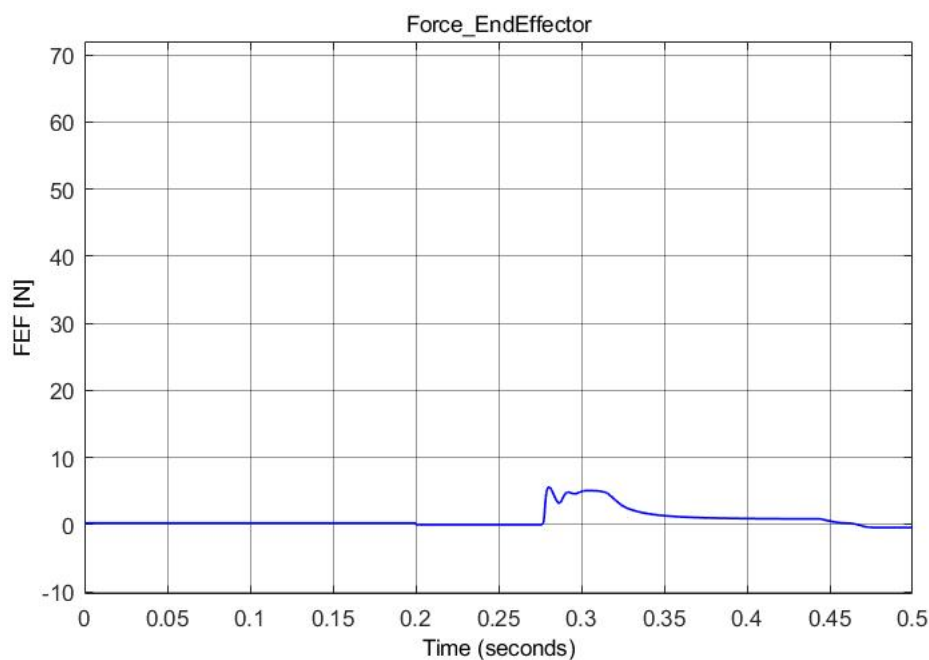


Figura 2.33: Grafico della forza sull'end effector per il sistema idraulico 2

3. Il tool e l'oggetto iniziano ad adeguarsi alla velocità del robot, rallentando la corsa all'interno della flangia.
4. Nel frattempo il robot comincia a rallentare e di conseguenza anche il tool rallenta, lasciando che l'oggetto si sposti ad una velocità maggiore prima di fermarsi per l'effetto dell'attrito.

Ora viene riportato lo studio parametrico fatto cambiando la dimensione dell'area del primo tubo di deflusso.

2.3.7 Analisi parametrica del sistema idraulico 2

In questo caso verrà analizzato il comportamento del tool variando l'apertura del primo tubo, confrontando i risultati ottenuti in termini di velocità e di forza percepita dal robot.

Per semplicità e chiarezza tutti i dati vengono riportati in una tabella, mentre i grafici vengono tralasciati questa volta. Questo perchè il comportamento è sempre molto simile ai risultati mostrati in figura 2.32 e 2.33.

Area tubo centrale (A_g)	V_{max} [m/s]	FEF [N]
$0 * A_u$	0.877	22
$1 * A_u$	0.877	9.14
$2 * A_u$	0.877	5.61
$3 * A_u$	0.877	5.79
$4 * A_u$	0.877	6.6

Come si nota la dimensione del primo tubo non influenza la velocità massima del primo tubo. Ciò che modifica la velocità massima, facendo arrivare anche all'urto contro il fondo della flangia è il rapporto tra il diametro del pistone e il diametro dell'ultimo tubo. Per esempio già riducendo il raggio del pistone a 0.018 m si ottiene il seguente risultato dove si può notare l'urto contro il fondo della flangia anche se molto mitigato.

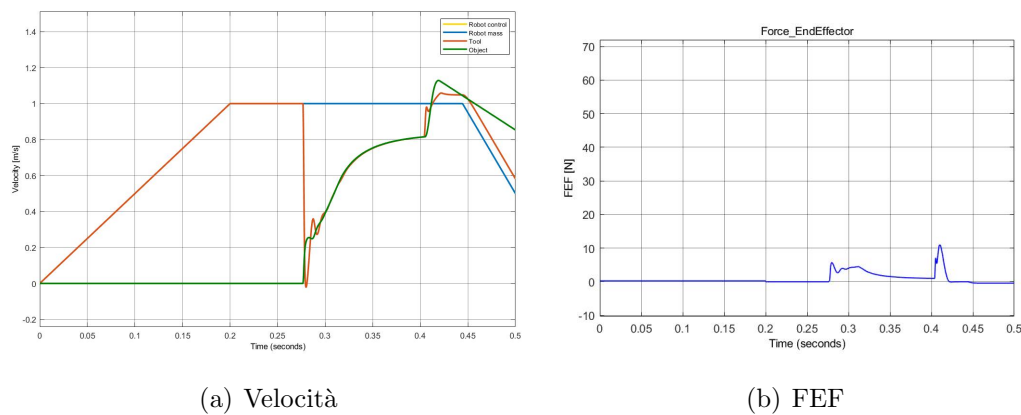


Figura 2.34: Velocità e forza del sistema idraulico 2 con $R_p = 0.018\text{ m}$ e primo tubo di deflusso con $A_g = A_u$

Ad ogni modo non è stato ritenuto utile in questa sede effettuare uno studio parametrico dei risultati perchè, per quanto si può desumere dai valori usati per ora, l'end effector può allungarsi molto considerando che il foro per l'uscita e l'ingresso dell'olio deve essere posto a fine della corsa. Quindi se la corsa sarà di 47 mm e il foro avrà un diametro di 16 mm e considerando vari spessori tra corsa e foro e gli spessori del materiale, è facile superare i 100 mm di lunghezza.

A questo punto è risultato di maggiore interesse progredire con un disegno del tool per analizzarne le dimensioni totali che si possono ottenere, visto che sia il metodo di produzione che gli spazi reali presentano nelle limitazioni delle

limitazioni. Inoltre è ancora di fondamentale importanza la realizzazione di un serbatoio che si mantenga a pressione costante.

2.3.8 Attivazione della rilevazione dell'impatto

Dopo aver stabilito che delle due soluzioni idrauliche, la *soluzione idraulica 2* fosse la più interessante, si sono voluti analizzare i risultati in termini di velocità e forza con il rilevamento dell'impatto attivato.

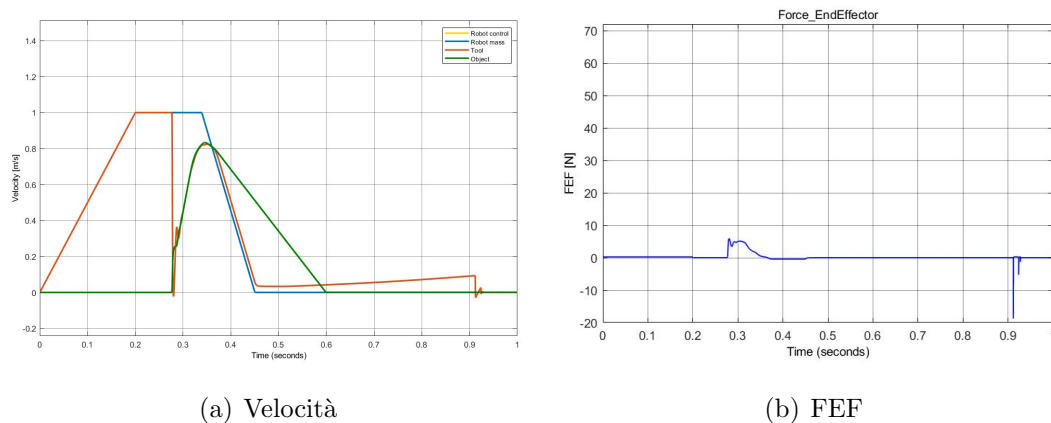


Figura 2.35: Velocità e forza nel sistema idraulico 2 con l'utilizzo del rilevamento dell'impatto

Come si vede in figura 2.35 il tempo della simulazione è stato prolungato fino ad un secondo per permettere di vedere che all'istante $t \approx 0.9 s$ ci sono due picchi negativi nel grafico della forza che rappresentano l'assestamento del tool che urta il fine corsa della flangia, ritornando nella sua posizione iniziale.

Ad ogni modo si vede come l'utilizzo del rilevamento di impatto sia molto benefico in questo caso per i risultati in termini di velocità (picco di velocità: $v \approx 0.81 m/s$). Infatti, l'oggetto è solidale al tool, mentre questo rallenta la sua corsa all'interno della flangia, fino a quando il robot diventa più lento dell'oggetto. A questo punto, l'oggetto rallenta dalla velocità a cui è stato lasciato dal tool per effetto dell'attrito, mentre il tool segue l'andamento della velocità del robot con un leggero ritardo dovuto alla pressione che spinge il tool lentamente verso la posizione di partenza.

2.4 Confronto degli impulsi dei vari modelli

Prima di passare al disegno del sistema idraulico è stato interessante analizzare l'impulso generato dalla forza sull'end effector, ovvero calcolare l'integrale nel tempo della forza. Questo calcolo è interessante per valutare se l'impulso fosse uguale per tutti i modelli in quanto è lo stesso urto che deve essere assorbito, semplicemente viene assorbito in modi diversi. In alcuni casi con un unico picco molto elevato, in altri casi la forza viene assorbita gradualmente dilazionandola nel tempo. Nel secondo caso il tool percepirà un picco dovuto all'urto, mentre al robot arriverà una forza distribuita nel tempo.

Per il calcolo dell'impulso è stata sfruttata la definizione di integrale definito (fonte [19]) per cui:

$$\int_a^b f(x)dx = F(b) - F(a) \quad (2.20)$$

Di seguito viene riportata la figura 2.36 che mostra per il modello originale la forza percepita dal'end effector e l'integrale calcolato da quella forza. La differenza tra il valore finale e iniziale dell'integrale è l'impulso della forza (area della curva della FEF), come definito dall'equazione 2.20.

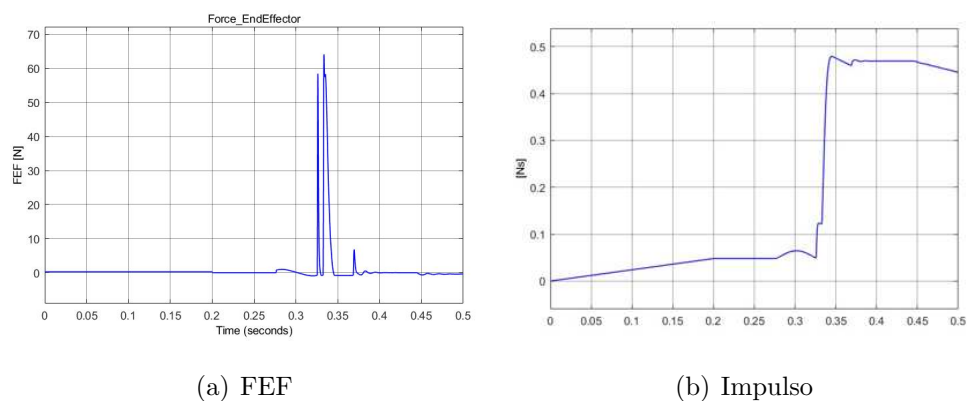


Figura 2.36: Forza trasmessa al robot e impulso generato dalla forza

Di seguito viene riportata la tabella con i risultati ottenuti da vari modelli.

Sistema	Impulso [Ns]
Originale	0.4455
Idraulico con valvole	0.4085
Solo Puleggia	0.4154
Idraulico senza valvole	0.4260

Dal confronto di questi risultati si vede che, a meno di piccole differenze, l'impulso dato dall'impatto è lo stesso, nonostante i picchi di forza siano molto diversi tra loro. La piccola differenza si può imputare alle vibrazioni e ai rimbalzi del tool contro il fondo della flangia. In alcuni casi il tool rimbalza più volte o con maggiore intensità rispetto ad altri sistemi.

Per completezza si riporta anche il valore della forza media, calcolata con l'equazione definita qui di seguito (fonte: [11]).

$$F_m = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) dt \quad (2.21)$$

Il risultati vengono riportati nella tabella sottostante.

Sistema	Forza Media [N]
Originale	0.891
Idraulico con valvole	0.817
Solo Puleggia	0.8308
Idraulico senza valvole	0.852

Chiusa questa piccola parentesi di analisi delle forze e degli impulsi, si procede con il prossimo capitolo iniziando il disegno e la progettazione del tool.

Capitolo 3

Realizzazione della soluzione idraulica

Dopo una attenta analisi dei risultati e una valutazione sulla realizzabilità di un prototipo si è deciso che il *sistema idraulico 2* fosse molto interessante sia in termini di risultati che in termini di semplicità del prototipo.

Il modello è stato considerato il più semplice da realizzare perchè non prevedeva controlli elettrici, ovvero si usava solo la fisica legata all'idraulica per mitigare l'urto, per mantenere il tool in posizione durante la movimentazione e per riportare il tool nella sua posizione iniziale alla fine dell'urto.

Valutando però varie soluzioni sono stati evidenziati diversi problemi legati al carattere della simulazioni, alla direzione d'approccio e ad alcune ipotesi fatte in precedenza. Infatti il primo problema è stato considerare in che direzione potesse agire il tool. Cioè le simulazioni sono state svolte considerando l'urto con un oggetto appoggiato sul piano, dove agisce anche la forza di attrito, quindi l'approccio deve avvenire in direzione orizzontale per forza e non in direzione verticale. Questo porta con sé una valutazione: il tool non viene schiacciato verso il basso dal peso dell'olio nel cilindro. Questo è un vantaggio in quanto le simulazioni erano state svolte non considerando l'effetto della gravità sul tool e sull'end effector.

