POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale Modellazione di un dispositivo pneumatico a rigidezza variabile per mani di presa

Relatori Prof. Giuseppe QUAGLIA Prof. Carmen VISCONTE Supervisori Dott. Giovanni COLUCCI Prof. Domenico PRATTICHIZZO Candidato Antonio ALFIERI

Anno 2021-2022

Ancora una volta, a mia sorella Francesca

Introduzione

Negli ultimi anni, uno degli ambiti di maggior interesse su cui verte la ricerca riguarda l'analisi dello sviluppo e dell'impiego di sistemi cedevoli per la manipolazione e la presa in ambito robotico. A fronte delle nuove esigenze industriali, la manipolazione robotica si è evoluta dalla semplice presa di oggetti alla presa sensibile e flessibile, in grado di adattarsi all'oggetto che si vuole afferrare. Ciò ha comportato un progressivo affiancamento della robotica rigida alla *soft robotics*, incentrata all'utilizzo di componenti cedevoli per la manipolazione. L'ausilio di materiali cedevoli permette di superare le criticità della robotica rigida tradizionale, ad esempio la limitata flessibilità di presa, aumentando l'efficienza di manipolazione.

La finalità del presente lavoro di tesi è raccogliere dati preliminari e modellare un dispositivo pneumatico flessibile che possa essere adattato a generiche mani di presa. Il suddetto sistema è composto da vesciche pneumatiche pressurizzate da collocare sulle falangi distali delle mani robotiche e da un serbatoio di accumulo dell'aria compressa. La mano robotica, sul quale viene installato il dispositivo, afferrando l'oggetto nel corso della sua fase di presa, mette in contatto l'oggetto stesso con le vesciche pneumatiche, comprimendole. Correlando la percentuale di schiacciamento delle vesciche pneumatiche e l'incremento di pressione interna che ne deriva, è possibile ricavare il dato di rigidezza pneumatica ad ogni step di schiacciamento. Una prima fase di modellazione funzionale del sistema è stata svolta valutando diversi aspetti, quali l'influenza della geometria della membrana, l'influenza dello spessore sulla rigidezza strutturale della stessa e, in maggior modo, l'influenza dei parametri di regolazione sulla rigidezza del sistema di presa. Le suddette analisi hanno previsto l'impiego di metodi agli elementi finiti del tipo non lineare per la parte strutturale, e modellazione in ambiente Simulink per la dinamica del modello pneumatico. In seguito alla creazione del modello dinamico, si sono individuati i parametri di progetto e si è tarato il sistema, definendo una percentuale di schiacciamento delle vesciche e isolando un preciso intervallo di regolazione. Nel sistema in progetto, la regolazione può essere effettuata mediante la sola variazione del volume del sistema, mantenendo la massa di fluido interno al sistema costante. Il sistema, così regolato, permette di operare in un range di rigidezza definito, ottimizzando la presa in base al peso dell'oggetto da afferrare.

Indice

In	trodu	ızione		III
E	lenco	delle	tabelle	VI
El	lenco	delle	figure	VII
1	Imp	iego d	i strutture soft per la manipolazione e la presa	1
	1.1	Robot	ica di servizio e manipolazione	1
	1.2	Soft ro	botics e applicazioni collaborative	5
	1.3	Obiett	ivi della tesi	8
2	Mod	lellazi	one del sistema pneumatico	11
	2.1	Schem	a di riferimento pneumatico	11
	2.2	Diagra	umma di corpo libero della presa	13
	2.3	Model	lazione geometrica della vescica	15
		2.3.1	Forma semisferica	16
		2.3.2	Forma semiellissoidale	19
		2.3.3	Risultati analisi geometrica - $P_0 = cost$, $V_2 = 0 \ [mm^3]$	21
	2.4	Analis	i statica	27
		2.4.1	Influenza della variazione di pressione iniziale P_0 sulla forza	
			di contatto E_{tot}	27
		2.4.2	Influenza della variazione di volume interno V_{tot} sull'anda-	
			mento di pressione nel sistema	30
		2.4.3	Conclusioni analisi statica	32
3	Ana	lisi FE	EM	33
	3.1	Stima	della rigidezza della sola membrana	34
		3.1.1	Set-up analisi FEM	34
		3.1.2	Metodo e tipologia di simulazione: Direct Sparse Solver e	
			non-linearità	40
	3.2	Risult	ati FEM	41

		3.2.1	Analisi forza e rigidezza a pressione relativa $p = cost$, spessore shell $t = variabile \dots \dots$	43
		$3.2.2 \\ 3.2.3$	Indagine su picco di rigidezza – $p = 0 [MPa]$ Analisi variazione area di contatto e volume della vescica -	47
			$p \neq 0 [MPa] \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots $	50
4	Mo	dellazi	one dinamica	53
	4.1	Equaz	zioni dinamiche	53
	4.2	Model	llo simulink	59
	4.3	Risult 4.3.1	ati simulazioni	64
			V_2 sulla pressione del sistema e sulla forza di contatto	65
5	Pro	\mathbf{poste}	progettuali	68
	5.1	Propo	sta progettuale - Sistema pneumatico e l'insufficiente sensibilità	68
	5.2	Propo	sta progettuale - Sistema oleopneumatico	74
		5.2.1	Risultati delle simulazioni effettuate - Sistema oleopneumatico	75
	5.3	Scelta	dei componenti	85
		5.3.1	Vescica deformabile	86
		5.3.2	Volume ausiliario V_2 - Cilindro pneumatico	89
		5.3.3	Attuatore lineare	91
		5.3.4	Accumulatore idropneumatico - Camera di coesistenza dei	
			fluidi	93
		5.3.5	Componenti ausiliari - Supporti, viti, tubi	95
	5.4	Monta	aggio dei componenti e set-up del sistema	97
6	Cor	nclusio	ni	106
Bi	Bibliografia			109

Elenco delle tabelle

3.1	Specifiche del materiale della vescica	35
3.2	Parametri della mesh 2D della vescica	36
3.3	Specifiche del materiale della piastra dell'analisi FEM	37
3.4	Specifiche analisi FEM	39
3.5	Rigidezze strutturali medie in funzione dello spessore dello shell -	
	Schiacciamento 2.5 mm	49
4.1	Rigidezze strutturali medie in funzione dello spessore dello shell - Schiacciamento 2.5 mm	58
5.1	Caratteristiche cilindro [45]	89
5.2	Caratteristiche attuatore lineare	91
5.3	Caratteristiche accumulatore a membrana	94
5.4	Caratteristiche componenti ausiliari di supporto	96

Elenco delle figure

1.1	Braccio robotico collaborativo a uso industriale che collabora con	
	un operatore umano	2
1.2	Robot <i>CENTAURO</i> , destinato per operare e manipolare oggetti su	
	terreni dissestati [7]	3
1.3	Robot CENTAURO - Manipolazione di oggetti vari su terreno	
	dissestato $[8]$	4
1.4	Mano robotica soft con fattezze umane [13]	6
1.5	Mano robotica soft impegnata nella manipolazione di oggetti $\left[19\right]$.	6
1.6	Manipolatore soft geometricamente simile a un tentacolo di un polpo	7
1.7	Dispositivo gonfiabile realizzato con materiali cedevoli. E' installato	
	sulle mani del robot $W\!ALK -M\!AN$ e ha il compito di proteggerlo	
	dalle cadute, gonfiandosi instantaneamente e riducendo l'urto dovuto	
	alla caduta [23] \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots	7
1.8	HERI Hand III $[32]$	9
1.9	Heri Hand 3 - dettaglio spazio di presa con due sole dita	10
2.1	Schema di riferimento pneumatico	12
2.2	Diagramma corpo libero della presa	14
2.3	Heri Hand III - dettaglio falangi	15
2.4	Geometria del polpastrello	16
2.5	Modello vescica semisferica	17
2.6	Modello vescica semiellissoidale	19
2.7	Confronto volume interno Semisfera - Semiellissoide	22
2.8	Confronto pressione interna Semisfera - Semiellissoide	23
2.9	Confronto area di contatto Semisfera - Semiellissoide	24
2.10	Confronto forza di contatto Semisfera - Semiellissoide	25
2.11	Schema di riferimento pneumatico	27
2.12	Confronto forze totali di contatto - $P_0 = var$	29
2.13	Confronto pressioni su Semiellisse - Variazione V_{20}	31
3.1	Dimensioni vescica semiellissoidica cava	35

3.2	CAD Vescica - Dettaglio Mesh Shell 2D	36
3.3	CAD Vescica e piastra - Configurazione iniziale - Shell 2D	38
3.4	CAD Vescica e piastra - Dettaglio Mesh - Shell 2D	39
3.5	Tensioni su elemento infinitesimale	41
3.6	Confronto metodi di interpolazione	44
3.7	Confronto rigidezza per spessore variabile e $p = 0$ MPa	45
3.8	Confronto forza per spessore variabile e $p = 0$ MPa	46
3.9	Area di contatto - Shell 0.2 mm - p = 0 MPa	47
3.10	Confronto rigidezza per spessore variabile e $p = 0$ MPa	48
3.11	Ribaltamento vescica in presenza di schiacciamento e $p = 0$ MPa.	49
3.12	Variazione area di contatto - $p = variabile$	51
3.13	Focus sull'area di contatto - Si può osservare come l'area di contatto	
	simulata sia inferiore a quella inizialmente teorizzata	52
		-
4.1	Schema pneumatico del sistema	53
4.2	CAD Vescica	54
4.3	Schematizzazione camera del sistema pneumatico	54
4.4	Modello Simulink Completo	59
4.5	Modello Simulink - Dettaglio Equazione 15	60
4.6	Modello Simulink - Dettaglio Equazione 13	61
4.7	Modello Simulink - Dettaglio Equazione 17	61
4.8	Modello Simulink - Dettaglio Equazione 17 - Action Port 1	62
4.9	Modello Simulink - Dettaglio Equazione 17 - Action Port 2	62
4.10	Modello Simulink - Dettaglio Equazione 18-22	63
4.11	Schema pneumatico del sistema $\dots \dots \dots$	65
4.12	Pressioni nelle due camere - Variazione V_{20} - C = 5 · 10 ⁻⁵ $\left[\frac{m}{Pa \cdot s}\right]$	66
4.13	Forza F_{tot} - Variazione V_{20} - C = 5 · 10 ⁻³ $\left[\frac{m^2}{Pa \cdot s}\right]$	67
5.1	Schema di riferimento pneumatico	68
5.2	Dettaglio del sistema pneumatico - (in <i>grigio</i> il volume ausiliario V_{20} .	00
0.2	in <i>arancione</i> i tubi di collegamento, in <i>rosso</i> la valvola e in <i>azzurro</i>	
	le due vesciche pneumatiche) [31]	69
5.3	CAD Vescica - La vescica scelta ha spessore $t = 0.4 \ [mm]$.	70
5.4	Heri Hand III - dettaglio dimensioni mano con vesciche	71
5.5	Grafico volume-rigidezza in funzione di P_0	72
5.6	Grafico volume-rigidezza in funzione di P_0	73
5.7	Schema di riferimento oleopneumatico	74
5.8	Heri Hand 3 - dettaglio dimensioni mano con vesciche	76
5.9	Grafico volume-rigidezza - sistema oleopneumatico	76
5.10	Grafico volume-rigidezza - sistema oleopneumatico	78
5.11	Progetto - $m = 1.5 [kg]$ - Andamento della rigidezza pneumatica	79

5.12	Progetto - $m = 1.5 [kg]$ - Andamento della rigidezza totale	80
5.13	Progetto - $m = 1.5 [kg]$ - Andamento della pressione all'interno del	
	sistema	81
5.14	Progetto - $m = 1.5 \ [kg]$ - Andamento della forza di contatto vescica-	
	oggetto	82
5.15	Pressione interna del sistema in funzione dello schiacciamento, para-	
	metrizzato su V_0	83
5.16	Forza di contatto-vescica oggetto in funzione dello schiacciamento,	
	parametrizzato su V_0	84
5.17	CAD Vescica - La vescica scelta ha spessore $t = 0.4 \ [mm]$	86
5.18	CAD Vescica - Base di montaggio	87
5.19	CAD Vescica - Dettaglio base di montaggio	88
5.20	Cilindro pneumatico	90
5.21	Attuatore lineare $[46]$	92
5.22	Accumulatore idropneumatico: (A) Assenza di fluido incomprimibile	
	(in rosso) - (B) Progressivo riempimento di fluido incomprimibile (ac-	
	qua) - (C) Fine riempimento, compressione membrana e coesistenza	
	dei due fluidi	93
5.23	CAD accumulatore idropneumatico	94
5.24	CAD Cappuccio di fissaggio per le vesciche	95
5.25	Step montaggio - Polpastrello	97
5.26	Step montaggio - Installazione cappuccio	98
5.27	Step montaggio - Installazione vescica	98
5.28	Step montaggio - Panoramica mano con vesciche	99
5.29	Step montaggio - Raccordo idraulico	100
5.30	Step montaggio - Accumulatore idropneumatico	100
5.31	Step montaggio - Installazione cilindro	101
5.32	Step montaggio - Installazione attuatore lineare e giunto	101
5.33	Panoramica di installazione del dispositivo progettato	102
5.34	Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista dall'alto	103
5.35	Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista laterale	103
5.36	Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista laterale	104
5.37	Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista laterale	104
5.38	Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista angolata	105

Capitolo 1

Impiego di strutture soft per la manipolazione e la presa

L'evoluzione della ricerca scientifica applicata a contesti industriali ha portato, negli anni '50 del Novecento, alla nascita della robotica. La nuova disciplina si pone l'obiettivo di cooperare con l'uomo e di affiancarsi ad egli nello svolgimento di mansioni lavorative. Essa si rivela oggi essere ubiqua all'interno della società, operando in ogni campo, da quello industriale a quello medico. La robotica manipolativa si colloca alla cima dell'odierna attività di ricerca, essendo essa fondamentale soprattutto per la manipolazione industriale e collaborativa [1] [2].