Visto che non si può contare sul peso dell'olio è necessario mettere in pressione l'olio per fare in modo che rimanga in posizione durante la movimentazione.

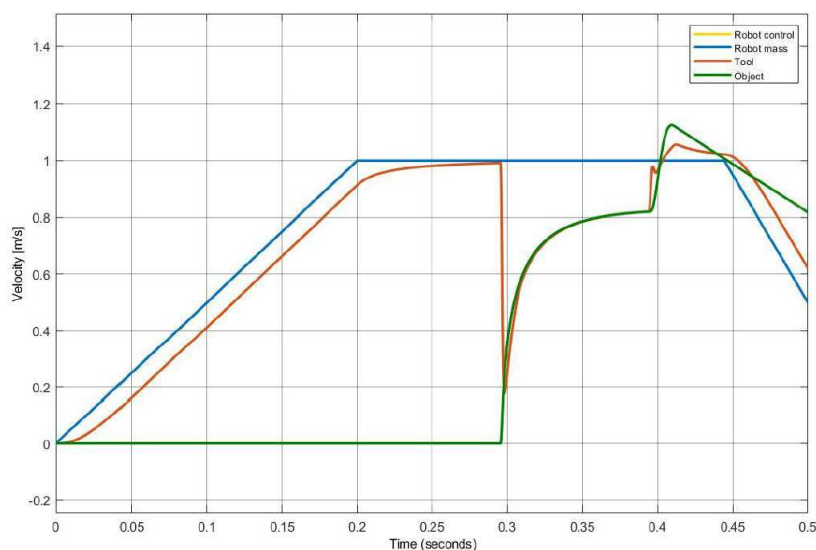


Figura 3.1: Grafico del modello idraulico 2 senza contropressione nel serbatoio.

Trovare il modo per mantenere la pressione è stato il problema principale in questa fase.

In figura 3.1 si mostra il risultato di una simulazione in termini di velocità nel caso in cui non ci sia nessuna pressione che tenga il tool in posizione durante il movimento del robot.

Come si vede dalla figura 3.1 il tool si muove in ritardo rispetto al robot, perché non c'è nessuna pressione che tenga fermo il tool durante la movimentazione del robot. Ad ogni modo il tool segue con un certo ritardo la traiettoria della velocità del robot perché l'olio smorza il comportamento che avrebbe il tool senza nessuna resistenza al rientro. Però la resistenza al rientro è fornita solo nel caso in cui ci sia uno spostamento dell'olio attraverso la strozzatura del tubo. Quindi, se non c'è velocità relativa tra robot e tool, l'olio non esercita forza alcuna sul tool se non è in pressione.

Quindi è necessario mettere in pressione l'olio nel serbatoio, ora il problema è capire come mettere in pressione l'olio e se è possibile rispettare l'ipotesi di pressione costante.

Prima di passare alle ipotesi su come creare un serbatoio in grado di garantire un certo livello di pressione ci si concentra sugli altri componenti e le loro dimensioni. Quindi per prima cosa si analizza il cilindro, il tool e la flangia di

chiusura.

Di seguito vengono mostrati due tipi di cilindri, uno con 2 tubi ed uno con un singolo tubo. Vengono usati entrambi nello sviluppo delle varie idee ed in certi casi si usano anche 3 tubi di deflusso, però la forma principale è molto simile tra tutti gli esempi.

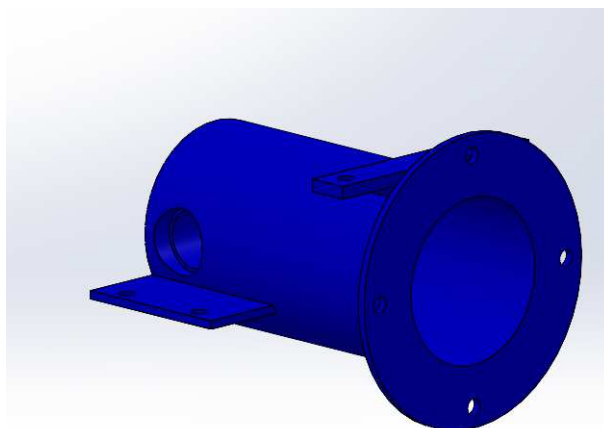


Figura 3.2: Cilindro con 2 tubi di deflusso

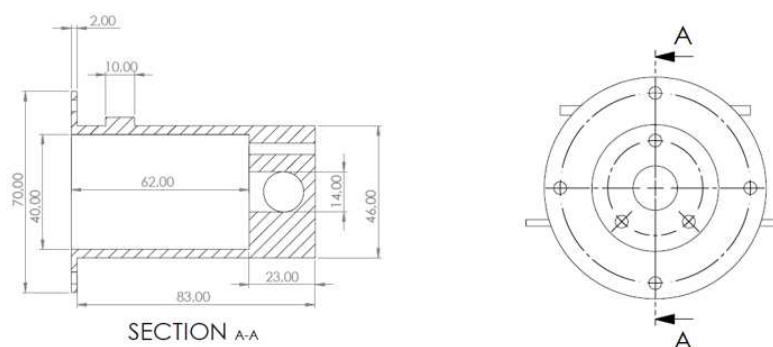


Figura 3.3: Disegni quotati del cilindro con 2 tubi di deflusso

Come si può già notare i tubi di deflusso non rispettano il modello del *sistema idraulico 2* di figura 2.30, ma sono stati disegnati seguendo lo schema di figura 3.10 per motivi che verranno chiariti a breve.

Il cilindro è costituito da due tubi di deflusso laterali di diametro $\Phi 14 \text{ mm}$. Questi tubi sono allrgati verso la parte più esterna con un diametro $\Phi 16 \text{ mm}$

per permettere di collegare il serbatoio al cilindro attraverso un collegamento filettato. Il parallelepipedo sopra il cilindro serve per collegare l'end effector alla flangia del robot, attraverso un ulteriore componente che potrà essere diverso per ogni tipo di flangia robot a cui dovrà essere attaccato questo utensile. Infine le "ali" laterali servono per fissare il serbatoio e sopportarne la forza peso.

Ora si riporta anche il disegno del cilindro con un solo tubo di deflusso.

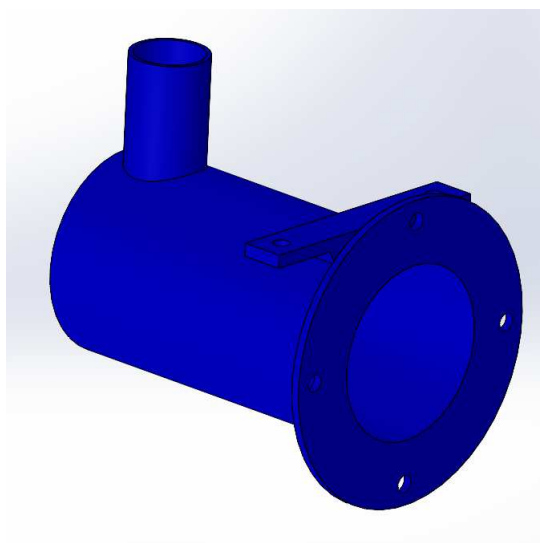


Figura 3.4: Cilindro con 1 tubo verticale di deflusso

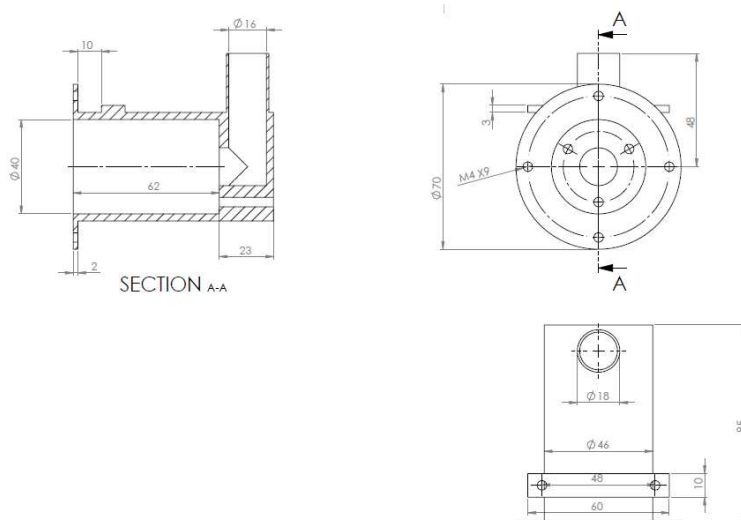


Figura 3.5: Disegno quotato del cilindro con 1 tubo verticale di deflusso

Nei tre fori all'interno del cilindro disposti a 120° l'uno dall'altro servono per far passare tre barre di acciaio, che potrebbero essere tre viti M4 lunghe. Queste barre servono per fare da guida al pistone in modo di evitare che si impunti.

I quattro fori disposti sulla flangia di diametro $\Phi 70 \text{ mm}$ servono per collegare una flangia per chiudere il cilindro. Questa flangia di chiusura serve per bloccare l'uscita del tool ed è la parete a cui il tool si appoggia nella sua posizione di partenza.

Una puntualizzazione aggiuntiva e molto importante da fare è che, dopo aver disegnato il cilindro, è necessario cambiare il coefficiente delle perdite di carico. Questa correzione non sarebbe stata possibile senza aver realizzato il modello 3D del cilindro. Utilizzando i dati disponibili nella fonte [10] si ottiene un coefficiente delle perdite di carico pari a $c_0 = 3.0$. Il risultato si ottiene sommando le perdite per l'ingresso ($c_0 = 0.5$), l'uscita dal tubo ($c_0 = 1$) e la curva nel tubo ($c_0 = 1.1$); si aggiunge inoltre un piccolo incremento dovuto alle perdite di carico per l'attrito contro la parete del tubo ($c_0 = 0.4$).

Ora viene mostrato in aggiunta il tool.

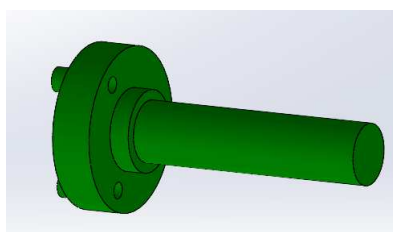


Figura 3.6: Tool con fori per guide che agirà anche da pistone nel sistema idraulico

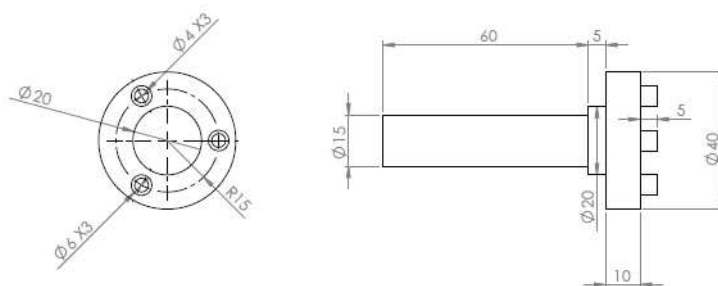


Figura 3.7: Disegno quotato del tool

Prima di passare definitivamente alle opzioni che ci sono per il serbatoio bisogna specificare che non è stato adottato il sistema idraulico 2 con le valvole unidirezionali per la seguente ragione: le valvole unidirezionali non hanno solo una pressione massima in cui può lavorare, ma hanno anche una pressione minima a cui avviene l'apertura della valvola chiamata "pressione di apertura" (o "*cracking pressure*" in inglese). Se la differenza di pressione tra monte e valle non supera la pressione di apertura, l'olio non riesce ad aprire la valvola ed defluire nella direzione permessa.

Il problema principale è che le valvole unidirezionali in commercio sono progettate per essere impiegate in impianti oleodinamici in cui la pressione media è tra 50 e 60 *bar*. Di conseguenza le pressioni di apertura sono impostate pressioni basse per il livello di pressione media appena citato. Per esempio la valvola più bassa trovata in commercio è stata trovata nel catalogo preso da [20] con una pressione di apertura di 0.025 *bar*. Viene riportata la scheda con i dettagli della valvola presa da [20] in figura 3.8.

Characteristics	Preferred variant space	Extended variant space
Product series	TVR61-S1	TVR61-S1
Connection configuration	A02	A02
Connection sizes for media inlet B1 / media outlet B2	G1/4", G3/8", G1/2", G3/4", G1", G1 1/4", G1 1/2", G2"	On request
Nominal bore (DN)	Acc. to design	Acc. to design
Max. allowable operating pressure PS	20 to 40 bar, acc. to design	Other pressure on request
Cracking pressure PC	0.025 bar	0.025 bar
Temperature range	-20 °C up to +100 °C, acc. to application	Depending on sealing material
Housing material	Brass	Brass
Spring material	Stainless steel	Stainless steel
Sealing material DW	FKM	• FKM • NBR on request
Sealing concept	Cone sealing	Cone sealing
Flow direction	B1 → B2	B1 → B2

Figura 3.8: Caratteristica della valvola unidirezionale trovata in [20]

Una pressione di apertura così elevata è un problema per il nostro sistema idraulico in quanto le pressioni sono molto basse e la valvola si aprirebbe solo all'apice dell'urto per poi richiudersi immediatamente, facendo diventare il tool molto rigido ed impedendo il rientro nella flangia.