1.1 Robotica di servizio e manipolazione

I robot collaborativi, anche detti co-bot, sono una tipologia di robot che ha avuto un'ampia diffusione negli ultimi anni, complice la richiesta industriale produttiva e l'affermarsi sempre di più dell'industria 4.0 [3], ovvero la trasformazione digitale della produzione, che include robot autonomi collaborativi all'interno dei meccanismi produttivi.

Lo scopo del co-bot non è sostituire l'operatore, quanto supportarlo nel suo lavoro. Il concetto sul quale lavorarono, nel 1996, J.Edward Colgate e Michael Peshkin, inventori del primo co-bot [4], era quello di creare un robot il cui movimento fosse controllato dall'operatore, ma che potesse supportare un carico pesante in modo da garantire la massima sicurezza.

Nel corso degli anni, la robotica collaborativa ha acquistato maggiore rilevanza all'interno dell'industria ed è stata regolamentata dalla specifica tecnica *ISO TS* 15066 [5], nata per fornire una guida relativa alle operazioni collaborative dei robot che condividono lo stesso spazio di lavoro dell'uomo. Tale norma regola i parametri di processo del robot, quali velocità e spazi di movimento, poiché il

robot potrebbe poi divenire pericoloso se urtasse un operatore che condivide il suo spazio di lavoro. La norma prevede anche una valutazione dei rischi nell'ambiente di lavoro e impone determinati parametri tecnici da rispettare per salvaguardare l'incolumità dell'operatore e il corpo del robot.

I co-bot, dunque, hanno funzione di asservimento e aiutano l'operatore nello svolgimento del suo lavoro [6] (figura 1.1), anche se a livello industriale si è lontani dal concetto di manipolazione robotica simile a quella umana.

I ricercatori robotici, partendo dal desiderio di replicare perfettamente i movimenti e gli scopi di una mano umana, con le sue tre principali funzioni (muovere, trattenere, percepire), si sono adoperati affinché la manipolazione sia resa sempre più efficiente per soddisfare le nuove esigenze sociali e di mercato. La manipolazione umana riesce a modulare forza e velocità di presa grazie a un sofisticato apparato biologico che scambia continuamente informazioni con il cervello, capace di affrontare problemi pianificativi e decisionali. In contesti industriali e produttivi, tuttavia, non è necessario avere una manipolazione simile a quella umana, in quanto è privilegiata l'automazione e la flessibilità piuttosto che la sensorizzazione. Infatti, l'impiego sensorizzato della manipolazione è minore poiché, essendo la produzione serializzata, il robot viene programmato per ripetere la stessa mansione con la stessa tipologia di oggetti, affiancato a un operatore umano.



Figura 1.1: Braccio robotico collaborativo a uso industriale che collabora con un operatore umano

Tuttavia, se il robot dovesse essere impiegato al di fuori dell'industria (produzione serializzata), è necessario che la mano del robot moduli la presa ed effettui compiti vari e particolari. È il caso del robot *CENTAURO* [7] [8] (figura 1.2), fabbricato presso l'*Istituto italiano di Tecnologia*, progettato per operare in contesti più rischiosi inaccessibili all'uomo (figura 1.3), quali zone dissestate o aree altamente inquinate a livello chimico, e rivolto alla manipolazione di oggetti di varie dimensioni e allo svolgimento di compiti semplici, come aprire porte, utilizzare trapani, connettere cavi o superare ostacoli, modulando la presa in ogni contesto.



Figura 1.2: Robot *CENTAURO*, destinato per operare e manipolare oggetti su terreni dissestati [7]

Nella struttura del robot, la parte prioritaria è la mano e la sua configurazione influenza l'impiego del robot. Esistono diverse tipologie di organi di presa, i quali sono dispositivi che consentono di afferrare e manipolare gli oggetti:

- organi di presa meccanici, utilizzati su robot destinati ad attività di manipolazione e di asservimento. Usualmente si tratta di pinze azionate con comandi elettrici o pneumatici;
- *organi di presa magnetici*, utilizzati in ambito industriale per il sollevamento di carichi e lamiere. La limitazione di questo tipo di organi di presa sta nel fatto che è possibile operare solo con carichi ferromagnetici;
- *organi di presa a depressione*, utilizzati per prendere pezzi leggeri di dimensioni ridotte. La presa del pezzo viene effettuata ponendo a contatto della sua



Figura 1.3: Robot *CENTAURO* - Manipolazione di oggetti vari su terreno dissestato [8]

superficie una o più ventose, entro le quali viene effettuata una depressione. La pressione atmosferica, superiore a quella esistente entro le ventose, spinge il pezzo contro di esse determinando l'aderenza.

• organi di presa pneumatici e a vuoto. Fanno parte di questa categoria gli organi di presa che utilizzano materiali cedevoli, plastiche o siliconi, riempiti di aria per avvolgere l'oggetto da afferrare ed effettuare una presa stabile che si adatti ad ogni corpo da manipolare.

A partire da queste architetture di organi di presa, si sono progettati sempre di più metodi innovativi per svolgere attività di manipolazione più flessibili e adattabili agli oggetti di presa. Ciò ha portato la robotica a indirizzarsi verso una modalità di presa cedevole, con architetture meno rigide, che hanno condotto all'avvento della soft robotics.

1.2 Soft robotics e applicazioni collaborative

Un'amplificazione del concetto di manipolazione robotica si è avuta con l'affermarsi della soft robotics che, contrariamente all'originaria robotica, ancorata a insiemi di giunti e link rigidi, delinea il design, il controllo e la fabbricazione di robot e manipolatori con materiali cedevoli, come quelli polimerici e siliconici. Anche la soft-robotics [9], come la meccanica rigida può essere studiata con un approccio modulare [10], applicando le regole della meccanica rigida ai componenti dei muscoli pneumatici [11], anche se, per lo studio di spazi di movimentazione di elementi soft robotics, si ha bisogno di strumenti più potenti di simulazione.

La soft robotics ha il vantaggio di simulare al meglio mani umane. Difatti, la soft robotics è adatta a una manipolazione più efficiente a livello industriale, soprattutto in aree in cui è alto il livello di pericolo di urto con operatori umani, in quanto i robot realizzati con materiali cedevoli risultano essere più flessibili, riuscendo ad ottimizzare una presa più resistente nell'afferrare l'oggetto. I materiali utilizzati nella soft robotics generalmente sono gomme siliconiche e plastiche [12]. La soft robotics si articola in due macro-aree di ricerca e applicazione:

- In ambito medico, dove si utilizzano materiali quali gomma e silicone al fine di creare protesi o braccia meccaniche che abbiano fattezze umane [13] (figura 1.4), o dispositivi soft che siano in grado di svolgere precisi compiti, come delicate operazioni chirurgiche [14]. Di questa categoria fanno parte anche i dispostivi ideati per facilitare, con dita robotiche, la presa di oggetti in individui con disabilità manipolative [15];
- In ambito manipolativo, si utilizzano materiali plastici o siliconici cedevoli gonfiati con aria per svolgere le attività di asservimento, come il picking. Sono presenti altre sue sotto-applicazioni: una è il cosiddetto muscolo pneumatico [16], ad esempio il muscolo di Mckibben [17], utilizzato anche per attività di aptica [18]; l'altra è l'applicazione di materiali che si gonfiano per attuare azioni di presa e in tal caso vi sono sia mani robotiche [19] (figura 1.5), sia dita robotiche [20].

Nel corso degli anni, la forma e le tipologie di mani di presa sono cresciute a dismisura [21]. Ad esempio, uno dei progetti più innovativi in ambito di manipolazione è quello ideato presso l'*Istituto Italiano di Tecnologia* [22], che prende a modello un tentacolo animale che fa attività di presa. Tuttavia, nonostante i notevoli impieghi e vantaggi derivanti dall'impiego della soft robotics, la novità nella ricerca riguarda il tentativo, sempre più crescente, di unirsi alla robotica classica; esemplificativo è il caso citato in [23], in cui il dispositivo progettato serviva come protezione del robot in caso di caduta, con un meccanismo di gonfiaggio istantaneo (figura 1.7).



Figura 1.4: Mano robotica soft con fattezze umane [13]



Figura 1.5: Mano robotica soft impegnata nella manipolazione di oggetti [19]



Figura 1.6: Manipolatore soft geometricamente simile a un tentacolo di un polpo



Figura 1.7: Dispositivo gonfiabile realizzato con materiali cedevoli. E' installato sulle mani del robot WALK-MAN e ha il compito di proteggerlo dalle cadute, gonfiandosi instantaneamente e riducendo l'urto dovuto alla caduta [23]

Questo campo non è esente da problematiche: il robot deve trascinare con sé un compressore; inoltre, la forza di impatto è stata calcolata, e di conseguenza è stato tarato il sistema, in base a una caduta del robot particolarmente rapida, senza possibilità di modulare il gonfiaggio del sistema pneumatico installato sulle mani relativamente alla pericolosità della caduta.

Quest'ultimo caso evidenzia l'utilizzo coniugato di materiali cedevoli e meccanismi pneumatici che preservano il robot dalle cadute, ma non viene modulata la pressione di gonfiaggio e non si possono ricavare informazioni di tipo sensoristico sull'urto. Riguardo la sensorizzazione, molteplici sono le strategie indagate negli ultimi decenni [24] come i sensori di forza e di pressione presenti nei polpastrelli delle dita rigide [25] [26], sensori che combinano effetti piezoresistivi con una visione computerizzata [27], sensori magnetici e pneumatici [28]. In particolare, con l'avvento della soft robotics, la pneumatica e la sensoristica pneumatica sono oggi fra le tecniche di sensorizzazione più utilizzate in robotica. Anche nel caso in cui si prenda in analisi un dispositivo sensoristico soft robotic, che ha la capacità di riconoscere la forma degli oggetti [29], sono presenti due problemi: il robot porta con sé il compressore, assolve al suo compito di sensorizzazione mediante algoritmi ma non si riesce a modulare la rigidezza con la quale si prende l'oggetto. Parallelamente, un esempio all'avanguardia che non prevede l'utilizzo di un compressore è il gripper progettato da R. Adam Bilodeau, Edward White e Rebecca Kramer [30], un dispositivo efficiente in quanto sviluppa un meccanismo di attuazione e uno di sensorizzazione. Ciononostante, è un dispositivo non previsto per l'installazione su mani robotiche rigide e non permette una regolazione efficace. pur afferrando in modo ottimale gli oggetti e adattandosi alla loro forma. A tal punto si colloca la progettazione del presente lavoro di tesi: il tentativo è quello di creare un dispositivo, adattabile a mani rigide che riesca a modulare la presa, regolando la rigidezza con la quale si afferrano gli oggetti.

1.3 Obiettivi della tesi

Con la presente tesi si vuole studiare e progettare un dispositivo pneumatico che permetta di migliorare la presa di una generica mano robotica, utilizzando pollice e indice, e di riconoscere la presa di oggetti in un range di peso variabile.

Il dispositivo pneumatico da progettare è composto da vesciche deformabili e un sistema di immagazzinamento dell'aria compressa che va posizionato nei pressi del braccio robotico sul quale è a sua volta installata la mano. Sono stati presi, a titolo di esempio per stimare le dimensioni del dispositivo pneumatico e i relativi ingombri, la mano robotica di produzione IIT, Heri Hand III (figura 1.8) e il relativo braccio sul quale è montata [31].

Le vesciche deformabili, una volta gonfiate, schiacciandosi sviluppano una determinata forza di presa. Individuando la relazione che intercorre tra volume iniziale, pressione iniziale e schiacciamento imposto, è possibile identificare la rigidezza del sistema e ottimizzarla in base al peso dell'oggetto che si desidera afferrare. Regolando il volume iniziale del sistema, è poi possibile modificare questa rigidezza per adattarla alla presa di oggetti di peso differente. Si potrebbe, inoltre, utilizzare questa correlazione e sfruttare il dispositivo come un sensore.

Si vuole progettare il sistema in modo tale che la mano sollevi inizialmente un corpo di massa definita [32] e che la presa sia effettuata con due sole dita, pollice e

indice (figura 1.9), pertanto il numero di vesciche su cui si baserà la progettazione è

$$n_{vesciche} = 2 \tag{1.1}$$

che verranno installate sui polpastrelli distali delle dita coinvolte nella presa.



Figura 1.8: HERI Hand III [32]



Figura 1.9: Heri Hand3 - dettaglio spazio di presa con due sole dita

Capitolo 2

Modellazione del sistema pneumatico

Il sistema pneumatico che verrà studiato e modellato in questa sezione, non rappresenta altro che una specifica progettazione di una molla pneumatica [33]. Si vuole dunque studiare una forma geometrica ottimale della molla pneumatica e modellare un sistema pneumatico dal punto di vista statico. La scrittura delle formule dinamiche e la modellazione dinamica verrà affrontata nelle sezioni successive.

2.1 Schema di riferimento pneumatico

Come prima analisi si è studiato uno schema funzionale che ha permesso di fare alcune prime considerazioni sul sistema ed ha facilitato nella scrittura di semplici relazioni utili per comprenderne i limiti. Lo schema funzionale analizzato è il seguente (figura 2.11).

Esso è facilmente correlabile ad una vescica che può essere installata su un dito della Heri Hand III o di una qualsiasi mano robotica.

Infatti, il volume V_1 è associabile al volume interno della vescica ed è dipendente dallo schiacciamento e, dunque, dalla quota z. Il volume è stato rappresentato come una camera semisferica; tuttavia, la forma della vescica, così come la sua legge di variazione rispetto a z, è ancora da indagare.

La superficie di contatto A altro non è che l'area di contatto vescica-oggetto. Nello schema rappresentato l'area di contatto è variabile e dipende dallo schiacciamento della vescica. Tuttavia, analogamente a quanto affermato per il volume, il parametro di aria di contatto deve essere indagato e adattato alla forma geometrica della vescica.

Gli altri parametri all'interno della figura 2.11 sono:



Figura 2.1: Schema di riferimento pneumatico

- F: forza esercitata dal corpo sul sistema;
- z: coordinata verticale;
- x: coordinata orizzontale;
- A: superficie di contatto vescica-oggetto;
- $V_1 = V_1(z)$: volume interno della camera inferiore;
- p: pressione relativa all'interno del cilindro;
- K_S : rigidezza strutturale propria del sistema;
- R: resistenza pneumatica;
- $\bullet~V_2:$ volume ausiliario, regolato mediante il sistema vite-madre
vite.

Si può scrivere l'equazione di equilibrio sulla camera del cilindro

$$\begin{cases} F = K_S \cdot (z_{max} - z) + p \cdot A, & \text{se } z < z_{max} \\ F = 0, & \text{se } z > z_{max} \end{cases}$$
(2.1)

Si nota che la forza risulta essere nulla per $z > z_{max}$ poiché in questa situazione non si ha contatto tra vescica e oggetto e dunque non c'è presa.

In primo luogo, è possibile stimare la variazione di pressione e volume nella camera del cilindro grazie alla legge politropica seguente.

$$\left(\frac{V_{10}}{V}\right) = \left(\frac{P}{P_{10}}\right)^{\left(\frac{1}{n}\right)} \tag{2.2}$$

Dove:

- V = V(z): volume della camera del cilindro;
- P: pressione assoluta all'interno della camera del cilindro;
- P_{10} : pressione assoluta iniziale all'interno della camera del cilindro;
- V_{10} : volume iniziale camera del cilindro (in assenza di schiacciamento, $z = z_{max}$);
- n: esponente della politropica, posto n = 1.4 (trasformazione adiabatica)

Occorre ricordare che c'è una differenza fra la P utilizzata nella politropica e la p utilizzata nel calcolo delle forze. Infatti, la prima è la pressione assoluta all'interno della camera, la seconda è quella relativa. Le due pressioni sono legate dalla seguente relazione:

$$p = P - P_{amb} \tag{2.3}$$

dove P_{amb} è la pressione ambiente e risulta essere

$$P_{amb} = 1 [atm] \cong 1,01 [bar] \tag{2.4}$$

Si fa notare, inoltre, che il volume totale di aria nel dispositivo risulta essere

$$V_{tot} = V_{10} \cdot n_{vesciche} + V_{20} + V_{tubi} \tag{2.5}$$

Il volume dei tubi non è trascurabile, in quanto si immagina che sia comparabile con il volume delle vesciche.

2.2 Diagramma di corpo libero della presa

All'avvio della presente progettazione del dispositivo, non è possibile stimare a priori il range di peso degli oggetti da afferrare, né i coefficienti di attrito, tuttavia, si possono fare delle considerazioni semplificative al fine di dare informazioni in più sulla modalità di presa, posto che la presa sia effettuata con sole due dita e due vesciche, come affermato in precedenza.

In figura 2.2 è possibile visualizzare uno schema semplificativo della presa, dove

- F: forza di presa;
- $m \cdot g$: forza peso dell'oggetto;
- $m \cdot \ddot{y}$: inerzia dell'oggetto;



Figura 2.2: Diagramma corpo libero della presa

- T: reazione tangenziale di attrito;
- y: direzione verticale, verso opposto alla gravità.

Tuttavia, per la seguente trattazione non è possibile calcolare a priori le forze di inerzia e di attrito, in quanto non ci sono abbastanza studi sulla HERI Hand per il calcolo delle stesse. Si può, tuttavia, inglobare sia l'attrito sia le reazioni di inerzia in una espressione della forza che tenga conto di entrambi gli effetti coniugati. Pertanto, l'espressione

$$F = F_{max} = 2 \cdot m \cdot g \tag{2.6}$$

risulta ben approssimare la forza F rappresentata in figura 2.2 e si farà riferimento a questa espressione come la forza necessaria per sollevare l'oggetto.

A questo punto è necessario definire un modello fisico che faccia da ponte fra un modello reale, strutturale della vescica e un modello matematico che permetta di definire una legge che correla lo schiacciamento della vescica alla diminuzione del volume interno.

Occorre, infine, prima di passare alla modellazione geometrica della vescica, far notare che la variabile z non rappresenta lo schiacciamento del pistone ma rappresenta la coordinata verticale del sistema.

2.3 Modellazione geometrica della vescica

In questa sezione si propone uno studio sulla forma geometrica della vescica, individuando la forma ottimale della stessa e proponendo analisi di confronto fra diverse forme. In passato, già altri studi sulle forme geometriche ottimali e sulla meccanica di contatto fra dita-oggetto [34] [35] [36] sono stati condotti.

Come punto di partenza è necessario partire dai limiti geometrici del polpastrello della mano, sul quale verrà poi posizionata la vescica.

Si riporta un'immagine che mostra un dettaglio del modello CAD della mano robotica presa come riferimento: la mano Heri Hand III. (figura 2.3).



Figura 2.3: Heri Hand III - dettaglio falangi

In figura 2.4, invece, si possono osservare la forma e le dimensioni della falange esterna di una delle dita. Le falangi esterne, infatti, sono uguali per forma e dimensione in tutte e tre le dita.

Come si può facilmente osservare, la larghezza massima della parte piana del polpastrello è di $h_{max} = 15 \ mm$ mentre la lunghezza (minima) dello stesso è $L_{max} = 17 \ mm$; pertanto, vengono assunti questi due valori limite per lo studio geometrico della vescica. Le forme geometriche analizzate per la caratterizzazione del sistema sono due: **vescica semiellittica** e **vescica semi ellissoidale**. Ovviamente qualunque sia la forma, le vesciche devono essere cave, in modo da poter essere gonfiate con dell'aria compressa.

Si noti che la modellazione matematico-geometrica della vescica ha un'importanza fondamentale in questo step della progettazione. Infatti, essa ci permette di valutare quale sia la forma geometrica più adatta confrontando le diverse aree di



Figura 2.4: Geometria del polpastrello

contatto e le diminuzioni di volume interne delle differenti vesciche, al variare della quota z e, di conseguenza, al variare dello schiacciamento.

2.3.1 Forma semisferica

Per la modellazione della vescica semisferica si è presa in considerazione la dimensione limite minore del polpastrello, misura riportata nel paragrafo precedente. Dunque, il raggio massimo possibile della vescica semisferica è

$$R = \frac{15}{2} = 7.5 \ [mm] \tag{2.7}$$

Il volume interno della vescica semisferica è

$$V_{0 \ (semisfera)} = \frac{V_{(sfera)}}{2} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \tag{2.8}$$

L'avvicinamento progressivo del corpo da afferrare alla vescica genera uno schiacciamento della stessa e quindi porta ad una diminuzione del volume interno della camera.

Per semplicità, si è utilizzata una legge di riduzione del volume interno che implica che la parte di volume da sottrarre al volume iniziale sia il volume di una calotta emisferica; la calotta in questione ha altezza pari a z e raggio pari al raggio del cerchio che si forma quando un piano parallelo a x-y taglia la semisfera ad altezza z. Questo, però, presuppone che il contatto con l'oggetto da afferrare avvenga in modo perpendicolare all'asse verticale della vescica. Il modello approssima comunque bene la situazione reale ma non tiene conto di piccole variazioni dell'angolazione della presa.

Si riporta un'immagine esplicativa.



Figura 2.5: Modello vescica semisferica

Occorre, inoltre, far notare che la variabile "z" non rappresenta lo schiacciamento del pistone ma rappresenta la coordinata verticale del sistema.

Pertanto, la legge di variazione del volume interno della vescica V risulta essere:

$$V_{(semisfera)} = V_0 \ (semisfera) - V_{(calotta \ semisferica)}$$
(2.9)

dove

$$V_{(calotta \ semisferica)} = \left(R - z\right)^2 \cdot \pi \cdot \left(R - \frac{R - z}{3}\right)$$
(2.10)

L'area di contatto vescica-oggetto è stata assunta pari all'area del cerchio che si forma quando un piano parallelo a x-y taglia la semisfera ad altezza z. Tuttavia, essa è un'assunzione semplificata in quanto sicuramente la vescica ha una sua deformabilità e quando viene compressa, anche leggermente, l'area di contatto potrebbe aumentare per effetto della deformazione.

Dunque, la legge studiata per la definizione dell'area di contatto è

$$Area_{(cerchio)} = \pi \cdot \left(R^2 - z^2\right) \tag{2.11}$$

Per concludere, si riportano le formule, già viste nel paragrafo 2.3.1, per il calcolo della forza di presa e della pressione interna della vescica, applicate al caso della vescica semisferica.

$$P = P_0 \cdot \left(\frac{V_0 \ (semisfera)}{V_{(semisfera)}}\right)^n \tag{2.12}$$

$$F = p_0 \cdot \left(\frac{V_0 \ (semisfera)}{V_{(semisfera)}}\right)^n \cdot Area_{(cerchio)} + K_S \cdot (z_{max} - z)$$
(2.13)

Occorre ricordare che c'è una differenza fra la "P" utilizzata nella politropica e la "p" utilizzata nel calcolo delle forze. Infatti, le prima è la pressione assoluta all'interno della camera, la seconda è quella relativa. Le due pressioni sono legate dalla seguente relazione.

$$p = P - P_{amb} \tag{2.14}$$

Dove P_{amb} è la pressione ambiente e risulta essere

$$P_{amb} = 1 \ [atm] \cong 1,01 \ [bar]$$
 (2.15)

2.3.2 Forma semiellissoidale

Gli step per la modellazione della vescica semi ellissoidale sono analoghi al caso precedente. Pertanto, si riportano le formule relative ai semiassi del semiellissoide, dei volumi e dell'area di contatto.