In figura 3.9 viene mostrato l'andamento della pressione interna al cilindro se le valvole unidirezionali si aprissero con una differenza di pressione nulla. Come si vede la pressione massima raggiunta è $\approx 2500 Pa$ che corrisponde alla pressione di apertura della valvola. Questo significa che la valvola si aprirebbe per un istante e

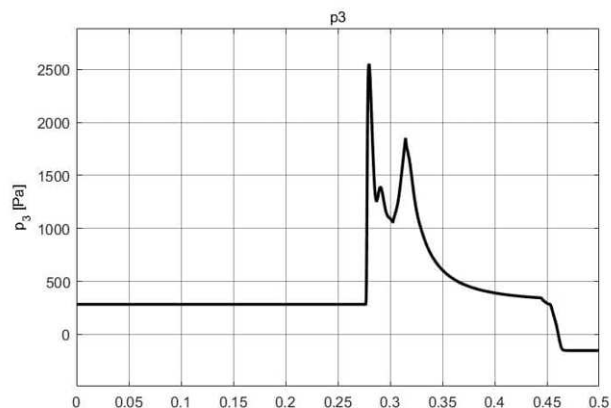


Figura 3.9: Grafico della pressione all'interno del cilindro senza valvole

poi si richuderebbe, chiudendo completamente il cilindro senza dare la possibilità all'olio di uscire.

Per questi motivi è stato scelto di abbandonare l'idea di usare il modello con le valvole unidirezionali ma dedicarsi al modello proposto in figura 3.10 con il canale di collegamento al serbatoio solo alla fine del cilindro. Come si può notare già le figure 3.2 e 3.4 del cilindro erano disegnate con questa soluzione.

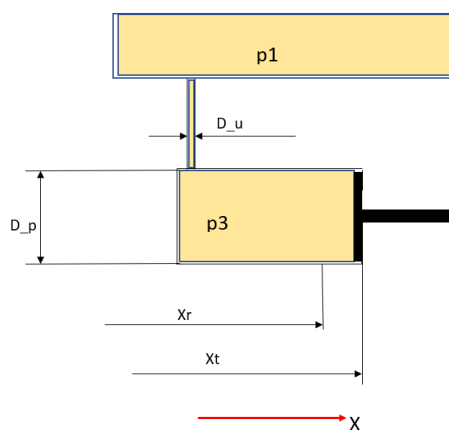


Figura 3.10: Modello del sistema finale da realizzare

I risultati sono comunque interessanti e verranno mostrati con le varie proposte di serbatoio da costruire, prendendo in considerazione i vari comportamenti che la pressione all'interno di esso assume nei diversi casi.

3.1 Serbatoio 1: Peso

La prima idea è stata quella di creare un serbatoio con uno stantuffo che divida l'olio dal gas. Il gas doveva essere immesso nella camera del serbatoio, controllando che la pressione all'interno della camera rimanesse costante. Questa soluzione prevedeva troppe complicazioni a livello di sensoristica e di controllo della portata d'aria, quindi è stata da subito scartata.

La prima idea che è stata meglio approfondita è stata la seguente: usare un peso che schiacciassero l'olio garantendo la pressione necessaria. Questo sistema sarebbe in grado di mantenere la pressione quasi costante, infatti la variazione sarebbe minima considerando solo l'aumento di pressione che deriva dall'aumento dell'altezza della colonna d'olio sopra l'ingresso nel cilindro. Essendo un'altezza che varia di pochi millimetri, dell'ordine di 10 *mm* circa, si considera la pressione costante.

Per quanto detto nel capitolo precedente la pressione deve essere pari a 200 *Pa* nel serbatoio per tenere il tool fermo durante la movimentazione del robot.

Per garantire questa pressione è necessario calcolare il peso dell'oggetto che schiaccia l'olio nel serbatoio. L'area del serbatoio è pari a 80X50 *mm*, da cui risulta un'area pari a 0.004 *m*². Per cui il peso risulta dal seguente calcolo.

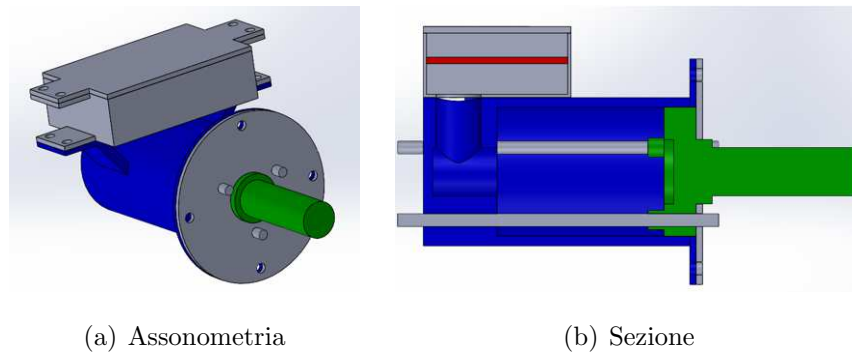
$$m = \frac{F}{g} = \frac{pA}{g} \quad (3.1)$$

Sostituendo i numeri dentro l'equazione 3.1 si arriva ad ottenere un peso di ≈ 81 *g*, che approssimato per eccesso può essere definito come 85 *g*.

La soluzione con il peso è stata proposta con uno o con due tubi di scarico, la soluzione con due tubi di scarico diminuisce le perdite di carico e quindi il picco di forza raggiunto durante l'urto. La soluzione con un solo tubo presenta una maggiore semplicità costruttiva e di assemblaggio.

Per prima viene mostrata la soluzione con un solo tubo di deflusso.

Il disegno riportato in figura 3.11 non è il disegno definito, ma serve solo per rappresentare l'idea finale di questa soluzione. Infatti il tubo potrà essere collegato al serbatoio o con un collegamento filettato o allungando il tubo verticale come



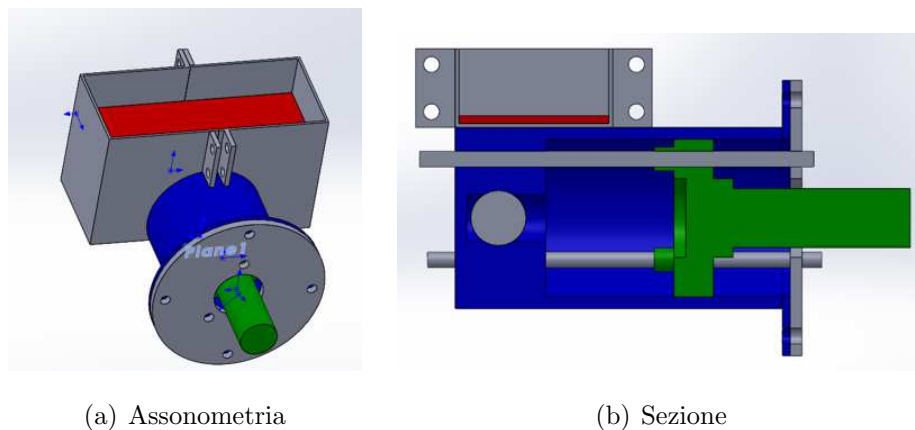
(a) Assonometria

(b) Sezione

Figura 3.11: Disegno della soluzione con peso, il peso del serbatoio è il parallelepipedo rosso

visto in figura 3.4. Inoltre la flangia verrà serrata al cilindro con delle viti e dei dadi e le guide del pistone verranno serrate attraverso dei dadi.

Ora si riporta il disegno della soluzione con 2 tubi, considerando le stesse valutazioni appena fatte per il disegno precedente.



(a) Assonometria

(b) Sezione

Figura 3.12: Disegno della soluzione con peso e con due tubi di scarico, il peso del serbatoio è il parallelepipedo rosso

Ora si guardano i risultati delle simulazioni di questi due esempi. Nelle simulazioni la pressione nel serbatoio è stata considerata costante. Ovviamente per garantire che la pressione sia percepita da subito, l'olio deve riempire tutto il cilindro e parte del serbatoio fino ad arrivare a contatto con il peso, così l'olio sentirà la pressione dovuta al peso. Come già detto in precedenza l'aumento di pressione dovuto all'aumento dell'altezza del pelo libero dell'olio viene trascurata.

Ora si riporta il risultato della simulazione per il caso con un tubo (figura 3.13) e per il caso con due tubi (figura 3.14) in termini di velocità e di forza sull'end effector.

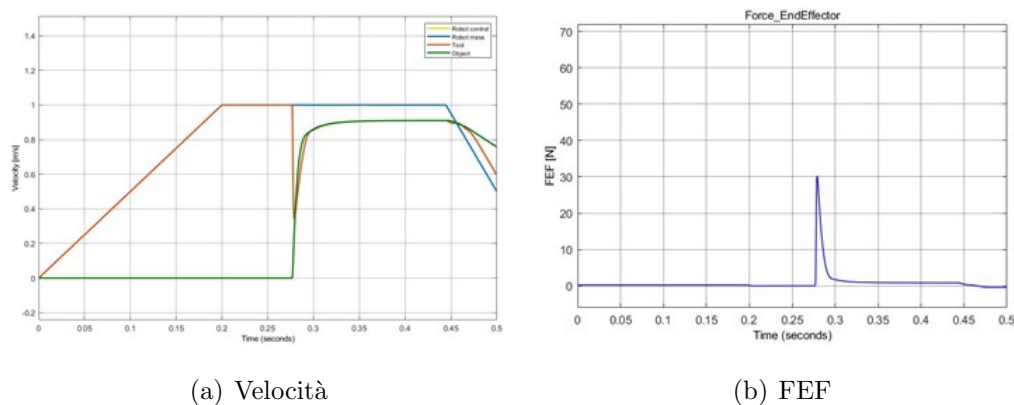


Figura 3.13: Grafico di velocità e forza della soluzione con peso e con 1 tubo

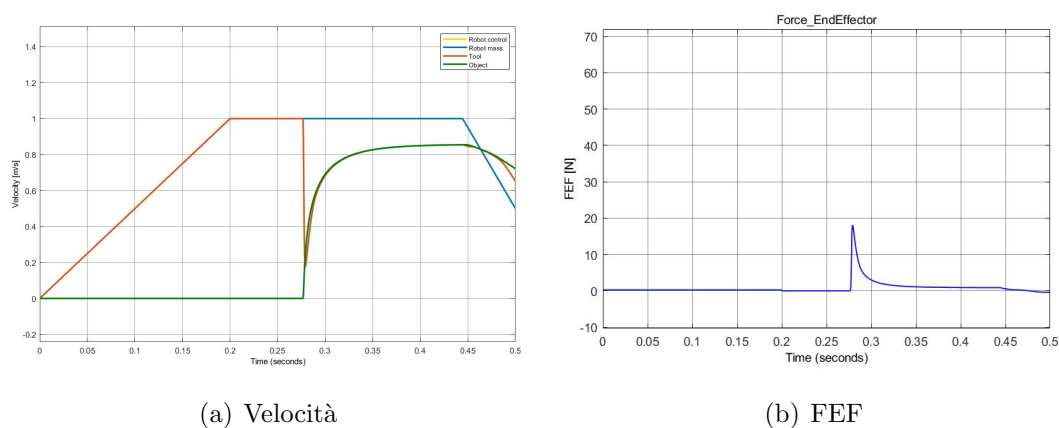


Figura 3.14: Grafico di velocità e forza della soluzione con peso e con 2 tubo di deflusso

Come si vede dalle due soluzioni, la forza nel caso in cui venga usato solo un tubo di deflusso è più elevata e la velocità del tool tende quasi subito a stabilizzarsi. Tutto questo comporta il fatto che, nel caso con un tubo, entri meno olio nel serbatoio perchè il tool retrocede per meno millimetri dentro la flangia.

Con questa soluzione si evidenzia, dal confronto di figura 3.13 e 3.14, che la soluzione con due tubi da un risultato migliore sia in termini di velocità che in termini di forza.

I risultati per le due soluzioni vengono riportati nella tabella 3.1.

	1 tubo	2 tubi
Velocità [m/s]	0.904	0.855
FEF [N]	28.48	18.06

Tabella 3.1: Risultati del sistema con peso

Nonostante i risultati siano molto buoni e la soluzione permette di mantenere la pressione quasi costante, il sistema non riuscirebbe a funzionare se venisse prodotto il prototipo con un metodo di prototipazione rapida.

Il sistema di prototipazione rapida presente nel laboratorio dell'Università degli Studi di Padova non può garantire tolleranze troppo strette, portando al rischio che il peso non schiacci l'olio aumentando la pressione, bensì l'olio verrebbe fatto uscire dal gioco presente tra i lati del peso e i lati del serbatoio. Per questo motivo il serbatoio con il peso è stata una soluzione scartata.

3.2 Serbatoio 2: Gas

La seconda idea per progettare un serbatoio che garantisca una pressione minima durante la movimentazione del robot è stata quella di creare un serbatoio che si sviluppa come una corona circolare attorno al cilindro. In questo serbatoio è presente uno stantuffo che divide l'olio dal gas. Il gas all'interno del serbatoio è in pressione a 200 Pa ed è completamente chiuso dallo stantuffo; quindi quando il volume d'olio entra nel serbatoio, sposta lo stantuffo comprimendo il gas e facendone aumentare la pressione.

L'andamento della pressione dipende dalla pressione iniziale, dal volume iniziale e dal volume per ogni istante del serbatoio. La formula che regola la pressione è scritta qui di seguito ed è presa dalla fonte [13, 12].

$$p_1 = \frac{p_{10} V_0^n}{(V_0 - V_{serb})^n} \quad (3.2)$$

Dove p_1 è la pressione nel serbatoio, p_{10} è la pressione iniziale nel serbatoio (quindi 200 Pa come già detto). V_0 è il volume iniziale del serbatoio, questo

volume deve essere maggiore del volume totale del cilindro perchè il gas si possa comprimere lasciando entrare l'olio nel serbatoio. Il volume V_{serb} è il volume di olio che dal cilindro entra nel serbatoio ed è una variabile che dipende dalla posizione del tool nel cilindro. Si ipotizza che il gas scelto sia *azoto*, ovvero un gas biatomico da cui deriva la costante $n = 1.4$.