Si definiscono i semiassi limiti:

$$a = \frac{17}{2} = 8.5 \ [mm] \tag{2.16}$$

$$b = \frac{15}{2} = 7,5 \ [mm] \tag{2.17}$$

I semiassi "a" e "b" sono rispettivamente i semiassi del semiellissoide nelle direzioni orizzontali $x \in y$ Per quanto riguarda il semiasse verticale "c" nella direzione z, per meglio confrontare gli effetti dello schiacciamento, si è considerata una dimensione verticale uguale al caso semisferico, in modo tale da avere un grado di schiacciamento progressivo identico. Dunque, esso risulta essere

$$c = R = 7,5 \ [mm]$$
 (2.18)

Inoltre, il semiasse verticale "c" è uguale al semiasse orizzontale "b", ciò rende la forma semiellissoidale regolare e non sproporzionata poiché l'altezza della vescica non è eccessiva.

Il volume interno della vescica semi ellissoidale è

$$V_{0 (semiellissoide)} = \frac{V_{(ellissoide)}}{2} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot c \qquad (2.19)$$



La legge di variazione del volume interno della vescica V risulta essere:

$$V_{(semiellisse)} = V_0 \ (semiellissoide) - V_{(calotta \ semiellissoidica)}$$
(2.20)

dove

$$V_{(calotta \ semiellissoidica)} = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot x \cdot y \cdot (c-z)$$
(2.21)

Е

$$x = \frac{a}{c} \cdot \sqrt{c^2 - z^2} \tag{2.22}$$

$$y = \sqrt{b^2 \cdot \left(1 - \frac{z^2}{c^2}\right)} \tag{2.23}$$

L'area di contatto vescica-oggetto è stata assunta pari all'area dell'ellisse che si forma quando un piano parallelo a x-y taglia il semiellissoide ad altezza z.

$$Area_{(ellisse)} = \pi \cdot x \cdot y \tag{2.24}$$

Anche in questo caso, valgono le formule 2.12 e 2.13, già viste nella sezione 2.3.1, per la forma semiellissoidale.

2.3.3 Risultati analisi geometrica - $P_0 = cost$, $V_2 = 0 [mm^3]$

È stata effettuata un'analisi, sullo schema pneumatico, del comportamento dei diversi parametri del sistema al variare della quota z, e, di conseguenza, al variare dello schiacciamento che si noti non essere uguale alla quota z.

In particolare, è stata analizzata la variazione di area di contatto, forza di contatto, pressione interna e volume interno della camera della vescica per due diverse forme geometriche differenti: semisfera e semiellissoide.

Nella seguente analisi, come già affermato in precedenza, la quota verticale di entrambe le vesciche è uguale e corrisponde alla z_{max} della semisfera, a sua volta imposta dalle dimensioni limite del polpastrello; pertanto, la quota massima rappresentata nei seguenti grafici risulta essere

$$z_{(max)} = R = 7,5 \ [mm] \tag{2.25}$$

Inoltre, è bene far notare che, le seguenti analisi sono state effettuate mantenendo una pressione interna relativa iniziale nella camera del sistema pari a $P_0 = 2 \ bar =$ $0,2 \ MPa$ e un volume ausiliario V_2 nullo, in modo tale che il volume totale interno sia pari al volume V_{10} della singola semisfera e del singolo semiellissoide, secondo le già note 2.8 e 2.19.

Si sottolinea che le seguenti analisi sono incentrate solo per capire l'andamento dei vari parametri. A questo punto è inopportuno bloccare determinati parametri di progetto e, dunque, non si può conoscere lo schiacciamento richiesto della vescica in modo da ottimizzare il suo funzionamento, né la pressione di precarico. Tali valutazioni, dunque, sono puramente qualitative.

Analisi volume camera interna - $P_0 = cost, V_2 = 0 \ [mm^3]$

In primo luogo (figura 2.7), si può notare come il volume interno della camera, man mano che il corpo schiaccia la vescica, diminuisca progressivamente. Inoltre, il volume interno del semiellissoide è più grande di quello della semisfera.



Figura 2.7: Confronto volume interno Semisfera - Semiellissoide

Si nota che è stata isolata una parte di grafico ragionevolmente piccola perché si vuole progettare una vescica che abbia uno schiacciamento non troppo esagerato. Infatti, se lo schiacciamento della vescica fosse totale, ci sarebbe un incremento di pressione eccessivo ed una deformazione della vescica stessa irregolare e imprevedibile. Dunque, si è preferito isolare una porzione di grafico che mostri nel dettaglio il comportamento del sistema in presenza di uno schiacciamento di pochi millimetri.

Analisi pressione camera interna - $P_0 = cost, V_2 = 0 \ [mm^3]$

In figura 2.8, si può osservare che la pressione interna della camera aumenta al diminuire della quota z, ovvero all'aumentare dello schiacciamento. Inoltre, a parità di schiacciamento, la pressione della camera semiellittica risulta essere maggiore rispetto a quella della camera semisferica. Si verifica, dunque, un andamento più ripido della pressione nella camera semiellittica, dato da non sottovalutare poiché potrebbe essere un risultato chiave e un parametro da cui partire per ulteriori analisi.



Confronto Pressioni assolute interne vescica Semisfera-Semiellissoide - (P0=0.2MPa)

Figura 2.8: Confronto pressione interna Semisfera - Semiellissoide

Analisi area di contatto - $P_0 = cost$, $V_2 = 0 \ [mm^3]$

In figura 2.9, è possibile concludere che, a parità di schiacciamento, l'area di contatto, nel caso in cui si abbia una vescica semiellissoidale è maggiore rispetto al caso della vescica semisferica. Tendenzialmente, dunque, anche se nel caso di vescica semiellissoidale si ha un incremento di pressione maggiore, si riesce ad ottenere un'area di contatto mano-oggetto superiore. Si ricorda, tuttavia, che, come illustrato precedentemente, quest'area di contatto è intesa come superficie di area isolata da un piano perpendicolare alla direzione z che taglia la vescica ad una quota differente man mano che avanza lo schiacciamento. Occorre, dunque, in futuro, indagare l'effettivo andamento dell'area di contatto in funzione dello schiacciamento, migliorando il modello.



Figura 2.9: Confronto area di contatto Semisfera - Semiellissoide

Analisi forza di contatto - $P_0 = cost$, $V_2 = 0 \ [mm^3]$

Nella figura 2.10 sono rappresentate le varie forze agenti sull'area di contatto delle diverse vesciche al variare della quota z.



Figura 2.10: Confronto forza di contatto Semisfera - Semiellissoide

Prima di proseguire, occorre fare qualche importante considerazione. Si nota che nella legenda è presente anche la voce F_{max} . Essa, che ha l'espressione seguente

$$F_{max} = 2 \cdot m \cdot g \tag{2.26}$$

dove

- m = 1.5[Kg], massa oggetto da sollevare;
- $g = 9.806 \left[\frac{m}{s^2}\right]$, accelerazione di gravità;
F_{max} rappresenta la forza massima necessaria a prendere un oggetto di una determinata massa m, stimata come la forza peso moltiplicata per due, in modo da includere anche le azioni di inerzia (sezione 2.2).

Si è preso in considerazione un oggetto di massa $m = 1.5 \ [kg]$ basandosi sullo studio [32], in quanto esso risulta essere un valore di massa sufficientemente rappresentativo afferrabile dalla mano.

Si può concludere che, a parità di quota z, la forza di contatto F sulla vescica semiellissoidale ha un andamento più ripido rispetto al caso semisferico e quindi essa raggiunge più velocemente il valore massimo, permettendo uno schiacciamento minore della vescica. Questo risultato non dipende dal numero di vesciche presenti, essendo la forza di presa su entrambe le vesciche dei polpastrelli distali uguale, ma è conseguenza delle considerazioni geometriche effettuate in precedenza (sezione 2.2).

Conclusioni analisi geometrica - schema pneumatico - $P_0 = cost$, $V_2 = 0 \ [mm^3]$

Le considerazioni fatte nel capitolo 2.3.3, e i relativi grafici rappresentati, mostrano come la progettazione della vescica debba essere indirizzata verso la creazione di una vescica semi-ellissoidale in quanto offre, a parità di quota z e quindi di schiacciamento, risultati di pressione, volume e aree di contatto meno energicamente dispendiosi. Per meglio identificare il suo comportamento statico, occorre indagare il comportamento della sola vescica semiellissoidale al variare di parametri di P_0 e V_2 .

2.4 Analisi statica

Le analisi condotte grazie a *Mathworks MATLAB*, e riportate nella sezione 2.3, mostrano che è conveniente realizzare una vescica di forma semiellissoidica cava. Le dimensioni scelte per la vescica, in relazione alle dimensioni del polpastrello su cui verrà installata, mostrano che i semiassi del semiellissoide hanno dimensioni

$$a = 8,5 \ [mm]$$
 (2.27)

$$b = 7,5 \ [mm]$$
 (2.28)

$$c = 7,5 \ [mm]$$
 (2.29)

In questa sezione si riportano le analisi statiche nelle quali si valuta l'influenza della pressione iniziale P_0 nel sistema sulla forza di contatto e del volume ausiliario V_2 . Si osservi che i valori ottenuti dalle analisi qui presentate sono ottenuti in stati di equilibrio del sistema. Per maggior chiarezza, si riporta nuovamente il grafico relativo allo schema pneumatico preliminare che si sta analizzando.



Figura 2.11: Schema di riferimento pneumatico

2.4.1 Influenza della variazione di pressione iniziale P_0 sulla forza di contatto F_{tot}

In questa sezione s'indaga sull'influenza della pressione iniziale $P_0 = P_{10} = P_{20}$ del sistema.

Si riporta, in figura 2.12, la forza di contatto totale che si ottiene a diverse P_0 . Si nota che è rappresentata una linea orizzontale definita come F_{max} . Essa, è calcolata come

$$F = F_{max} = 2 \cdot m \cdot g \tag{2.30}$$

dove

- m = 1.5 [Kg], massa oggetto da sollevare;
- $g = 9.806 \left[\frac{m}{s^2}\right]$, accelerazione di gravità;

 F_{max} rappresenta la forza massima necessaria a prendere un oggetto di una determinata massa m, stimata come la forza peso moltiplicata per due, in modo da includere anche le azioni di inerzia (sezione 2.2). Si è preso in considerazione un oggetto di massa $m = 1.5 \ [kg]$ in base allo [32], in quanto esso risulta essere un valore di massa sufficientemente rappresentativo afferrabile dalla mano. La forza Fè anche descritta come (figura 2.11)

$$\begin{cases} F = K_S \cdot (z_{max} - z) + p \cdot A, & \text{se } z < z_{max} \\ F = 0, & \text{se } z > z_{max} \end{cases}$$
(2.31)

e dove K_S è la rigidezza propria della vescica, parametro ancora da indagare e posto $K_S = 0$. Si nota che la forza risulta essere nulla per $z > z_{max}$ poiché in questa situazione non si ha contatto tra vescica e oggetto e dunque non c'è presa.

Inoltre, più è elevata la pressione iniziale delle due camere, minore è lo schiacciamento necessario a raggiungere il valore di forza F_{max} necessario per afferrare l'oggetto.



Figura 2.12: Confronto forze totali di contatto - $P_0 = var$

2.4.2 Influenza della variazione di volume interno V_{tot} sull'andamento di pressione nel sistema

Si riporta, in figura 2.13, l'influenza della variazione di volume V_{tot} sull'andamento di pressione nel sistema.

Il volume interno totale del sistema, già descritto con l'equazione 2.5 è inteso come

$$V_{tot} = V_{10} \cdot n_{vesciche} + V_2 + V_{tubi} \tag{2.32}$$

dove:

- V_{10} : Volume iniziale interno della vescica semiellissoidica cava indeformata (in assenza di schiacciamento, $z = z_{max}$);
- $n_{vesciche} = 2$: numero delle vesciche;
- V_2 : volume ausiliario;
- V_{tubi} : è il volume dei tubi di collegamento.

Non potendo fare alcuna assunzione e volendo valutare solo l'influenza generale del parametro di volume interno totale V_{tot} , il volume dei tubi verrà inizialmente posto $V_{tubi} = 0$. Una stima di tale valore verrà invece fornita nella sezione relativa alla progettazione.

Inoltre, per maggior chiarezza, si è ipotizzata come variazione di volume V_{tot} l'incremento del solo volume V_{10} della vescica, mantenendo anche $V_2 = 0$, in modo tale da correlare questo volume con l'altezza della vescica e osservare più facilmente la variazione di volume con un parametro di lunghezza.

Il calcolo dell'andamento della pressione interna verrà effettuato utilizzando l'equazione politropica 2.33.

$$\left(\frac{V_{tot}}{V}\right) = \left(\frac{P}{P_{10}}\right)^{\left(\frac{1}{n}\right)} \tag{2.33}$$

Dove:

- V_{tot} : volume totale interno del sistema (equazione 2.32);
- P_{10} : pressione assoluta iniziale all'interno del sistema;
- P: pressione assoluta all'interno del sistema;
- V: volume interno del sistema;
- n: esponente della politropica, posto n = 1.4 (trasformazione adiabatica)

Si nota come, per volumi V_{tot} minori, l'andamento di pressione risulta essere più ripido. (figura 2.13).



Figura 2.13: Confronto pressioni su Semiellisse - Variazione V_{20}

2.4.3 Conclusioni analisi statica

Una volta appurato, nella sezione 2.3.3, che la struttura geometrica della vescica più idonea per quest'applicazione sia la forma semiellissoidale, si riportano in questa sezione ulteriori conclusioni derivanti dallo studio effettuato nella sezione 2.4.

E' possibile affermare, che l'incremento della P_0 tende ad incrementare la pendenza delle curve z - F, permettendo dunque di raggiungere delle forze maggiori in minori schiacciamenti. Tale risultato è molto vantaggioso; tuttavia, non avendo ancora incluso nel progetto informazioni sul materiale della vescica e sul suo spessore, si può solo ipotizzare che qualora si dovesse designare come parametro di progetto una pressione P_0 elevata, bisognerà scegliere con cautela il materiale, in modo da evitare di raggiungere pressioni troppo elevate e rischiare di indurre uno scoppio indesiderato della vescica stessa.

Inoltre, come ultima considerazione si ha che il decremento del valore di volume V_{tot} del sistema ha l'effetto di aumentare in modo sostanziale l'inclinazione delle curve z - P, rendendo il sistema più sensibile e facendo sì che, per minori schiacciamenti, si abbiano delle pressioni più elevate e dunque delle forze più elevate.

Capitolo 3 Analisi FEM

Le analisi parametriche mostrate nel capitolo precedente permettono di scegliere una strada ben precisa per continuare la progettazione della vescica. Appurato che, il risultato principale che si vuole ottenere alla fine della progettazione è aumentare il grip mano-oggetto, si è scelto di utilizzare una vescica di forma semiellissoidale, in quanto a parità di quota z presenta un'area di contatto maggiore rispetto al caso semisferico. Inoltre, a parità di pressione iniziale P_0 , la pressione P che si sviluppa all'interno della vescica, man mano che si incrementa lo schiacciamento, è minore rispetto al caso semisferico. Il sistema fino ad ora analizzato, tuttavia, si basa su risultati ottenuti mediante equazioni semplici della meccanica e della termodinamica. Occorre, dunque, studiare approfonditamente il comportamento meccanico della vescica, al fine di valutarne la rigidezza.

La rigidezza è quella proprietà di una parte o un assieme che ne caratterizza la risposta al carico applicato. Diversi fattori incidono sulla rigidezza, tra cui la geometria, i vincoli e il materiale. Quando una struttura si deforma sotto un carico, la sua rigidezza cambia a causa di uno o più fattori appena citati. Se la deformazione è rilevante, la sua forma può cambiare. Se il materiale raggiunge il limite di cedimento, le sue proprietà cambiano. Nell'analisi corrente, inoltre, è fondamentale scindere il parametro di rigidezza in due componenti: rigidezza del materiale e rigidezza pneumatica. Nelle prossime sezioni di questo capitolo, sarà valutata la rigidezza strutturale del sistema.

3.1 Stima della rigidezza della sola membrana

3.1.1 Set-up analisi FEM

Per analizzare la rigidezza del sistema si è creato un modello 3D utilizzando *Dassault System's Solidworks*, un software di progettazione CAD che permette anche di effettuare simulazioni FEM statiche e dinamiche. È stato, dunque, creato un solido assialsimmetrico semiellissoidale sottile cavo, visibile nella figura . Le dimensioni scelte per i semiassi del semiellissoide, e qui sotto riportate, sono le dimensioni utilizzate nella modellazione geometrica già vista nel capitolo 2.

$$a = \frac{17}{2} = 8.5 \ [mm] \tag{3.1}$$

$$b = \frac{15}{2} = 7,5 \ [mm] \tag{3.2}$$

I semiassi a e b sono rispettivamente i semiassi del semiellissoide nelle direzioni orizzontali x e y. Per quanto riguarda il semiasse verticale c nella direzione z, per meglio confrontare gli effetti dello schiacciamento, si è considerata una dimensione verticale uguale al caso semisferico, in modo tale da avere un grado di schiacciamento progressivo identico. Pertanto, esso risulta essere

$$c = 7,5 \ [mm]$$
 (3.3)

Inoltre, il semiasse verticale c è uguale al semiasse orizzontale b, ciò rende la forma semiellissoidale regolare e non sproporzionata poiché l'altezza della vescica non è eccessiva.

Lo spessore "t" della membrana è ancora da definire in quanto l'analisi è effettuata per spessori differenti proprio per valutare, una volta acquisite le tensioni massime che si creano durante lo schiacciamento, lo spessore ideale che la membrana dovrebbe avere.

Il modello CAD della vescica è possibile visualizzarlo in figura 3.1. Il materiale impostato nella modellazione CAD è la gomma siliconica dura SILAM GP: la tabella 3.1 riporta le specifiche del materiale [37][38].

La vescica è stata definita come uno shell di spessore "t", pertanto è stata impostata e creata una mesh 2D. Nella figura 3.2 è possibile visualizzare la mesh 2D dello shell.

Le caratteristiche della mesh 2D sono illustrate nella tabella 3.2.

Per simulare lo schiacciamento è stata creata una piastra rigida e indeformabile, inizialmente a contatto con la vescica. Viene, dunque, impostato un movimento verticale della piastra pari allo spostamento massimo imposto

$$s_{max} = 2.5 \ [mm] \tag{3.4}$$



Figura 3.1: Dimensioni vescica semiellissoidica cava

SILAM GP			
Proprietà	Valore	Unità di misura	
Modulo elastico (E)	20.8	N/mm^2	
Coefficiente di Poisson (ν)	0.49	N/A	
Modulo di taglio (G)	15	N/mm^2	
Densità di massa (ρ)	1.22	g/cm^3	
Resistenza alla trazione (σ_t)	7.5	N/mm^2	
Snervamento (σ_y)	10	N/mm^2	
Coefficiente di espansione termica (α)	0.0003	$/K^{-1}$	
Conducibilità termica (k)	2.55	$W/(m \cdot K)$	
Calore specifico (c)	1300	$J/(kg \cdot K)$	
Rapporto di smorzamento del materiale (ξ)	1.6	N/A	

Tabella 3.1: Specifiche del materiale della vescica

e vengono valutati gli sforzi sulla vescica e lo spostamento verticale della stessa durante lo schiacciamento. Le specifiche del materiale della piastra sono mostrate nella tabella 3.3.



Figura 3.2: CAD Vescica - Dettaglio Mesh Shell 2D

Parametri Mesh 2D		
Dimensione massima elemento	1,475	mm
Dimensione minima elemento	0,737	mm
Nodi totali	5559	2
Elementi totali	2740	2
Qualità mesh	ottima	2

Tabella 3.2: Parametri della mesh 2D della vescica

Acciaio AISI 1020		
Proprietà	Valore	Unità di misura
Modulo elastico (E)	200000	N/mm^2
Coefficiente di Poisson (ν)	0.29	N/A
Modulo di taglio (G)	77000	N/mm^2
Densità di massa (ρ)	7900	kg/m^3
Resistenza alla trazione (σ_t)	420.507	N/mm^2
Resistenza a compressione (σ_c)	/	N/mm^2
Snervamento (σ_y)	351.571	N/mm^2
Coefficiente di espansione termica (α)	1.5e-05	/K
Conducibilità termica (k)	47	$W/(m \cdot K)$
Calore specifico (c)	420	$J/(kg \cdot K)$
Rapporto di smorzamento del materiale (ξ)	/	N/A

 Tabella 3.3:
 Specifiche del materiale della piastra dell'analisi FEM

Nelle figure 3.3 e 3.4 sono mostrate le mesh dell'assieme e la configurazione iniziale, ovvero quando la vescica è indeformata ed è a contatto con la piastra nella quota $z = z_{max} = c = 7.5 mm$.



Figura 3.3: CAD Vescica e piastra - Configurazione iniziale - Shell 2D

Si noti che la piastra, posta rigida e indeformabile, ha una mesh 3D dato che non è considerata come una shell. Tuttavia, questa impostazione dà comunque risultati affidabili e precisi poiché si vogliono studiare le forze e le tensioni agenti sulla membrana e non quelle sulla piastra. Inoltre, è stata effettuata un'analisi ulteriore per valutare le differenze dell'analisi, qualora si utilizzasse una mesh bidimensionale e tridimensionale per la piastra: ne risulta che l'una o l'altra impostazione non influenzano in nessun modo l'analisi sulla vescica.

Si riportano nella tabella 3.4 tutte le specifiche utilizzate per la simulazione.

Analisi FEM



Figura 3.4: CAD Vescica e piastra - Dettaglio Mesh - Shell 2D

Parametri simulazione FEM			
	Falametri sinulazione FEM		
Impostazioni iniziali	Nessuna compenetrazione fra vescica e piastra		
	Posizione inizio simulazione (schiacciamento nullo):		
	vescica e piastra a contatto		
	Vescica	Piastra	
Mesh	Bidimensionale (2D)	Tridimensionale (3D)	
Caratteristica		I. 1. C	
struttural e	Deformablie	Indeformabile	
Materiale	SILAM GP	Acciaio AISI 1020	
		Vincolo di spostamento verticale	
Vincoli	Vincolo fisso lineare	sull'asse z	
	sulla circonferenza di base	di valore 2.5 mm	
	dello shell	Vincolo di spostamento	
		lungo gli assi x e y	
		di valore nullo	

Tabella 3.4:	Specifiche	analisi	FEM
--------------	------------	---------	-----

3.1.2 Metodo e tipologia di simulazione: Direct Sparse Solver e non-linearità

Prima di effettuare l'analisi e rappresentarne i risultati, è opportuno fare delle importanti considerazioni sul metodo e sulla tipologia di simulazione.

Il solver utilizzato come metodo di simulazione è il Direct Sparse Solver: esso, utilizzando il principio dei lavori virtuali, è un metodo iterativo ad inversione matriciale, il quale risolve il set di equazioni direttamente senza approssimazioni e calcola ad ogni step la variazione di geometria, aggiornando i parametri di rigidezza.

Dunque, vengono imposti gli spostamenti e il solver, effettuando un ampio controllo degli stessi, calcola le forze di reazione che esercita lo shell: un messaggio di avvertimento compare quando vengono calcolati spostamenti eccessivi o quando si arriva ad un punto di saturazione in cui gli spostamenti si ingrandiscono sotto forze costanti.

Viene controllato lo spostamento massimo (norma euclidea) tra il numero totale di nodi e lo si confronta con la lunghezza caratteristica del modello. Se il rapporto dello spostamento massimo rispetto alla lunghezza caratteristica del modello è superiore al 10%, compare un messaggio di avvertimento. La lunghezza caratteristica del modello (L) viene calcolata come nella formula 3.5.

$$L = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{N} \frac{\left(\left(X_{i} - X_{C}\right)^{2} + \left(Y_{i} - Y_{C}\right)^{2} + \left(Z_{i} - Z_{C}\right)^{2}\right)}{N}\right)}$$
(3.5)

dove:

- X_i, Y_i, Z_i : coordinate del nodo i-esimo;
- X_c, Y_c, Z_c : coordinate del centro geometrico del modello;
- N: numero di nodi nel modello.

La tipologia di simulazione effettuata è statica non-lineare.

La non-linearità dell'analisi sta nel fatto che gli spostamenti (e i carichi) vengono applicati gradualmente e uniformemente in un numero di passi sino ai valori completi. Il software imposta il numero di fasi in base ai risultati della deformazione. Le coppie di origine e destinazione e le normali nelle aree di contatto sono valutate in ogni passo della soluzione. Ulteriormente, come già esposto in precedenza, la rigidezza locale nei singoli nodi è aggiornata ad ogni step. In aggiunta, è possibile visualizzare step per step i risultati parziali dell'analisi e dunque osservare la variazione delle tensioni e degli spostamenti in funzione dello schiacciamento.