Per le simulazioni svolte si è ipotizzato che il volume iniziale del gas potesse essere $7.6285 * 10^{-5} m^3$, mentre il volume massimo che può entrare nel serbatoio (ovvero il volume d'olio contenuto nel cilindro all'inizio) è $5.729 * 10^{-5} m^3$.

Nel calcolo del volume di olio che entra nel serbatoio non si considera l'eventuale attrito dello stantuffo contro la parete del serbatoio.

Ora si riporta in figura 3.15 il disegno dell'end effector con la soluzione appena spiegata.

Si può notare nel disegno che, per rendere più semplice l'assemblaggio, il serbatoio è diviso in due parti. Le due parti si collegano attraverso un tubo flangiato per garantire la quantità dell'olio ed evitare così che la quantità d'olio si distribuisca equamente tra le due sezioni del serbatoio; in questo modo anche la pressione del gas rimane uguale in entrambe le parti.

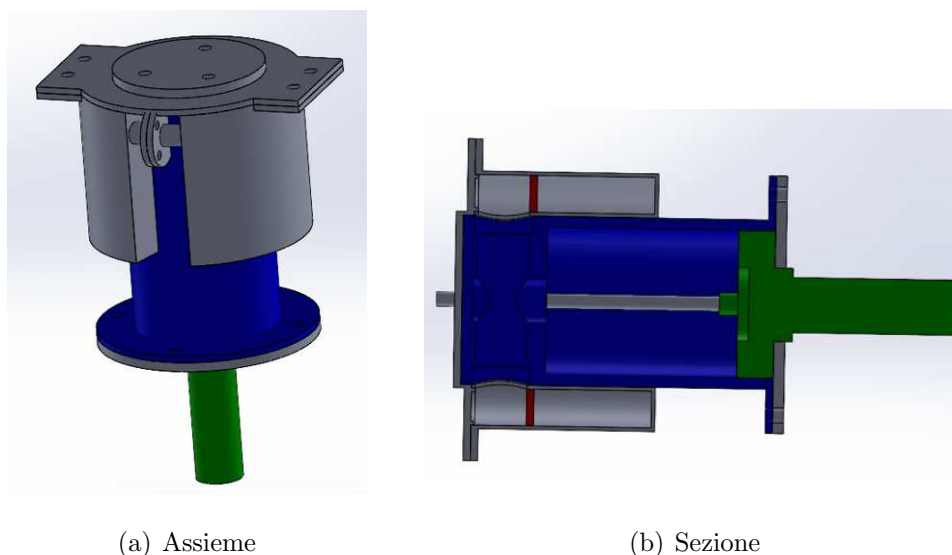


Figura 3.15: Disegno dell'end effector con la soluzione del serbatoio con gas

Anche in questo caso il disegno deve solo dare una visione di come potrebbe risultare questa soluzione a livello definitivo di prototipazione, non è l'end effector

completo. Infatti mancano i dadi per serrare le guide, le viti per fissare la flangia al cilindro e l'attacco per fissare l'end effector alla flangia robot.

Un dettaglio a cui fare caso è che in figura 3.15, la posizione dello stantuffo è quella iniziale in cui il cilindro è completamente pieno d'olio. In questa situazione l'olio non deve solo riempire il cilindro, ma deve riempire anche i tubi e parte del serbatoio per evitare che lo stantuffo si trovi a metà del tubo di deflusso. Lo stantuffo non deve mai entrare nella luce del tubo di deflusso.

In figura 3.16 e 3.17 si riportano i risultati ottenuti dalla simulazione di questa soluzione, in termini di velocità, forza percepita dal robot e pressione nel serbatoio.

I risultati mostrati valgono per la soluzione con solo un tubo; con due tubi c'è meno resistenza allo scorrimento del tool, quindi il tool rientra più a fondo nella flangia. Così entra più olio nel serbatoio, comprimendo di più il gas e quindi facendo aumentare la pressione p_1 molto. Questo aumento di pressione comporta il fatto che il tool venga spinto con maggiore velocità rispetto alla soluzione con un solo tubo di deflusso.

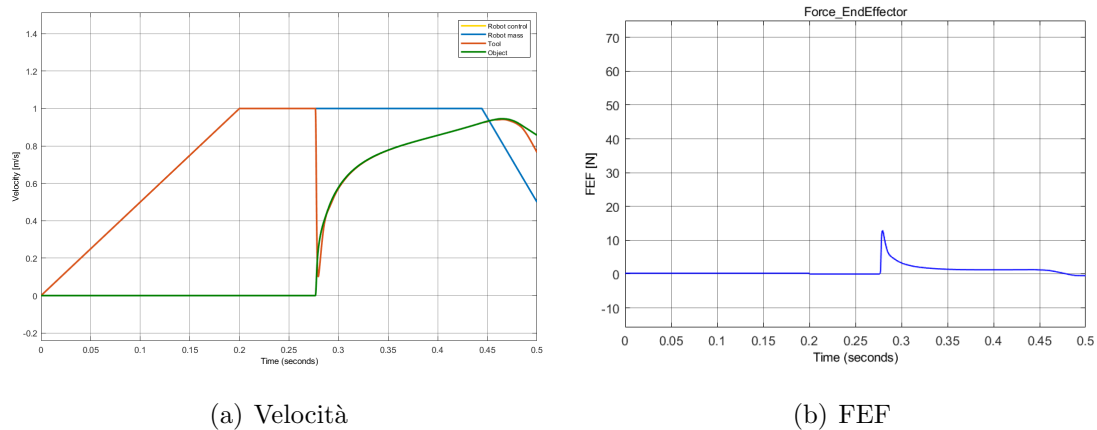


Figura 3.16: Grafico (a): velocità nel sistema con serbatoio con gas. Grafico (b): forza sull'end effector del sistema con serbatoio con gas

In figura 3.18 si vedono i risultati ottenuti con solo un tubo di deflusso in termini di velocità e forza, poi si vede l'andamento della pressione in figura 3.19.

Si evidenzia ora un miglioramento in termini di velocità, ovvero l'oggetto a un picco di velocità inferiore, però la forza percepita al momento dell'urto è maggiore.

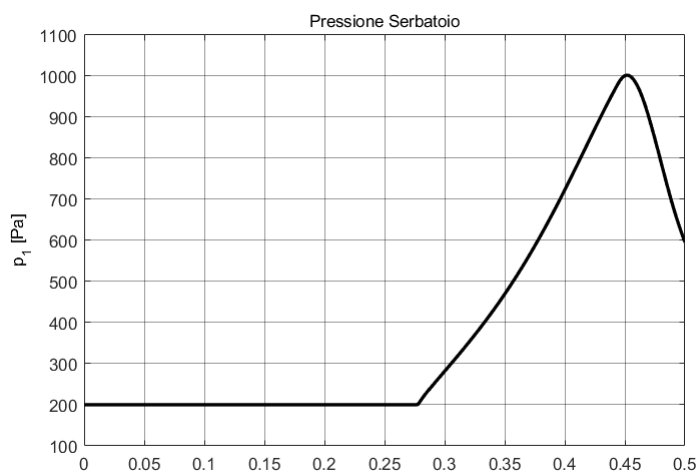
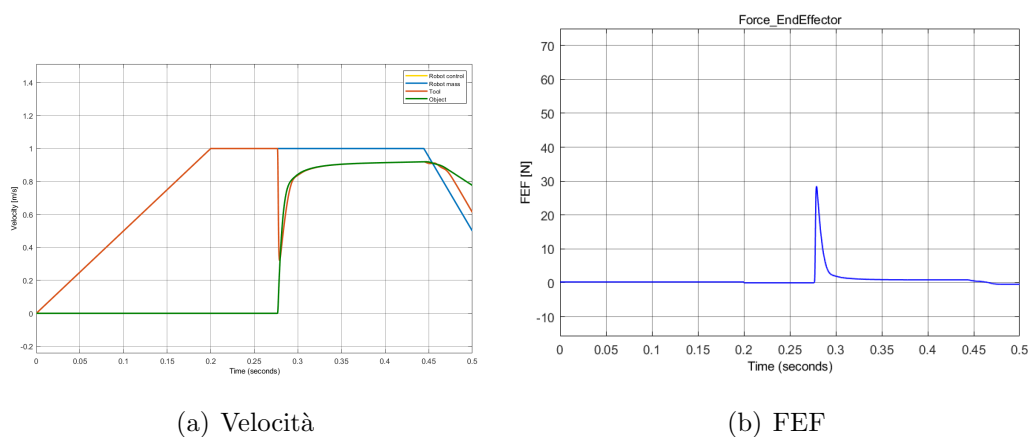


Figura 3.17: Andamento della pressione nel serbatoio con due tubi di deflusso

La diminuzione del picco di velocità è giustificata dal valore di pressione di picco più basso del caso con due tubi di deflusso.



(a) Velocità

(b) FEF

Figura 3.18: Grafico (a): velocità nel sistema con serbatoio con gas. Grafico (b): forza sull'end effector del sistema con serbatoio con gas

Si riportano ora i valori di picco in forma tabulare nella tabella 3.2.

Un'altra soluzione proposta, ma non analizzata nel dettaglio, è stata quella di costruire tre serbatoi completamente separati. In questo caso ci sarebbero stati tre tubi di deflusso per i tre serbatoi e i due serbatoi laterali sarebbero stati più piccoli. Dunque, grazie ai serbatoi più piccoli, si sarebbe potuto garantire un

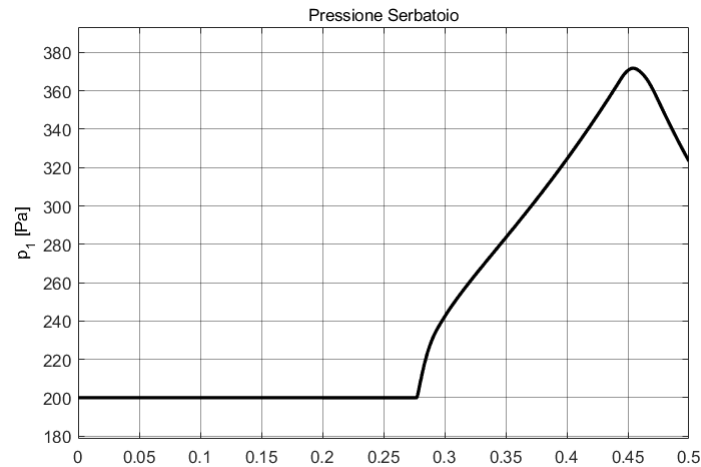


Figura 3.19: Andamento della pressione nel serbatoio con un tubo di deflusso

	Velocità [m/s]	FEF [N]	p_1 [Pa]
1 tubo	0.920	28.48	371.8
2 tubi	0.945	12.91	1000.2

Tabella 3.2: Risultati del sistema con gas

rientro più veloce nella prima parte della corsa, dopo che i due serbatoi laterali si sono riempiti ci sarebbe stata più resistenza al rientro del tool.

Il problema di questa soluzione è stato lo stesso per la soluzione precedente. C'è una probabilità molto alta di trafilamento sui lati dello stantuffo, in questo caso la probabilità sarebbe ancora più alta causata dalla presenza di gas in pressione. Infatti è più semplice che il gas trafili sui lati dello stantuffo.

Quindi, considerando che il prototipo verrà stampato con una stampante 3D, non è una soluzione adottabile per la creazione del prototipo e la validazione del modello matematico.

Questo problema impone di trovare soluzioni più semplici a livello costruttivo e che richiedano tolleranze meno stringenti.

3.3 Serbatoio 3: Colonna d'olio

Questa soluzione è la più semplice di tutte le soluzioni proposte, consentendo di mantenere la pressione quasi costante.

L'idea alla base di questa soluzione è quella di sfruttare il peso dell'olio per mettere in pressione l'olio nel cilindro. Sostanzialmente si alza il pelo libero dell'olio attraverso un tubo posto in verticale, così riempiendo d'olio tutto il cilindro ed il tubo verticale quasi fino all'orlo si ottengono i $200 Pa$ per mantenere il tool fermo durante la movimentazione del robot.

In figura 3.20 si riporta il disegno dell'end effector con questo tipo di serbatoio.

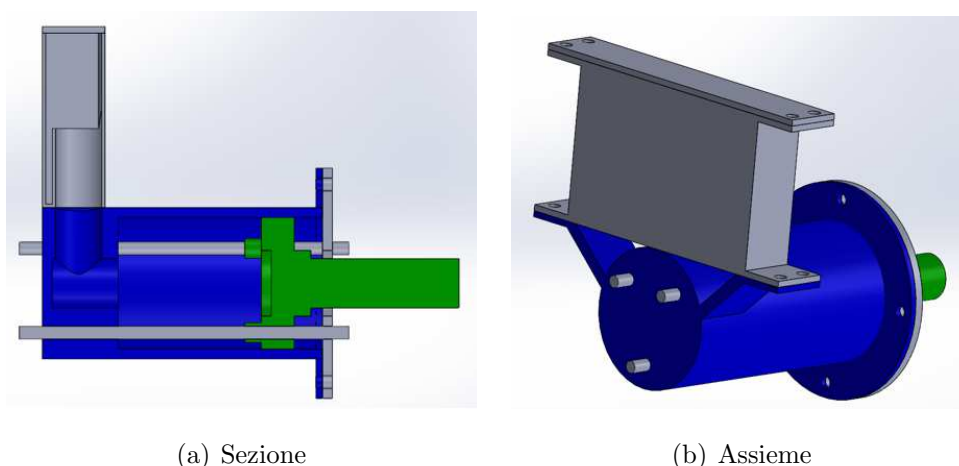


Figura 3.20: Disegno della soluzione con il serbatoio a colonna d'olio

Il tubo in cui dovrebbe esserci la colonna d'olio è alto $25 mm$ per garantire il riempimento fino a $23 mm$ che permette di raggiungere la pressione minima per tenere il tool fermo durante la movimentazione.

Le altezze sono riferite all'uscita dal cilindro, quindi dalla base del serbatoio (componente girgio in figura 3.20) e il valore scelto di $23 mm$ deriva dalla seguente formula di idrostatica (fonte: [10]).

$$p = \rho gh \quad (3.3)$$

Da questa formula risulta che, considerando che la densità dell'olio è circa $900 kg/m^3$, l'altezza per portare una pressione relativa di $200 Pa$ è pari a $23 mm$.

$$p = 900 \cdot 9.81 \cdot 0.023 \approx 203 Pa \quad (3.4)$$

Quando avviene l'impatto e il tool comincia a rientrare nella flangia, l'olio comincia ad entrare nel serbatoio. Quindi l'olio comincia ad uscire dal tubo verticale.

A questo punto si potrebbe obiettare che l'olio, una volta uscito dal tubo, non può più rientrare in quanto viene a mancare la continuità dell'olio per permettere all'olio di riempire nuovamente il cilindro.

L'idea per risolvere questo problema è stata quella di costruire il lato su cui è attaccato il tubo verticale con una leggera pendenza che permetta lo scorrimento dell'olio nel tubo. Lo scorrimento dell'olio verso il tubo è permesso se l'end effector viene ruotato di 90° in modo da sfruttare l'effetto del peso per riportare l'olio nel cilindro.

La piccola pendenza di cui si è appena parlato è visibile in figura 3.21.

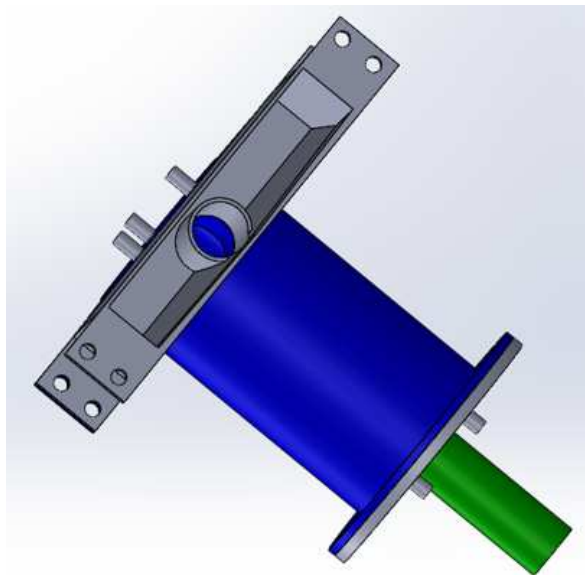


Figura 3.21: Vista dall'alto dell'end effector dove è visibile la leggera pendenza nel serbatoio

Avendo solo un tubo di scarico è presente molta resistenza allo scorrimento del tool, i risultati sono pressochè identici ai risultati della simulazione del serbatoio con peso. I risultati vengono riportati comunque in figura 3.22, l'unico difetto della simulazione in questo caso è che, dopo che l'olio è entrato nel serbatoio, il passaggio dell'olio dal serbatoio al cilindro avverrebbe in un secondo momento quando l'end effector verrà ruotato di 90° per far tornare l'olio nel cilindro attraverso il tubo.

Quindi ora vengono riportati i risultati in termini di velocità e forza, tenendo conto che l'ultima parte del grafico non è completamente corretta.

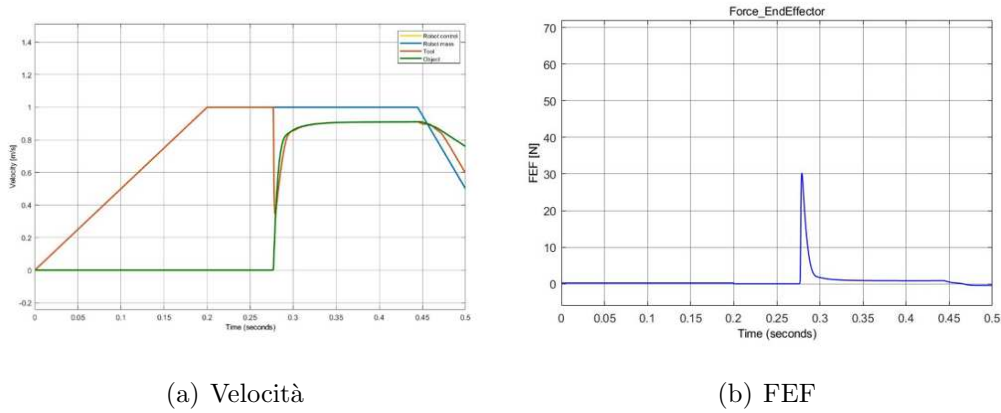


Figura 3.22: Risultati della soluzione con il serbatoio a colonna d'olio

Va aggiunta una puntualizzazione: la pressione non è costante per tutto il tempo. Dopo l'urto l'olio comincia a riempire il serbatoio cadendo ai lati del tubo verticale; quando il livello dell'olio che riempie il serbatoio supera l'altezza del tubo verticale, la pressione nel serbatoio aumenta. Questo non si vede nella simulazione perchè l'entità dell'urto non è così intensa da permettere di riempire fino a quel livello il serbatoio.

Ad ogni modo si riporta l'equazione che descrive la pressione nel caso in cui il livello d'olio supera l'altezza del tubo verticale.

$$p_1 = \rho gh + \rho g \frac{V_{serb}}{A_{serb}} \quad (3.5)$$

Ovviamente l'equazione 3.5 non è sempre valida per il tipo di serbatoio disegnato, infatti nel modello Simulink l'equazione viene attivata solo quando il livello dell'olio supera l'altezza del tubo verticale. Questa limitazione viene definita facendo un confronto tra volume entrato nel serbatoio e volume disponibile.

La componente ρgh rimane sempre costante ed è l'apporto dato dalla colonna d'olio nel tubo verticale, quindi il valore di ρgh è sempre pari a 200 Pa.

Anche questa soluzione però è stata scartata per un motivo specifico: sebbene sia un serbatoio molto semplice e sembra che la soluzione possa funzionare, questo serbatoio non è sufficientemente versatile.

La non versatilità del serbatoio è riferita al fatto che non può essere applicato a tutti i tipi di robot, ma solo ai robot antropomorfi. Questo perchè solo il robot antropomorfo è in grado di ruotare l'end effector in modo di far rientrare l'olio nel cilindro per effetto della gravità. Per esempio un robot scara non sarebbe in grado di far rientrare l'olio nel cilindro.

Per questa ragione non è possibile usare questa soluzione.

3.4 Serbatoio 4: Soluzione Pneumatica

Un'altra idea è quella di sfruttare l'attrito e la pneumatica. In questo modo non serve trovare un modo per mettere in pressione l'olio, ma basta sfruttare l'attrito per bloccare il tool

Infatti senza pressione nel serbatoio c'è il problema di tenere il tool fermo durante la movimentazione del robot. Questa problematica viene risolta sfruttando l'attrito, infatti per evitare che l'aria trafile dai lati del pistone si mette una tenuta. Questa tenuta crea un attrito con le pareti del cilindro, quindi viene sfruttato questo attrito per tenere fermo il tool.

La parte pneumatica entra in gioco in maniera particolare, quando il tool è nella posizione iniziale il tubo da cui esce l'aria è chiuso. Dopo che l'urto è avvenuto, l'uscita dell'aria si libera e l'aria viene sparata contro il tool annullando la forza dell'attrito così da spingere il tool dentro la flangia nella sua prima parte della corsa. Nel retro del tool agisce sempre la forza frenante causata dall'olio e dalle sue perdite di carico.

Ora si riportano delle immagini che mostrano i disegni di questo end effector.

L'aria deve essere spinta dentro il cilindro attraverso il tubo inclinato, così l'aria che entra sarà direzionata contro il tool. Il tubo piccolo perpendicolare alla parete del cilindro serve per la fuoriuscita dell'aria quando il tool comincia ad uscire nuovamente dalla flangia.

Per l'olio sono stati creati due tubi di deflusso ed il serbatoio raccoglie l'olio sopra il cilindro, così da poter scendere nuovamente nel cilindro per effetto della forza peso. Inoltre si vede che nel serbatoio il fondo è leggermente inclinato per far scorrere l'olio verso i tubi per far riempire nuovamente il cilindro.

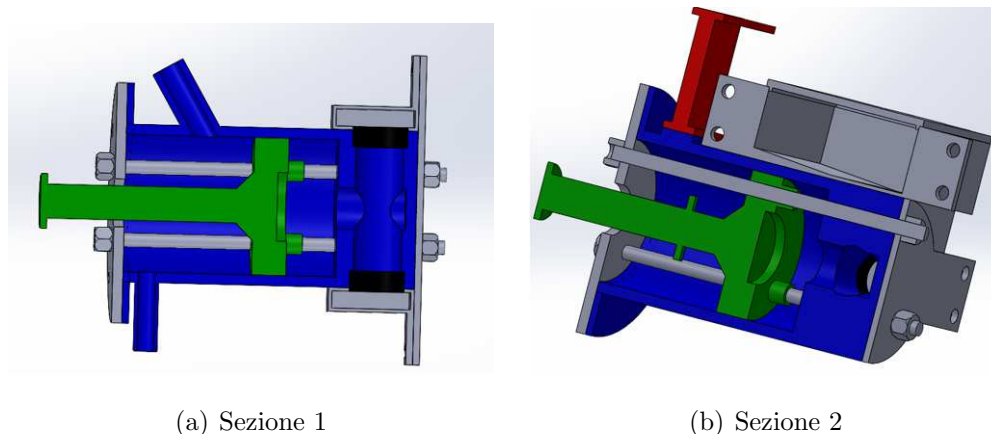


Figura 3.23: Sezioni dell'end effector pneumatico

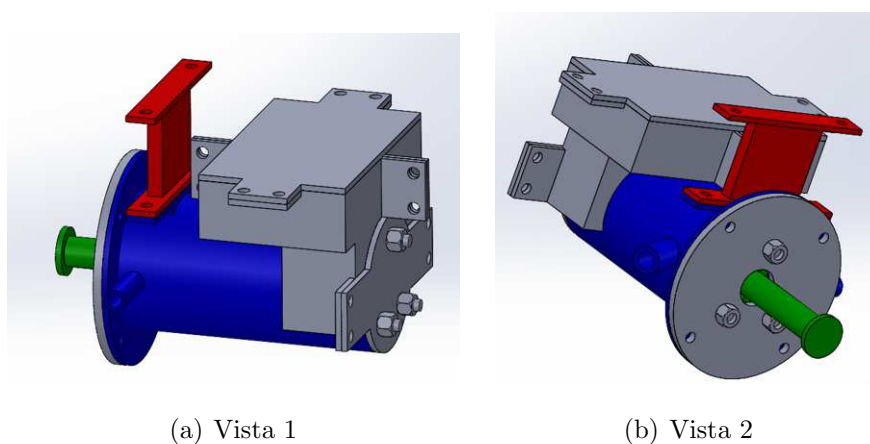


Figura 3.24: Assieme dell'end effector pneumatico

In questo caso la simulazione non è stata riportata in quanto molto simile al risultato della simulazione senza pressione nel serbatoio, ma solo con il fatto che prima dell'urto il tool è fisso nella sua posizione e quindi la velocità coincide con quella del robot fino al momento dell'urto.

Nonostante l'idea sia interessante, anche questa idea viene scartata per la sua complessità, coinvolgendo troppi aspetti fisici, e per il fatto che l'attrito non è una forza sempre costante. Questo significa che se cambia la temperatura o cambia l'umidità dell'ambiente in cui deve avvenire l'operazione, l'attrito che produce la tenuta può cambiare molto. Questo cambiamento è difficile da prevedere e da calcolare, risultando in una grande difficoltà nel regolare la forza imposta dal

flusso d'aria che sbatte sul tool per annullare la forza di attrito e in generale nel produrre una simulazione coerente con la realtà sperimentale.

Quindi la soluzione è stata scartata per la difficoltà nel calcolare con precisione l'attrito della tenuta.

3.5 Serbatoio 5: Sacca

La soluzione del serbatoio con sacca è molto simile alla soluzione con il gas, infatti in questo caso la sacca sarà piena di gas. Questa soluzione vuole correggere il difetto del trafilemento nella soluzione con gas già vista in precedenza.

Il sistema in questo caso prevede di inserire dentro il serbatoio una sacca (o un palloncino) e riempirlo di gas, mettendolo in pressione a $200 Pa$, così l'olio dentro al serbatoio attorno alla sacca avrà la stessa pressione.

Quando avviene l'urto e l'olio comincia a defluire nel serbatoio, la sacca comincia a comprimersi lasciando spazio all'olio, facendo aumentare la pressione del gas al suo interno e di conseguenza facendo aumentare la pressione p_1 dell'olio nel serbatoio.

Si riporta ora il disegno dell'end effector con il tipo di serbatoio appena descritto.