3.2 Risultati FEM

In questo paragrafo si riportano i risultati ottenuti grazie all'analisi FEM. Per tutti gli shell qui considerati, sono stati acquisiti dati sulla sollecitazione equivalente di Von Mises, sullo spostamento verticale in direzione z e sulla deformazione equivalente ESTRN.

A tal proposito si riportano alcune formule utili per comprendere i risultati dell'analisi.

$$L = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{N} \frac{\left(\left(X_{i} - X_{C}\right)^{2} + \left(Y_{i} - Y_{C}\right)^{2} + \left(Z_{i} - Z_{C}\right)^{2}\right)}{N}\right)}$$
(3.6)

Dove le diverse σ sono le tensioni normali nelle direzioni $x, y, z \in \tau_{xy}$ la tensione di taglio nel piano xy, come mostrato in figura 3.5.



Figura 3.5: Tensioni su elemento infinitesimale

La sollecitazione equivalente ESTRN è definita come

$$ESTRN = 2 \left[\frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{3} \right]^{(1/2)}$$
(3.7)

$$\epsilon_1 = 0.5 \cdot \left[(EPSX - \epsilon^*)^2 + (EPSY - \epsilon^*)^2 + (EPSZ - \epsilon^*)^2 \right]$$
 (3.8)

$$\epsilon_2 = \frac{(GMXY)^2 + (GMXZ)^2 + (GMYZ)^2}{4}$$
(3.9)

$$\epsilon^* = \frac{EPSX + EPSY + EPSZ}{3} \tag{3.10}$$

 \mathbf{e}

- *EPSX:* deformazione normale nella direzione X della geometria di riferimento selezionata;
- *EPSY:* deformazione normale nella direzione Y della geometria di riferimento selezionata;
- *EPSZ:* deformazione normale nella direzione Z della geometria di riferimento selezionata;
- *GMXY*: deformazione al taglio nella direzione Y nel piano YZ della geometria di riferimento selezionata;
- *GMXZ*: deformazione al taglio nella direzione Z nel piano YZ della geometria di riferimento selezionata;
- *GMYZ*: deformazione al taglio nella direzione Z nel piano XZ della geometria di riferimento selezionata;

3.2.1 Analisi forza e rigidezza a pressione relativa p = cost, spessore shell t = variabile

Al fine di valutare il comportamento della vescica al variare dello spessore e di isolare la sola componente strutturale della rigidezza, sono state effettuate alcune analisi FEM con pressione relativa interna p = 0 MPa, per shell di spessori differenti. Gli spessori considerati sono:

- Shell di spessore t = 0.2 mm;
- Shell di spessore t = 0.3 mm;
- Shell di spessore t = 0.4 mm;
- Shell di spessore t = 0.5 mm;

La rigidezza pneumatica della vescica, così come la forza di contatto piastravescica in presenza di $p \neq 0$, non può essere valutata con l'analisi FEM. Solidworks Simulation, infatti, non permette di implementare una legge di variazione di gas all'interno della vescica e, pertanto, le analisi FEM non tengono conto del fatto che, incrementando lo schiacciamento, si ha un incremento della pressione dettato dalla legge dei gas.

L'unica simulazione utile per il calcolo della rigidezza e della forza di contatto è quella relativa a pressione relativa p = 0 MPa e t = variabile, in quanto ci permette di indagare l'effettiva rigidezza strutturale, priva della componente pneumatica.

Prima di proseguire con la presentazione dei risultati, è necessario chiarire che le diverse analisi FEM effettuate hanno generato set di risultati numericamente disomogenei. Ad esempio, la cardinalità dei dati di forza ottenuti per lo shell spesso t = 0.2 mm a pressione nulla è di gran lunga inferiore al numero dei dati ottenuti per lo stesso spessore ma a pressione non nulla. Pertanto, i dati sono stati successivamente interpolati su step di schiacciamento di 0.01 mm fino allo schiacciamento massimo imposto $s_{max} = 2.5 mm$.

Come metodo di interpolazione si è utilizzata la funzione MATLAB "*Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial (pchip)*". Esso non è altro che un metodo di interpolazione che utilizza un polinomio interpolante di grado 3 e che, al contrario della funzione *spline*, interpola i dati nel modo più fedele possibile, eliminando eventuali picchi che possono essere erroneamente introdotti da altri metodi come ad esempio la funzione *spline*. Un chiaro esempio delle differenze fra i diversi metodi di interpolazione sono riportati in figura 3.6.

Di seguito (figura 3.7) è mostrato il grafico delle rigidezze ottenute correlando la forza di reazione verticale allo spostamento, per shell di spessore variabile e pressione relativa nulla. Le rigidezze sono calcolate con la formula





Figura 3.6: Confronto metodi di interpolazione

$$K = \frac{F}{s} \tag{3.11}$$

dove

- K: rigidezza [N/mm]
- F: forza di reazione [N]
- s: schiacciamento [mm]

Si ricorda che lo schiacciamento è il decremento della quota "z", quindi l'abbassamento della quota z della vescica da

$$z_{max} = R_{max} = 7.5 \ [mm] \tag{3.12}$$

 \mathbf{a}

$$z_{min} = R_{max} - s_{max} = 5 \ [mm] \tag{3.13}$$

dove lo schiacciamento massimo s_{max} è stato imposto

$$s_{max} = 2.5 \ [mm]$$
 (3.14)



Figura 3.7: Confronto rigidezza per spessore variabile e p = 0 MPa

Dalla figura 3.7 si nota che, indipendentemente dallo spessore dello shell, la rigidezza a pressione relativa p = 0 MPa è molto bassa. Essa, tuttavia, ha un piccolo incremento in presenza di shell spesso (t = 0.5 mm). Questo significa che per pressioni relative nulle, la rigidezza è dovuta solo allo shell, il quale più è spesso, più ha una rigidezza maggiore.

Si evidenzia, in tutte le curve, un picco di rigidezza: occorre indagare su questo fenomeno e scoprire se esso è legato all'assenza di pressione interna o ad una modifica sostanziale dell'area di contatto in corso di simulazione. L'indagine su questo picco verrà esposta nelle sezioni che seguono. Si riportano il grafico che mostra i risultati dell'analisi FEM relativi alle forze di reazione verticale esercitata dagli shell.



Figura 3.8: Confronto forza per spessore variabile e p = 0 MPa

Dalla figura 3.8 si nota che, per pressione nulla, si ottengono delle forze di reazione verticale molto piccole: esse sono tanto maggiori quanto più lo shell è spesso.

3.2.2 Indagine su picco di rigidezza -p = 0 [*MPa*]

Si vuole adesso indagare l'effetto della pressione interna sull'area di contatto piastra/vescica. L'immagine 3.9 rappresenta la variazione dell'area di contatto per una vescica di spessore t = 0.2 mm e pressione relativa interna nulla p = 0 MPa. È curioso osservare come l'area di contatto ha un comportamento piuttosto lineare con diverse pendenze. Inizialmente la piastra entra in contatto con il corpo e l'area di contatto aumenta; in seguito essa decrementa improvvisamente.



Figura 3.9: Area di contatto - Shell 0.2 mm - p = 0 MPa

La repentina riduzione di area di contatto piastra/vescica causa un'impennata di pressione di contatto tra i due corpi che spiega, per lo stesso valore di z, l'aumento di rigidezza sulla curva *blu* (relativa allo shell di spessore t = 0.2 mm) dell'immagine 3.7, già rappresentata in precedenza e riportata nel grafico 3.10.

Perciò, è possibile affermare che l'andamento fortemente irregolare di rigidezza è dovuto alle repentine variazioni di pressione di contatto tra piastra e vescica,



Figura 3.10: Confronto rigidezza per spessore variabile e p = 0 MPa

causate dalla variazione di area di contatto.

Svolgendo le differenti simulazioni, si è scoperto che la variazione dell'area di contatto è dovuta ad una flessione dello shell nel punto centrale, visibile in figura 3.11, facendo così variare la geometria di area di contatto da ellisse a corona ellittica. Si riporta un'immagine esplicativa della flessione dello shell, di spessore generico.

Le simulazioni effettuate a pressione interna p = 0 MPa, permettono di stimare in modo preciso un ordine di grandezza per la rigidezza strutturale del sistema in esame. Di seguito è riportata la tabella 3.5 che mostra i valori di rigidezza strutturale media in funzione dello spessore dello shell.



Figura 3.11: Ribaltamento vescica in presenza di schi
acciamento e p $=0~{\rm MPa}$

Spessore Shell [mm]	$K_S media [N/mm]$
0.2	0.21
0.3	0.53
0.4	0.97
0.5	1.58

Tabella 3.5: Rigidezze strutturali medie in funzione dello spessore dello shell - Schiacciamento 2.5 mm

3.2.3 Analisi variazione area di contatto e volume della vescica - $p \neq 0$ [*MPa*]

Il fenomeno di flessione verso l'interno della vescica indagato nella sezione precedente (3.2.2) è un effetto indesiderato, ma ci si aspetta che esso non si presenti nell'applicazione proposta, che prevede un funzionamento della vescica con fluido in pressione all'interno.

Le simulazioni effettuate, infatti, mostrano come l'applicazione di un carico di pressione anche di bassa intensità all'interno della vescica impedisca il fenomeno di inflessione.

Al fine di valutare l'eventuale dipendenza dell'andamento dell'area di contatto piastra/vescica dalla presenza di un carico di pressione applicato all'interno della vescica stessa, sono state effettuate simulazioni con pressione interna relativa non nulla e rispettivamente p = 0.2 - 0.3 - 0.4 MPa.

E' possibile osservare un risultato fondamentale dal grafico 3.12. Infatti, la variazione di area di contatto è indipendente dalla pressione relativa interna della membrana, purché essa sia non nulla, e varia solo ed esclusivamente al variare dello schiacciamento.

Inoltre, l'area di contatto risulta essere minore di quella teorizzata e calcolata con l'equazione 2.24, relativa alla superficie semiellissoidale ottenuta sezionando la vescica. Tale risultato è possibile vederlo chiaramente nella figura 3.13.

Questo pone le basi per proseguire l'analisi pneumatica già introdotta all'inizio di questo documento, permettendo di modificare i parametri di rigidezza al fine di completare il modello strutturale e di aprire la strada verso la modellazione statica e dinamica.

In conclusione, la rigidezza totale della vescica, completa della parte pneumatica e della parte strutturale, si può scrivere:

$$K = K_p + K_S = \frac{dF}{dx} + K_S = A \cdot \frac{dp}{dz} + p \cdot \frac{dA}{dz} + K_S =$$

$$= \frac{dp}{dV} \cdot \frac{dV}{dz} \cdot A + p \cdot \frac{dA}{dz} + K_S$$
(3.15)

dove K_S è il valore di rigidezza che proviene solo dal materiale e che è stato stimato mediante l'analisi FEM effettuata in precedenza. Infatti, le due rigidezze lavorano in parallelo, essendo soggette alla stessa deformazione.

E' possibile confrontare, oltre all'area di contatto piastra/vescica, il volume interno teorico della vescica e il volume ottenuto con l'analisi FEM. Difatti, essendo l'area di contatto simulata inferiore a quella teorizzata, le stesse conclusioni si applicano al dato di volume, essendo esso inferiore a quello teorizzato in precedenza.



Figura 3.12: Variazione area di contatto - p = variabile



Figura 3.13: Focus sull'area di contatto - Si può osservare come l'area di contatto simulata sia inferiore a quella inizialmente teorizzata

Capitolo 4 Modellazione dinamica

4.1 Equazioni dinamiche

Nelle sezioni precedenti si è analizzato strutturalmente il sistema in figura 4.1, la quale è una schematizzazione semplificata della vescica in progetto, della quale è possibile visualizzarne lo schema CAD in figura 4.2.



Figura 4.1: Schema pneumatico del sistema

Alla luce dei risultati geometrici e strutturali ottenuti nelle sezioni 2.3.3 e 3.2, si procede, dunque, con la modellazione dinamica del sistema [39] [40].

E' possibile schematizzare sia la camera del cilindro sia la camera ausiliaria dello schema pneumatico (figura 4.1) come un semplice volume di controllo, rappresentato nella figura 4.3.