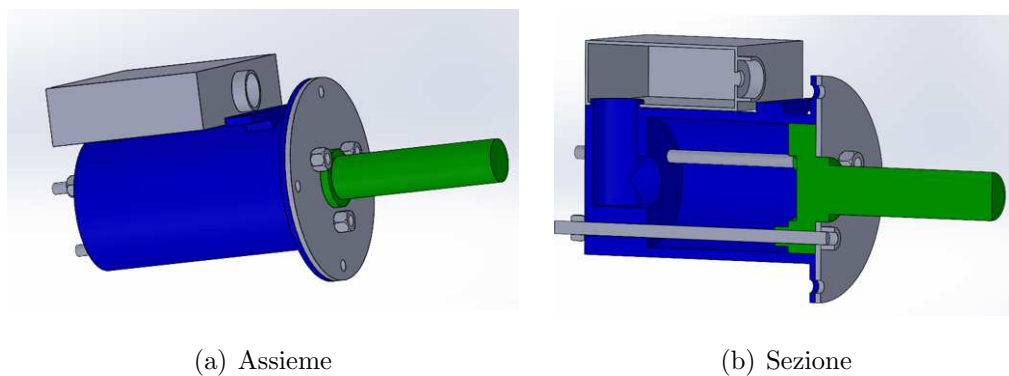


Figura 3.25: Disegno del sistema con serbatoio a sacca

La sacca contenente il gas andrebbe inserita nel piccolo foro che si vede nel lato del serbatoio e dovrebbe essere riempita successivamente. Poi con un sistema andrebbe chiusa ermeticamente per non lasciar trafilare l'aria e, così facendo, lasciando che la sacca perda la sua pressione.

L'equazione che descrive questo sistema è la stessa per il sistema precedente a gas, ma viene comunque riportata qua sotto per comodità:

$$p_1 = \frac{p_{10} V_0^n}{(V_0 - V_{serb})^n} \quad (3.6)$$

Vengono anche riprodotti in figura 3.26 e 3.27 i risultati della velocità, della forza e della pressione del serbatoio della simulazione del sistema.

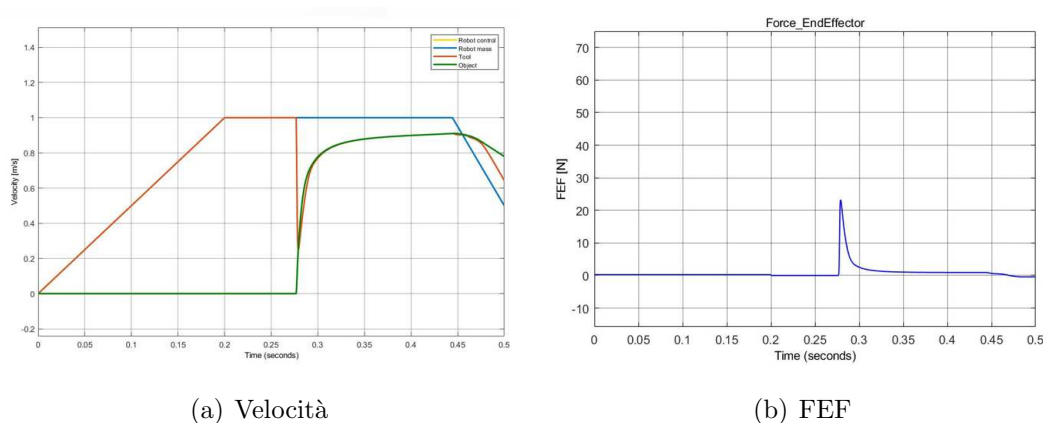


Figura 3.26: Velocità e forza dell'end effector con serbatoio a sacca

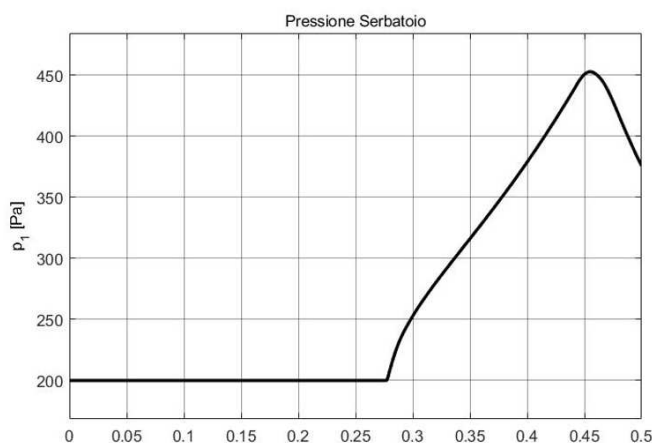


Figura 3.27: Andamento della pressione nel serbatoio a sacca

Come si può notare il sistema dà risultati molto simili al sistema a gas precedente, questa volta però viene eliminato il problema del trafilamento.

Con questa soluzione ci sono altri problemi: per esempio è un problema il modo in cui misurare una pressione così bassa, e trovare un materiale che sia in

grado di espandersi e comprendersi abbastanza per adattarsi al volume d'olio in ingresso e uscita del serbatoio. Infine è difficoltoso trovare un modo per chiudere ermeticamente l'aria all'interno della sacca considerando sempre che le tolleranze garantite da un metodo di prototipazione rapida sono molto poco strette e il risultato è poco preciso.

Si aggiunge a questi motivi l'idea di un nuovo serbatoio che riesce a garantire la pressione durante la movimentazione del robot con un modo molto più semplice.

3.6 Serbatoio 6: Membrana

L'ultima soluzione proposta è molto semplice. Questo tipo di serbatoio è chiuso da una membrana di un materiale polimerico che mette in pressione l'olio sfruttando la tensione creata dalla membrana polimerica. Quindi si presuppone che ci sia già in partenza una certa quantità di olio in grado di gonfiare leggermente la membrana per mettere in tensione il materiale, così la tensione schiaccia l'olio producendo una pressione sull'olio. Questa soluzione permette di raggiungere la pressione di 200 Pa nel serbatoio, utile per mantenere il tool fermo durante la movimentazione.

Quando avviene l'urto, l'olio comincia ad affluire nel serbatoio, deformando ancora di più la membrana e facendo aumentare la pressione nel serbatoio. Quindi la pressione nel serbatoio non sarà costante ma aumenta proporzionalmente al volume d'olio che entra nel serbatoio.

Per questa soluzione si adotta un solo tubo di scarico, ponendo il serbatoio al di sopra del cilindro come è visibile in figura 3.28.

La figura 3.28 è da considerarsi come immagine rappresentativa della soluzione, infatti l'intenzione è quella di fissare la membrana (superficie viola nel disegno) con un collegamento flangiato, schiacciando i lati della membrana così da fissarla ed evitare perdite. Un'altra soluzione sarebbe quella di fissare la membrana con del silicone così da renderla ermetica ed impedire ogni tipo di trafilamento di olio.

Per quanto riguarda le dimensioni di questo end effector progettato e che sarà quello utilizzato per fare il prototipo per la validazione del modello sono valide queste dimensioni di ingombro.

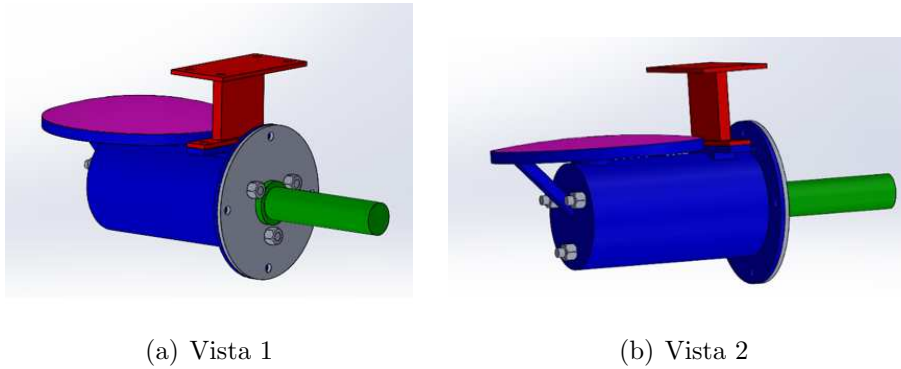


Figura 3.28: Disegno rappresentativo della soluzione con membrana

- Lunghezza totale: 186 *mm*
- Larghezza massima: 100 *mm*
- Altezza totale (considerando anche l'attacco alla flangia): 95 *mm*

Questo sistema a membrana però prevede una più complessa modellazione della pressione del serbatoio, in quanto non c'è una relazione lineare tra la deformazione della membrana e l'aumento del volume d'olio nel serbatoio.

Considerando che bisognerà far dipendere la pressione dell'olio dal volume dell'olio in ingresso è necessario trovare una variabile che garantisca di collegare l'aumento di volume nel serbatoio alla deformazione della membrana. Questa necessità nasce dalle formule che descrivono la pressione determinata dalla tensione di una membrana.

Per prima cosa si riporta la formula per il calcolo della tensione in una membrana, dove si considera costante la tensione lungo lo spessore (fonte: [21]).

$$\frac{p}{t} = \frac{\sigma_m}{R_m} + \frac{\sigma_t}{R_t} \quad (3.7)$$

Nell'equazione 3.7 p rappresenta la pressione sulla membrana (che corrisponde anche alla pressione che la membrana esercita su ciò che contiene per il principio di azione e reazione, vedi: [11]); t è lo spessore della membrana; il pedice "m" indica la direzione meridiana e il pedice "t" indica la direzione tangenziale della membrana, nel nostro caso il serbatoio è a forma di calotta sferica e sfruttando la simmetria sferica la direzione meridiana e tangenziale coincidono. Infine σ è la tensione.

Sfruttando la simmetria sferica appena citata, si ottiene che $\sigma_m = \sigma_t$ e $R_m = R_t$. Allora l'equazione 3.7 può essere riscritta così:

$$\sigma = \frac{pR}{2t} \quad (3.8)$$

Ora però, sapendo che il serbatoio verrà deformato dal volume che entra è più conveniente riscrivere la tensione in termini di deformazione. Questo passaggio è possibile grazie alla relazione costituita dalle *equazioni di Lamé*, ottenute da [21]. Nell'equazione 3.9 si usa sempre la simmetria sferica quindi la direzione principale "1" e "2" danno risultati uguali e la tensione lungo lo spessore σ_3 è nulla per ipotesi del modello membranale (tensione solo lungo i lati della membrana e nulla lungo lo spessore, deformazione ammessa in tutte e tre le direzioni; fonte: [21]).

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] = \frac{\sigma_1 - \nu\sigma_2}{E} \quad (3.9)$$

Sostituendo 3.8 in 3.9 ed esplicitando la pressione rispetto a tutto il resto si ottiene la pressione in funzione della deformazione.

$$p = \frac{2\epsilon Et}{R(1 - \nu)} \quad (3.10)$$

Osservando l'equazione 3.10 si vede che E , ovvero il modulo elastico, rimane costante; il coefficiente di Poisson ν rimane costante; mentre la deformazione ϵ , il raggio e lo spessore variano con il variare del volume all'interno del serbatoio.

Quindi ritornando al problema posto in precedenza, è necessario definire una variabile che leghi l'aumento/diminuzione di volume alla pressione nel serbatoio. Guardando le variabili da cui dipende la pressione, cioè raggio e deformazione, sembra opportuno adottare l'angolo alla base della calotta sferica come variabile. Inoltre l'angolo alla base della calotta sferica coincide con l'angolo al centro da cui viene estratta la calotta sferica.

In figura 3.29 si mostrano le caratteristiche geometriche da prendere in considerazione per i prossimi passaggi per definire tutto in funzione dell'angolo

γ .

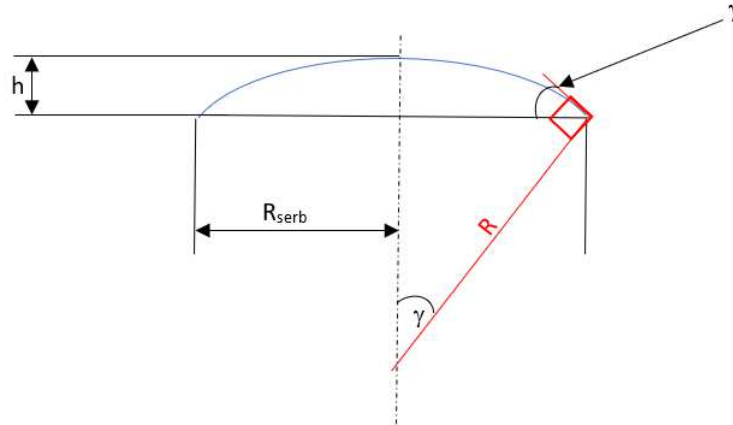


Figura 3.29: Definizione dei parametri geometrici della membrana intesa come calotta sferica

Quindi ora è possibile definire la pressione in base all'angolo γ che verrà calcolato ogni volta dipendendo dal volume d'olio che è entrato nel serbatoio.

Per prima cosa riportiamo la definizione di deformazione da [21].

$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (3.11)$$

Nel nostro caso la lunghezza iniziale l_0 è il raggio del serbatoio, in quanto è la posizione in cui la membrana è a riposo. La lunghezza l viene definita dall'arco descritto con il raggio della sfera e l'angolo alla base della calotta sferica. Quindi risulta che nel nostro caso la deformazione è:

$$\epsilon = \frac{R\gamma - R_{serb}}{R_{serb}} \quad (3.12)$$

Dove R_{serb} è il raggio del serbatoio cilindrico, R è il raggio della sfera. Però ora è fondamentale definire il raggio della sfera, che è anch'esso una variabile dell'angolo γ . Infatti, più il serbatoio si riempie, più γ cresce, più la deformazione aumenta, e più il raggio diminuisce.

$$R = R_{serb} \frac{1}{\sin\gamma} \quad (3.13)$$

Si aggiunge inoltre la variazione dovuta all'effetto Poisson dello spessore calcolabile che, ricavandola dall'equazioni di Lamé, corrisponde a:

$$\epsilon_3 = \frac{-2\nu\sigma}{E} \quad (3.14)$$

Considerando la definizione di deformazione già scritta in 3.11 si può scrivere quanto segue per lo spessore.

$$t = t_0 + \epsilon t_0 = t_0 \left(1 - \frac{2\nu\sigma}{E}\right) \quad (3.15)$$

La tensione σ si ricava iterativamente dall'equazione 3.8. Inoltre dalla simulazione risulta una diminuzione dello 0.7% dello spessore, quindi tranquillamente trascurabile.

Ora sostituendo 3.12, 3.13 e 3.15 in 3.10 si ottiene l'equazione che descrive la pressione in funzione di γ .

$$p = \frac{2 \frac{\frac{R_{serb} \cdot \gamma}{\sin \gamma} - R_{serb}}{R_{serb}} E t_0 \left(1 - \frac{2\nu\sigma}{E}\right)}{\frac{R_{serb}}{\sin \gamma} (1 - \nu)} \quad (3.16)$$

Quindi i valori stabiliti servono per garantire che la pressione iniziale nel serbatoio sia maggiore di 200 Pa. Il materiale polimerico ipotizzato è LDPE (*Low Density Poliethylene*), il modulo elastico è stato ottenuto da [22], mentre per il coefficiente di Poisson si adotta il valore dell'HDPE trovato in [23]. Per mantenere una certa pressione bisogna anche rigonfiare la membrana con l'olio già in partenza; quindi bisogna stabilire l'angolo di partenza γ_0 .

- $R_{serb} = 0.05 \text{ m}$
- $E = 130 \text{ MPa}$
- $\nu = 0.046$
- $t = 0.0005 \text{ m}$
- $\gamma_0 = 3.7^\circ$

Ora che sappiamo determinare la pressione in funzione di γ abbiamo un altro problema: dobbiamo determinare l'angolo in funzione dell'olio che entra o esce dal serbatoio. Per fare questo è necessario passare per l'equazione del volume di una

calotta, facendo sempre riferimento alle grandezze geometriche scritte in figura 3.29.

$$V = \pi h^2 \left(R - \frac{h}{3} \right) \quad (3.17)$$

L'equazione 3.17 è stata ottenuta attraverso il calcolo di un integrale triplo, la dimostrazione è lasciata in appendice A.

Dove l'altezza della calotta h è riscritta in dipendenza di γ così:

$$h = R(1 - \cos\gamma) \quad (3.18)$$

Mentre il raggio è già definito dall'equazione 3.13.

Arrivando al calcolo di γ , come si può intuire se si sostituiscono h ed R in 3.17, non si può ottenere direttamente l'angolo dal volume. Quindi o si implementava un sistema iterativo per la determinazione di γ o si discretizzava γ arrivando al valore il più possibile vicino al volume corretto.

La scelta è ricaduta sulla discretizzazione considerando che un metodo iterativo dentro la simulazione avrebbe rallentato eccessivamente i tempi di calcolo.

Per discretizzare il calcolo dell'angolo si è proseguito nel seguente modo:

- Per prima cosa si è stabilito che una buona discretizzazione corrispondesse a 0.0005 radianti. Lo si è stabilito dopo vari tentativi osservando la qualità del risultato.
- Sono stati creati due volumi: "Volume disponibile" e "Volume disponibile minore"
- Il volume disponibile viene calcolato aggiungendo 0.0005 radianti all'angolo, mentre il volume minore viene calcolato sottraendo 0.0005 radianti.
- Ad ogni ciclo si calcola il volume di olio che esce dal cilindro per entrare nel serbatoio e che poi uscirà nuovamente nel serbatoio, questo volume viene chiamato V_{serb} .
- V_{serb} viene sempre confrontato con i due volumi "disponibili" e deve essere sempre compreso maggiore del "Volume disponibile minore" e minore del "Volume disponibile".

- Se V_{serb} è maggiore del "Volume disponibile", allora si aumenta l'angolo di 0.0005 radianti, se V_{serb} è inferiore di "Volume disponibile minore" si diminuisce l'angolo di 0.0005 radianti. Altrimenti si lascia l'angolo costante.

Un dettaglio da notare è che la discretizzazione è molto fine se si pensa che $0.0005rad \approx 0.03^\circ$.

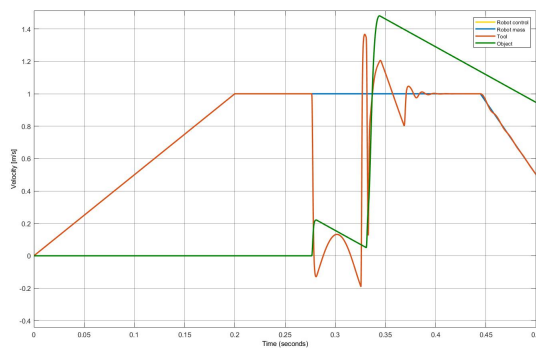
Ora però si definisce l'equazione del "Volume disponibile". Per il "Volume disponibile minore" l'equazione è la stessa, cambia solo l'angolo γ con cui si calcola il risultato.

$$V_{disp} = \pi h^2 \left(R - \frac{h}{3} \right) - \pi h_{in}^2 \left(R_{in} - \frac{h_{in}}{3} \right) \quad (3.19)$$

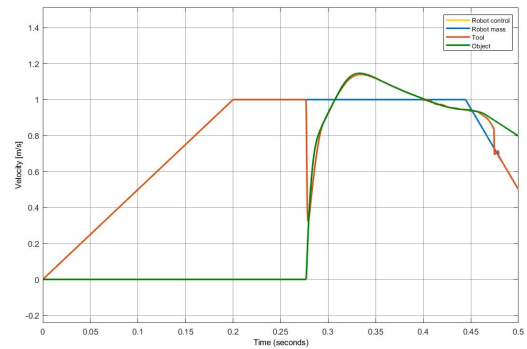
Dove tutti i parametri definiti con il pedice "in" sono costanti e calcolati con l'angolo iniziale γ_0 .

Questa scelta permetto di avere $V_{disp} = 0$ all'inizio, prima che avvenga l'urto, infatti anche il volume d'olio che entra nel serbatoio sarà nullo perchè non è ancora avvenuto l'urto. Quindi prima dell'urto si ha $V_{disp} = V_{serb} = 0$.

Per concludere si riportano ora i risultati della simulazione di questo modello con i grafici di velocità, forza e pressione. Per l'ultima volta i risultati vengono affiancati con i risultati ottenuti dal modello originale, per far risaltare il beneficio che si ottiene con questa soluzione.



(a) Sistema originale



(b) Sistema idraulico con membrana

Figura 3.30: Confronto delle velocità del sistema originale con il sistema idraulico a membrana

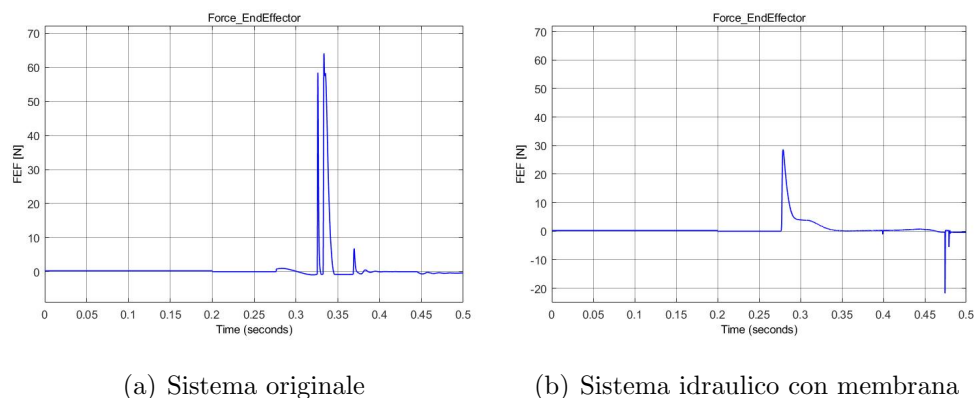


Figura 3.31: Confronto della forza sull'end effector del sistema originale con il sistema idraulico a membrana

Come si vede dalle figure 3.30 e 3.31, i risultati sono molto positivi rispetto al modello originale. L'unico dettaglio che si vuole evidenziare è il picco negativo nel grafico 3.31 (b) al tempo ≈ 0.47 s; questo picco negativo rappresenta l'urto del tool contro la flangia di chiusura del cilindro. Questo significa che il tool è stato spinto fuori fino alla posizione iniziale, dove ha sbattuto contro il fine corsa.

Ora si riporta l'andamento della pressione nel serbatoio.

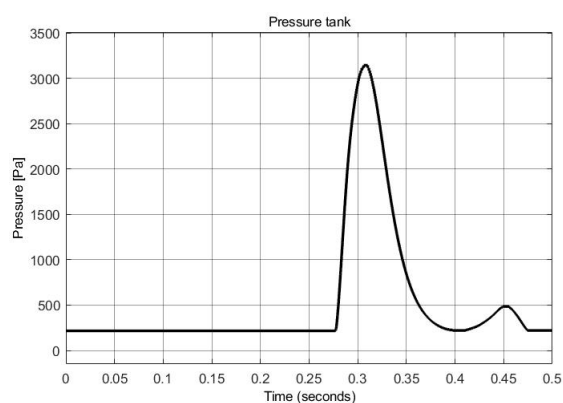


Figura 3.32: Andamento della pressione nel serbatoio con al membrana

Come si vede l'aumento della pressione è molto importante, nonostante ciò il risultato della simulazione è molto positivo.

Si sottolinea anche come anche la tensione nella membrana arrivi al massimo a ≈ 1 MPa, molto al di sotto del livello di snervamento del polimero in questione.

3.6.1 Attivazione della rilevazione dell'impatto

Una volta trovata nella soluzione con membrana la soluzione più realizzabile di tutte, sono state svolte le simulazioni sfruttando il rilevamento dell'impatto. Si ricorda che il rilevamento avviene quando il tool rientra di 1.5 mm dalla posizione iniziale ed il tempo di reazione del manipolatore è stato stimato pari a 0.06 s . Questi valori sono presi dalla fonte [6], dove il rilevamento dell'impatto veniva eseguito tramite un sensore induttivo (anche detto di prossimità).

Si riportano in figura 3.33 i risultati ottenuti per quanto riguarda le velocità e la forza sull'end effector.

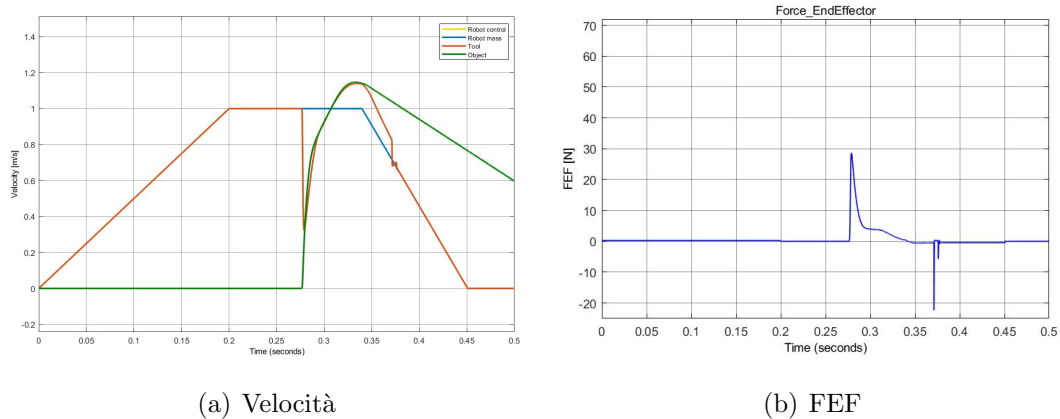


Figura 3.33: Velocità e forza nel sistema idraulico con la soluzione a membrana e con l'utilizzo del rilevamento dell'impatto

Confrontando il grafico di figura 3.33 (a) con il grafico in figura 3.30 (b) e il grafico della forza di figura 3.33 (b) con il grafico in figura 3.31 (b) è evidente che l'utilizzo del rilevamento dell'impatto non comporta variazioni nei risultati della simulazione.

Il picco di velocità resta $v = 1.147\text{ m/s}$.

Il picco di forza percepito dal robot resta $F = 28.6\text{ N}$.

Dal grafico in figura 3.34 si vede che il picco di pressione è sempre $p_{serb} = 3143\text{ Pa}$.

L'unico vantaggio che si può notare è che il tool rimaneva più a lungo a contatto con l'oggetto nel caso senza rilevamento, questo comportava che l'oggetto venisse portato più lontano oppure, interpretando con un altro punto di vista il

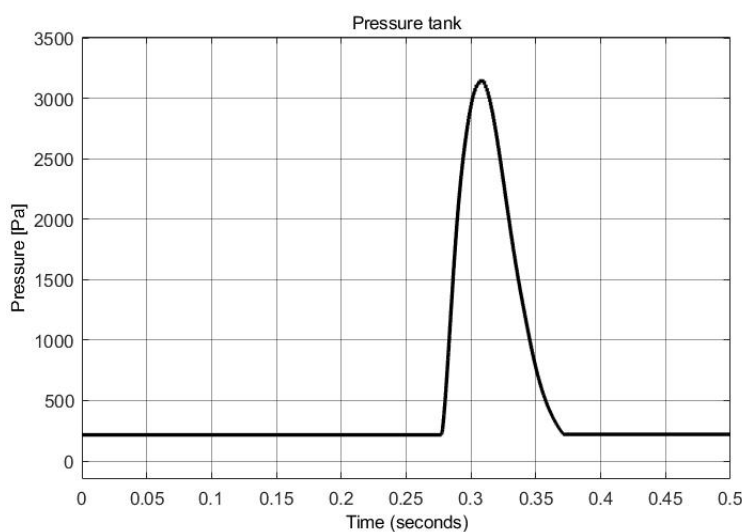


Figura 3.34: Andamento della pressione nel serbatoio utilizzando il rilevamento di impatto

grafico, la velocità dell'oggetto aveva bisogno di più tempo per raggiungere la velocità $v = 0 \text{ m/s}$. Con il rilevamento dell'impatto il tool si stacca dall'oggetto all'istante $t \approx 0.34 \text{ s}$ e l'oggetto rallenta per effetto dell'attrito senza essere spinto ancora dal tool. La differenza si nota nel grafico delle velocità dei due casi nel periodo compreso tra l'istante $t \approx 0.4 \text{ s}$ e l'istante $t \approx 0.46 \text{ s}$. Questa differenza la si vede numericamente nella posizione raggiunta dall'oggetto alla fine del tempo della simulazione, ovvero all'istante $t = 0.5 \text{ s}$. Infatti la posizione dell'oggetto con il rilevamento è $x_p = 0.699 \text{ m}$, mentre senza il rilevamento è $x_p = 0.715 \text{ m}$.