E' possibile scrivere l'equazione di continuità 4.1



Figura 4.2: CAD Vescica



Figura 4.3: Schematizzazione camera del sistema pneumatico

$$G_{in} - G_{out} = \frac{dm}{dt} \tag{4.1}$$

e applicarla su entrambe le camere.

$$0 - G_1 = \frac{dm_1}{dt} = -\frac{d(\rho_1 \cdot V_1)}{dt} = -\rho_1 \frac{dV_1}{dt} - V_1 \cdot \frac{d\rho_1}{dt}$$
(4.2)

$$G_2 - 0 = \frac{dm_2}{dt} = \frac{d(\rho_2 \cdot V_2)}{dt} = \rho_2 \frac{dV_2}{dt} + V_2 \cdot \frac{d\rho_2}{dt}$$
(4.3)

Inoltre, la massa di fluido totale all'interno di entrambe le camere resta costante. Di conseguenza la portata che esce dalla camera 1 e quella che entra nella camera 2 sono le stesse.

$$G = G_1 = G_2 \tag{4.4}$$

I parametri di pressione e di volume interno della camera 1 possono essere scritti con l'equazione dei gas

$$P \cdot V = N \cdot R \cdot T \tag{4.5}$$

da cui si ottiene, dividendo per la massa

$$P \cdot \frac{V}{m} = \frac{N \cdot R \cdot T}{m} \tag{4.6}$$

e ancora la politropica

$$P_i \cdot v_i^n = P \cdot v^n \tag{4.7}$$

e il volume specifico

$$v_1 = v_{10} \cdot \left(\frac{P_{10}}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{4.8}$$

dove:

- $v_{10} = \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot m} \cdot a \cdot b \cdot c \left[\frac{mm^3}{kg}\right]$, volume iniziale specifico del semiellissoide, dove a, b e c sono i semiassi dello stesso, già riportati precedentemente;
- $T_{10} = 20 \ [^oC] = 273.15 \ [K]$, temperatura iniziale dell'aria nella camera 1;
- P_{10} [*MPa*], pressione assoluta iniziale dell'aria nella camera 1;
- N [mol], numero di moli;
- n = 1.4 [], coefficiente della politropica, in questo caso la trasformazione è considerata adiabatica (veloce e priva di scambi di calore);
- $R = 8.314 \cdot 10^3 \left[\frac{MPa \cdot m^3}{mol \cdot K}\right]$, costante dei gas.

da cui è possibile ricavare l'equazione della densità

$$\rho_1 = \rho_{10} \cdot \left(\frac{P_1}{P_{10}}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{P_{10}}{\tilde{R} \cdot T_{10}} \cdot \left(\frac{P_1}{P_{10}}\right)^{\frac{1}{n}}$$
(4.9)

dove:

• $\tilde{R} = 287.05 \cdot 10^{-6} \left[\frac{MPa \cdot mm^3}{Kg \cdot K} \right]$, costante dei gas, specifica per l'aria;

Se si deriva l'equazione 4.9 si ottiene

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{P_{10}}{\tilde{R} \cdot T_{10}} \cdot \left(\frac{P_1}{P_{10}}\right)^{\frac{1}{n}-1} \cdot \frac{1}{n \cdot P_{10}} \cdot \frac{dP_1}{dt}$$
(4.10)

Analogamente è possibile scrivere le equazioni, 4.11, e 4.12.

$$\rho_2 = \rho_{20} \cdot \left(\frac{P_2}{P_{20}}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{P_{20}}{\tilde{R} \cdot T_{20}} \cdot \left(\frac{P_2}{P_{20}}\right)^{\frac{1}{n}}$$
(4.11)

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \frac{P_{20}}{\tilde{R} \cdot T_{20}} \cdot \left(\frac{P_2}{P_{20}}\right)^{\frac{1}{n}-1} \cdot \frac{1}{n \cdot P_{20}} \cdot \frac{dP_2}{dt}$$
(4.12)

Si nota che, in posizione di equilibrio e in assenza di schiacciamento, le pressioni nelle due camere P_{10} e P_{20} sono uguali. Inoltre, unendo l'equazione 4.3 con l'equazione 4.12 e considerando che la camera 2 in prima approssimazione ha volume $V_2 = cost$, si ottiene:

$$\frac{dP_2}{dt} = G \cdot \frac{n \cdot \tilde{R} \cdot T_{20}}{V_2} \cdot (\frac{P_2}{P_{20}})^{1 - \frac{1}{n}}$$
(4.13)

dove:

- $T_{20} = 20 \ [^{o}C] = 273.15 \ [K]$, temperatura iniziale dell'aria nella camera 2
- n = 1.4 [], coefficiente della politropica, in questo caso la trasformazione è adiabatica;
- $P_{20} = P_{10} [MPa]$, pressione assoluta iniziale dell'aria nella camera 2;
- $\tilde{R} = 287.05 \cdot 10^{-6} \left[\frac{MPa \cdot mm^3}{Kg \cdot K}\right]$, costante dei gas, specifica per l'aria;
- $V_{20} \ [mm^3]$ = volume iniziale della camera ausiliaria 2.

Unendo l'equazione 4.2 con le equazioni 4.9 e 4.10, si ottiene

$$G_1 = -V_1 \cdot \frac{P_{10}}{\tilde{R} \cdot T_{10}} \cdot (\frac{P_1}{P_{10}})^{\frac{1}{n}-1} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{dP_1}{dt} - \frac{P_{10}}{\tilde{R} \cdot T_{10}} \cdot (\frac{P_1}{P_{10}})^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{dV_1}{dt}$$
(4.14)

da cui si può ricavare

$$\frac{dP_1}{dt} = -G_1 \frac{n \cdot \tilde{R} \cdot T_{10}}{V_1} \cdot (\frac{P_1}{P_{10}})^{1-\frac{1}{n}} - \frac{n \cdot P_1}{V_1} \cdot \frac{dV_1}{dt}$$
(4.15)

Per quanto riguarda la portata G, il valore che assume la stessa dipende dalla valvola interposta fra i serbatoi 1 e 2 della figura 4.1.

$$G = \rho_N \cdot Q_{ANR} \tag{4.16}$$

$$Q_{ANR} = C \cdot P_u \cdot K_T \cdot \Phi(r, b) \tag{4.17}$$

dove $(ISO \ 6358)$ [41] [42]:

- $\rho_N = \frac{P_N}{R^2 T_N} = 1.2041 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$, valore di densità di aria in condizioni normali;
- $C \cong 10^{-3} \left[\frac{m^3}{Pa \cdot s}\right]$, conductività della valvola;
- $K_T = \frac{T_1}{T_{10}} = 1$ [], coefficiente di temperatura dell'aria;
- P_u [*MPa*], pressione di monte;
- $r = \frac{P_d}{P_u}$ [], rapporto fra la pressione di valle e la pressione di monte;
- b = 0.528 [], rapporto critico della valvola;
- $\Phi(r, b)$, funzione di $r \in b$, che vale

$$\Phi(r,b) = \begin{cases} \sqrt{1 - (\frac{r-b}{1-b})^2}, & \text{se } r > b, \\ 1, & \text{se } r < b. \end{cases}$$

Come ultimo passo, si prosegue con il riportare l'equazione di equilibrio relativa alla camera 1 della figura 4.1.

$$F = (P_1 - p_{amb}) \cdot A + K_s \cdot (z_{max} - z) \cdot n_{vesciche}$$
(4.18)

Se si deriva l'equazione 4.18 rispetto al tempo, si ottiene

$$\dot{F} = \frac{dF}{dt} = (P_1 - p_{amb}) \cdot \frac{dA}{dt} + A \cdot \frac{dP_1}{dt} + K_s \cdot \frac{d(z_{max} - z)}{dt} \cdot n_{vesciche}$$
(4.19)

Inoltre, vale anche

$$dF = K \cdot dz \tag{4.20}$$

che è possibile scrivere anche nel modo seguente

$$K = \frac{dF}{dz} = \frac{dF}{dt} \cdot \frac{dt}{dz} = \frac{\dot{F}}{\dot{z}}$$
(4.21)

L'equazione 4.21 si riferisce alla rigidezza pneumatica della singola vescica. Si riesce così ad ottenere la rigidezza totale grazie alla relazione 4.22.

$$K = K_p + K_S \cdot n_{vesciche} \tag{4.22}$$

dove K_p è la rigidezza pneumatica delle vesciche e K_S è la rigidezza strutturale che proviene dalla membrana e che dipende dal suo spessore, i quali valori medi sono stati calcolati nella sezione 3.2 e riportati nella tabella 4.1 in relazione allo spessore dello shell scelto.

Spessore Shell [mm]	$K_S media [N/mm]$
0.2	0.21
0.3	0.53
0.4	0.97
0.5	1.58

Tabella 4.1: Rigidezze strutturali medie in funzione dello spessore dello shell - Schiacciamento 2.5 mm

Una volta riportate tutte le equazioni, è possibile creare un modello Simulink che veda un input di schiacciamento e restituisca i valori di rigidezza K e forza di contatto F per ogni step di variazione.

4.2 Modello simulink

Per simulare il comportamento dinamico del sistema è stato creato, utilizzando le formule riportate nella sezione 4.1, un modello simulink, visibile per intero in figura 4.4.



Figura 4.4: Modello Simulink Completo

Il modello simulink vede in ingresso uno schiacciamento e lo converte in una quota z, utilizzando l'equazione

$$z = c - s \tag{4.23}$$

dove

- z: quota verticale (mm)
- c: semiasse verticale della vescica (mm)
- s: schiacciamento (mm)

Inoltre, viene calcolato il volume e l'area di contatto tramite funzioni polinomiali totalmente equivalenti alle equazioni 2.20 e 2.24 che esprimono i suddetti parametri in fuzione di z.

Il blocco dell'equazione 4.15, rappresentato in figura 4.5, mostra come viene calcolata $\frac{dP_1}{dt}$, a partire dalla portata G, dal volume interno della camera "1" V_1 , dalla sua derivata e dalla P_1 stessa.



Figura 4.5: Modello Simulink - Dettaglio Equazione 15

Analogamente si presenta, in figura 4.6, un dettaglio del blocco dell'equazione 4.13, che vede in ingresso la portata G e la P_2 stessa per il calcolo di $\frac{dP_2}{dt}$.

La figura 4.9 rappresenta il blocco dell'equazione 4.16 che, a seconda del valore numerico di P_1 e P_2 , restituisce la portata G della valvola.



Figura 4.6: Modello Simulink - Dettaglio Equazione 13



Figura 4.7: Modello Simulink - Dettaglio Equazione 17

In conclusione, in figura 4.10, si può osservare nel dettaglio il blocco che vede in ingresso la pressione P_1 , la sua derivata, la derivata dello schiacciamento, e quindi della quota verticale, \dot{z} e l'area di contatto A, restituendo la forza di contatto F e la rigidezza k.


Figura 4.8: Modello Simulink - Dettaglio Equazione 17 - Action Port 1



Figura 4.9: Modello Simulink - Dettaglio Equazione 17 - Action Port2



Figura 4.10: Modello Simulink - Dettaglio Equazione 18-22

4.3 Risultati simulazioni

In questa sezione si riportano i risultati delle simulazioni effettuate con *Matlab e Simulink* ponendo l'attenzione sui diversi parametri che influiscono sui risultati di pressione e forza di contatto. Per ogni simulazione, posto lo schiacciamento massimo,

$$s_{max} = 2.5 \ [mm]$$
 (4.24)

è stata impostata una rampa di schiacciamento con coefficiente angolare 0.25,

$$s = 0.25 \cdot t \tag{4.25}$$

pertanto, il tempo totale di schiacciamento sarà

$$t_s = \frac{s_{max}}{0.25} = 10 \ [s] \tag{4.26}$$

tempo necessario per schiacciare la vescica di s_{max} .

4.3.1 Influenza della variazione di volume della camera ausiliaria V_2 sulla pressione del sistema e sulla forza di contatto

In questa sezione s'indaga sulla variazione di volume ausiliario della camera "2" V_2 del sistema in figura 4.11.



Figura 4.11: Schema pneumatico del sistema

La variazione di volume influisce non solo sul tempo di stabilizzazione delle pressioni ma anche sulla sensiblitià del sistema pneumatico. Infatti, più il volume ausiliario è piccolo, più le pressioni si bilanceranno facilmente e più il sistema sarà sensibile [39].

Influenza della variazione di volume della camera ausiliaria V_2 sulla pressione del sistema

Nell'immagine 4.12 si nota che per volumi ausiliari piccoli, le pressioni salgono rapidamente. Questo è logico se si pensa che la quantità di aria all'interno del sistema è costante ma, se racchiusa in un volume più piccolo, un minimo schiacciamento può causare un incremento repentino della pressione P all'interno del sistema.