Quindi, per il caso della soluzione idraulica con serbatoio a membrana, l'utilizzo del rilevamento dell'impatto è migliorativo perchè spinge l'oggetto ad una distanza più ravvicinata rispetto al caso senza rilevamento dell'impatto.

Conclusioni

Con questa tesi si è arrivati al disegno di un prototipo che sia in grado di adempiere allo scopo principale per cui è stato progettato, ovvero lo scopo di ridurre la forza trasferita al robot dopo l'impatto contro un oggetto e di diminuire la velocità massima raggiunta dall'oggetto colpito.

Si è partiti analizzando il modello del meccanismo bistabile già validato sperimentalmente, da questo modello si è capito quali potevano essere le migliorie da apportare, sono stati ideati dei modelli per migliorare i risultati e sono state eseguite le simulazioni di questi modelli dopo averli validati sfruttando la simulazione già validata del meccanismo bistabile. I risultati ottenuti con i nuovi modelli si sono dimostrati migliorativi per la soluzione.

Successivamente sono stati creati dei modelli alternativi al meccanismo bistabile che permettessero di evitare l'utilizzo delle molle. I modelli sono stati proposti utilizzando diversi principi fisici tra cui l'idraulica e l'elettromagnetismo. Non tutti i modelli sono risultati in una soluzione realizzabile. Tutti i modelli sono stati simulati in Matlab/Simulink. Dopo una valutazione della fattibilità delle varie soluzioni proposte, il modello più interessante è stato un modello idraulico sia in termini di risultati che in termini di realizzabilità del prototipo.

Infine si è passati alla realizzazione del disegno del prototipo dell'end effector idraulico modellato. Il disegno 3D dell'end effector è stato realizzato in Solidworks e il disegno ha comportato diverse considerazioni legate alla fattibilità del prototipo e delle assunzioni fatte durante le simulazioni. La modifica di queste ipotesi fatte in precedenza ha portato a modificare ulteriormente il modello. Sono stati proposti più disegni per affrontare i problemi causati dalle imprecisioni che si ottengono con la prototipazione. Alla fine si è giunti ad una soluzione,

modificando definitivamente la simulazione in Matlab/Simulink.

A questo punto gli sviluppi che possono proseguire questo lavoro di tesi possono essere:

- La creazione del prototipo, dopo un'analisi del prototipo proposto in questa tesi e anche un possibile miglioramento del disegno proposto, con la successiva sperimentazione in laboratorio per la validazione del modello matematico che descrive la soluzione descritta in questa tesi
- La progettazione di un'altra soluzione migliorativa o che sia intermedia tra il meccanismo bistabile e la soluzione idraulica.
- La progettazione di una soluzione idraulica che agisca nella direzione di approccio e che sia quindi in grado di agire verticalmente. Per fare ciò sarebbe importante creare il modello matematico per gli urti contro una parete e non contro un oggetto, per permettere l'utilizzo di un apparato sperimentale più semplice.

Appendice A

Volume di una calotta sferica

In questa sezione si riporta la dimostrazione del volume della calotta sferica attraverso il calcolo di un integrale triplo, il calcolo avviene con il metodo a *strati* reperibile in [24].

Si riporta qui sotto il disegno in figura 3.29, per chiarezza nel calcolo. Inoltre si considera l'asse z con origine al centro della sfera e crescente verso l'alto.

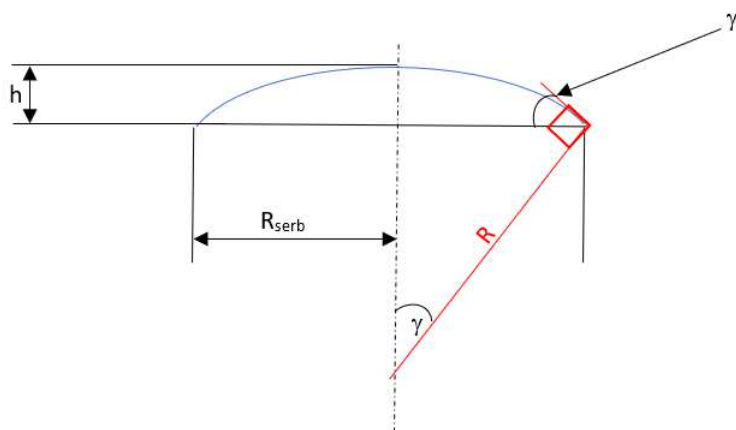


Figura A.1: Definizione dei parametri geometrici della membrana intesa come calotta sferica

Allora il volume è esprimibile come un integrale triplo che, lungo l'asse z va da $R - h$ ad R . Si aggiunge inoltre l'equazione che definisce la sfera.

$$x^2 + y^2 + z^2 \leq R^2 \tag{A.1}$$

Da questa equazione si può definire la dimensione degli *strati* per ogni infinitesimo lungo z , come segue.

$$x^2 + y^2 \leq R^2 - z^2 \quad (\text{A.2})$$

Quindi si può definire l'area dello *strato* dal risultato appena trovato, l'area dello strato viene chiamata A_z .

$$A_z = \pi(R^2 - z^2) \quad (\text{A.3})$$

Con questo risultato si può cominciare a definire l'integrale triplo.

$$V = \int_{R-h}^R \left(\int \int_{A_z} dx dy \right) dz \quad (\text{A.4})$$

Sostituendo l'equazione A.3 in A.4 si ottiene il seguente integrale ad una sola variabile e di facile risoluzione.

$$V = \int_{R-h}^R \pi(R^2 - z^2) dz = \int_{R-h}^R \pi R^2 dz - \int_{R-h}^R \pi z^2 dz \quad (\text{A.5})$$

Risolvendo il seguente integrale si ottiene il seguente risultato in cui basta sostituire i limiti dell'integrale definito.

$$V = \left[\pi R^2 z - \pi \frac{z^3}{3} \right]_{R-h}^R \quad (\text{A.6})$$

Quindi ora, sostituendo, si ottiene il risultato visto nell'equazione 3.17.

$$V = \pi h^2 \left(R - \frac{h}{3} \right) \quad (\text{A.7})$$

Bibliografia

- [1] X. Li, W. Chen, W. Lin, and K. H. Low, “A variable stiffness robotic gripper based on structure-controlled principle,” *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, vol. 15, 2018.
- [2] K. You, T. F. Burks, and J. K. Schueller, “Development of an adaptable vacuum based orange picking end effector,” *CIGR*, vol. 21, 2019.
- [3] L. A. T. A. Abeach, S. Nefti-Meziani, and S. Davis, “Design of a variable stiffness soft dexterous gripper,” *Soft Robotics*, vol. 4, 2017.
- [4] D. Mura, M. Barbarossa, G. Dinuzzi, G. Girolì, A. Caiti, and M. G. Catalano, “A soft modular end effector for underwater manipulation,” *IEEE Robotics Automation Magazine*, 2018.
- [5] D. Tommasino, “Studio di un sistema robotico adattivo per il controllo del contatto d’urto tra pinza e pezzo,” Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, 2019-2020.
- [6] D. Bellato, “Validazione di una pinza adattiva per la mediazione dell’impatto tra robot e pezzo,” Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, 2020-2021.
- [7] D. Tommasino, M. Bottin, G. Cipriani, A. Doria, and G. Rosati, “Development of an end-effector for mitigation of collisions,” in *Proceedings of the ASME 2021 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Virtual, Online, 2021.

-
- [8] —, “Development and validation of an end-effector for mitigation of collisions,” *Mechanical Design*, vol. 21, 2021.
- [9] D. Tommasino, G. Cipriani, A. Doria, and G. Rosati, “Effect of end-effector compliance on collisions in robotic teleoperation,” *Applied Sciences*, vol. 10, 2020.
- [10] B. R. Munson, T. H. Okiishi, W. W. Huebsch, and A. P. Rothmayer, *Meccanica dei fluidi*, 1st ed. Italy: CittàStudi, 2016.
- [11] P. Mazzoldi, M. Nigro, and C. Voci, *Elementi di Fisica - Meccanica e Termodinamica*, 2nd ed. Italy: EdiSES, 2018.
- [12] A. Doria and M. Lucchini, “An experimentally validated model of a motorcycle shock absorber for studying suspension dynamics,” in *Proceedings of the ASME 2021 International Design Engineering Technical Conferences Computers and Information in Engineering Conference*, Washington, DC, USA, 2011.
- [13] V. Cossalter, A. Doria, R. Pegoraro, and L. Trombetta, “On the non-linear behaviour of motorcycle shock absorbers,” *Automobile Engineering*, vol. 224, 2009.
- [14] C. Medè, A. Doria, P. Munaretto, and J. S. Valdecasas, “On the non-linear behaviour of motorcycle shock absorbers,” *Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, vol. 224, 2009.
- [15] P. Mazzoldi, M. Nigro, and C. Voci, *Elementi di Fisica - Elettromagnetismo·Onde*, 2nd ed. Italy: EdiSES, 2012.
- [16] G. Chitarin, F. Gnesotto, M. Guarnieri, A. Maschio, and A. Stella, *Elettrotecnica, Vol. 1*, 2nd ed. Italy: Esculapio, 2018.
- [17] C. W. Song and S. Y. Lee, “Design of a solenoid actuator with a magnetic plunger for miniaturized segment robots,” *Applied Sciences*, vol. 5, pp. 595–607, 2015.

-
- [18] <https://www.kjmagnetics.com/fieldcalculator.asp>.
- [19] J. Stewart, *Calcolo - Funzioni di una variabile*, 1st ed. Italy: Maggioli Editore, 2013.
- [20] https://pdf.directindustry.it/pdf-en/weh-gmbh/high-performance-check-valves/27432_872887.htmlopen2366292.
- [21] B. Atzori, *Appunti di Costruzione di Macchine*, 2nd ed. Italy: Edizioni Libreria Cortina, 2000.
- [22] <https://omnexus.specialchem.com/polymer-properties/properties/young-modulus>.
- [23] <http://polymerdatabase.com/polymer%20physics/Poisson%20Table.html>.
- [24] M. Bertsch, R. D. Passo, and L. Giacomelli, *Analisi matematica*, 2nd ed. Italy: McGraw-Hill, 2011.

Ringraziamenti

Devo cominciare con chi *in primis* mi ha aiutato nello svolgimento della tesi, quindi non posso che partire dal Prof. Alberto Doria e da tutte le persone che mi hanno seguito: Giulio Cipriani, Matteo Bottin e Domenico Tommasino.

Devo ringraziare i miei genitori perchè senza di loro tante cose non sarebbero state possibili, mi hanno sempre supportato emotivamente ed economicamente (che non è meno importante) nonostante potesse essere un sacrificio delle volte. Li devo anche ringraziare perchè mi hanno trasmesso il senso di responsabilità e la serietà di portare a termine quello che veniva iniziato.

Un ringraziamento speciale va a mio fratello Fabio per avermi insegnato tanto (anche involontariamente alcune volte). Tra tutte le cose che posso citare la prima è: saper perdere e saper accettare che devo solo dare il meglio, ci sarà sempre qualcuno che è migliore di me. Altre cose che ho imparato da lui sono sicuramente l'essere realista ed il saper guardare ai fatti con occhio critico, sapendo andare oltre la presentazione soggettiva dei fatti. Infine devo ringraziarlo per avermi sempre supportato economicamente durante questo percorso dando un grande aiuto ai nostri genitori.

Devo ringraziare tutti i professori dell'Università degli Studi di Padova da cui ho potuto apprendere qualcosa e devo dire grazie al percorso in sé all'interno dell'università che mi ha formato non solo come ingegnere ma anche come persona.

Devo ringraziare tutti i professori e i maestri che ho avuto durante il mio percorso scolastico per avermi insegnato ad imparare cose nuove, senza la consapevolezza che ho acquisito grazie a loro non sarei stato in grado di passare da un Istituto Tecnico Turistico ad Ingegneria Meccanica con così poche difficoltà. In particolar modo vorrei ringraziare la maestra Cristina e il professor Marchiori che mi hanno insegnato quanto importante sia sapersi esprimere bene ed in modo chiaro, perchè la trasmissione delle idee può avvenire solo grazie ad una buon modo di esprimersi.

Voglio anche ringraziare gli insegnanti di pianoforte che ho avuto in tutti questi anni che mi hanno insegnato a migliorare ed e mi hanno aiutato a coltivare la

mia passione.

Alla fine voglio ringraziare tutti i miei amici: gli amici di Oriago, gli amici che ho conosciuto a scuola e gli amici che ho conosciuto in Erasmus. Grazie a loro ho capito che ci sono molte cose importanti oltre lo studio e il lavoro e mi ho imparato con loro quanto sia importante costruirsi dei ricordi, perchè è quello che rimane.