Influenza della variazione di volume della camera ausiliaria V_{20} sulla forza di contatto

Analogamente alla sezione 4.3.1, si può osservare l'influenza della variazione di volume iniziale della camera ausiliaria V_{20} sulla forza di contatto.

Si nota come la forza di contatto resta costante una volta esauritosi il transitorio, essendo la pressione nel sistema subito uniformata. Dunque, la pressione nelle vesciche resta pressochè costante.



Figura 4.12: Pressioni nelle due camere - Variazione V_{20} - C = $5 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m^3}{Pa \cdot s} \right]$



Figura 4.13: Forza F_{tot} - Variazione V_{20} - C = $5 \cdot 10^{-3} [\frac{m^3}{Pa \cdot s}]$

Capitolo 5 Proposte progettuali

In questo capitolo, s'illustrano le proposte progettuali del dispositivo da implementare sulla generica mano robotica. A titolo d'esempio si è presa in considerazione la mano HERI Hand III, fabbricata presso il *Center for Robotics and Intelligent Systems*, sede dell'*Istituto Italiano di Tecnologia* di Genova.

5.1 Proposta progettuale - Sistema pneumatico e l'insufficiente sensibilità

Il sistema pneumatico descritto nella sezione 2.1 e riportato nuovamente in figura 5.1, rappresenta uno schema semplificativo della vescica in progetto. Le ulteriori analisi proposte nei capitoli precedenti hanno mostrato una dipendenza del comportamento del sistema dai parametri di pressione e volume.



Figura 5.1: Schema di riferimento pneumatico

Il sistema, oltre ad essere stato analizzato staticamente e dinamicamente, è stato studiato anche dal punto di vista strutturale, simulando nel dettaglio, grazie all'analisi agli elementi finiti, gli sforzi generati dallo schiacciamento della vescica su tutta la superficie della stessa.

Una volta raccolte tutte le informazioni necessarie, si è in grado di ultimare una strategia di progettazione e definire i parametri di progetto.

Il dispositivo pneumatico fino ad ora analizzato è composto da vesciche deformabili da installare sui polpastrelli distali del pollice e dell'indice della mano robotica, un volume ausiliario V_2 dove immagazzinare l'aria compressa, una valvola che permette il passaggio del fluido dal volume ausiliario alle vesciche e da tubi di collegamento.

In figura 5.2 è possibile visualizzare il sistema pneumatico e la sua installazione sul braccio robotico e sulle dita dell'HERI Hand [31].



Figura 5.2: Dettaglio del sistema pneumatico - (in *grigio* il volume ausiliario V_{20} , in *arancione* i tubi di collegamento, in *rosso* la valvola e in *azzurro* le due vesciche pneumatiche) [31]

La figura 5.3 mostra il modello CAD della vescica scelta, di spessore $t = 0.4 \ [mm]$ e di rigidezza strutturale $K_S = 0.97 \ [N/mm]$.

Il volume ausiliario scelto è un cilindro con diametro di base $d = 8 \ [mm]$ e corsa massima $w_{max} \cong 98 \ [mm]$, pertanto, il suo volume è

$$V_{20} = 5000 \ [mm^3] \tag{5.1}$$

I tubi di collegamento scelti sono i tubi FESTO in poliuretano di diametro esterno e interno rispettivamente [43]

$$\phi_{est} = 3 \ [mm] \tag{5.2}$$

$$69$$



Figura 5.3: CAD Vescica - La vescica scelta ha spessore $t = 0.4 \ [mm]$.

$$\phi_{int} = 2,1 \ [mm] \tag{5.3}$$

mentre la lunghezza dei tubi è la somma dei diversi tratti che collegano il volume ausiliario con la valvola e le vesciche.

Considerate le dimensioni del braccio, la capacità della mano di ruotare su sè stessa e le dimensioni della mano stessa (figura 5.4), la lunghezza dei tubi necessaria è

$$L_{tubi} \cong 1030 \ [mm] \tag{5.4}$$

dove:

- tratto $1 = 84 + 184 + 100\pi$ [mm], somma dei tratti fra il volume ausiliario e la valvola più una rotazione completa della mano;
- $tratto 2 = 209.64 \ [mm]$, somma dell'altezza dalla base della mano alla vescica e di metà spazio di lavoro del dito;
- $tratto 3 = 237.34 \ [mm]$, somma dell'altezza dalla base della mano alla vescica e di metà spazio di lavoro del dito.



Figura 5.4: Heri Hand III - dettaglio dimensioni mano con vesciche

Pertanto, il volume tubi risulta essere

$$V_{tubi} \cong 3235 \ [mm^3] \tag{5.5}$$

E il volume totale V_{tot} è

$$V_{tot} = V_2 + V_{10} \cdot n_{vesciche} + V_{tubi} = 10237 \ [mm^3] \tag{5.6}$$

dove V_{10} è il volume della singola vescica indeformata.

$$V_{10} = 1001 \ [mm^2] \tag{5.7}$$

Sono state effettuate delle simulazioni al fine tracciare le curve di rigidezza ottenibili in funzione della regolazione del volume totale di aria interno del sistema. Si è fatto variare il volume de un valore

Si è fatto variare il volume da un valore

$$V_{min} = V_{10} \cdot n_{vesciche} + V_{tubi} \tag{5.8}$$

escludendo quindi il volume V_2 , a un valore

$$V_{max} = V_{tot} = V_2 + V_{10} \cdot n_{vesciche} + V_{tubi}$$

$$(5.9)$$

Si sono effettuate le prove facendo variare il volume totale in modo tale da passare da un volume ausiliario nullo al volume ausiliario massimo (equazione 5.1).

Il risultato di queste prove è possibile osservarlo in figura 5.5.

Il sistema ha una caratterisrica abbastanza piatta e, dunque, risulta essere poco sensibile. Il range di rigidezza che permette di raggiungere è molto limitato. Il sistema così progettato, perciò, non è un sistema efficiente.

Si nota, però, che c'è un minuscolo incremento di rigidezza per volumi più piccoli. Questo permette di fare alcune osservazioni: appurato che l'incremento di



Figura 5.5: Grafico volume-rigidezza in funzione di P_0

rigidezza all'aumentare dello schiacciamento è monotono, si può pensare di diminuire il volume totale di aria nel sistema riempiendolo con del fluido incomprimibile (acqua), per ottenere dei volumi minori di aria all'interno del sistema. Questo permetterebbe un'incremento della rigidezza ottenibile.

Se infatti si introduce una piccola quantità di fluido all'interno del sistema, si ottengono le seguenti curve, riportate in figura figura 5.6.

Le prove condotte hanno confermato le ipotesi fatte sul sistema. Il range di rigidezza, ottenibile introducendo un fluido incomprimibile nel sistema, risulta ancora essere molto limitato e, dunque, occorre riprogettare il sistema e adattarlo a una nuova condizione di compresenza fra due diversi tipi di fluido, comprimibile (aria) e incomprimibile (acqua).

Inoltre, per ridurre sensibilmente il volume di aria all'interno del sistema, si può pensare di installare il dispositivo interamente sulla mano, evitando così il

Proposte progettuali



Figura 5.6: Grafico volume-rigidezza in funzione di P_0

problema dell'ingombro dei tubi stessi.

5.2 Proposta progettuale - Sistema oleopneumatico

Le prove condotte sul sistema pneumatico hanno prodotto dei risultati insufficienti per quanto riguarda la sensibilità del sistema. Il sistema riempito di sola aria, infatti, non permette di ottenere un range di rigidezza esteso. Pertanto, si introduce una modifica al sistema pneumatico. Si nota che tutte le considerazioni fatte fino ad ora riguardanti la geometria delle vesciche, la rigidezza strutturale K_S media delle stesse e la modellazione dinamica restano le medesime; ciò che cambia è solo la parte strutturale del sistema (figura 5.7), oltre alla sua sensibilità. Tutto ciò verrà illustrato nel dettaglio nella seguente sezione.

Si riporta, in figura 5.7, lo schema di riferimento del sistema.



Figura 5.7: Schema di riferimento oleopneumatico

Il dispositivo pneumatico è composto da:

- due vesciche deformabili da installare sui polpastrelli distali del pollice e dell'indice della mano robotica;
- una camera di coesistenza aria-acqua;
- un volume ausiliario V_2 dove immagazzinare l'aria compressa;
- un sistema di regolazione vite-madrevite che permette di modificare il volume della camera ausiliaria V_2 ;
- una valvola che permette il passaggio del fluido dal volume di coesistenza dei fluidi alle vesciche;
- tubi di collegamento.

Le equazioni del modello *Simulink* sono le medesime riportate nel capitolo 4, relativo alla definizione del modello simulink.

5.2.1 Risultati delle simulazioni effettuate - Sistema oleopneumatico

Taratura del sistema

Nella presente sezione vengono illustrati i risultati relativi al sistema oleopneumatico, ottenuti dalle simulazioni.

I tubi di collegamento scelti sono i tubi FESTO in poliuretano di diametro esterno e interno rispettivamente [43]

$$\phi_{est} = 3 \ [mm] \tag{5.10}$$

$$\phi_{int} = 2,1 \ [mm] \tag{5.11}$$

mentre la lunghezza dei tubi è la somma dei diversi tratti che collegano il volume ausiliario con la camera di coesistenza dei fluidi e con le vesciche.

Come già affermato in precedenza, oltre a riempire il sistema di acqua, per ridurre sensibilmente il volume di aria all'interno del sistema, si può pensare di installare il dispositivo interamente sulla mano, evitando così il problema dell'ingombro dei tubi stessi. Se s'immagina di installare il sistema sulla base della mano, la lunghezza che i tubi dovrebbero avere risulta, al massimo la distanza fra la vescica e la base della mano (figura 5.8). Tuttavia i tubi e le vesciche sono pieni di acqua, così come ne è pieno parzialmente il volume di coesistenza dei fluidi. Il volume di acqua non è di interesse per la regolazione, in quanto essa viene effettuata grazie a un sistema vite-madrevite che comanda un cilindro nel quale è presente aria; pertanto, il volume che andrebbe ridotto al minimo è il volume di aria. Per avere un sistema efficiente, dunque, il volume di aria all'interno del sistema deve essere estremamente limitato, e considerato che il volume di aria è presente solamente nella camera di coesistenza dei fluidi e nel cilindro pneumatico regolabile grazie ad un sistema vite-madrevite, si può fare una stima a priori considerando il volume di accumulo minimo interno del più piccolo accumulatore idropneumatico in commercio [44].

Si sono effettuate alcune prove e si è isolato un range di variazione di volumi ottimali che va da

$$V_{min} = 300 \ [mm^3] \tag{5.12}$$

a un valore

$$V_{max} = 2000 \ [mm^3] \tag{5.13}$$



Figura 5.8: Heri Hand 3 - dettaglio dimensioni mano con vesciche

Dunque, sono state effettuate delle simulazioni al fine di tracciare le curve di rigidezza ottenibili in funzione della regolazione del volume totale di aria interno del sistema. Il risultato ottenuto si può osservare nel grafico seguente 5.9.



Figura 5.9: Grafico volume-rigidezza - sistema oleopneumatico

Le curve ottenute sono del tutto analoghe a quelle ottenute per il sistema unicamente pneumatico (figure 5.5, 5.6). Tuttavia, è evidente che riducendo drasticamente il volume di aria all'interno del sistema, è possibile ottenere un range di rigidezza esteso. Il vantaggio del sistema progettato, infatti, è proprio quello di permettere un'ampia regolazione della rigidezza del sistema, regolando unicamente il volume ausiliario. Su queste curve è possibile quindi isolare un punto di progetto e individuare la combinazione di parametri P_0, V_0 . Scegliendo una curva di pressione e un volume iniziale di aria interna, quindi tarando il sistema, si riesce, regolando unicamente il volume, a muoversi sulla curva scelta. Ad ogni minima variazione di volume c'è una corrispondenza univoca con una rigidezza ottenibile.

In questo modo, scegliendo determinati valori di P_0, V_0 , si è in grado di ottimizzare la presa, regolando opportunamente la rigidezza per mezzo del sistema vite-madrevite, qualora si afferrino oggetti nel range

$$0.7 \div 2.3 \ [kg]$$
 (5.14)

Sollevamento di una massa prestabilita

Si vuole sollevare una massa

$$m = 1.5 \ [kg] \tag{5.15}$$

Vengono scelti come parametri iniziali i valori di pressione e di volume individuati nella figura 5.10 rispettivamente

$$P_0 = 0.17 \ [MPa] \tag{5.16}$$

$$V_0 = 356 \ [mm^3] \tag{5.17}$$

Si è scelto, dunque, di minimizzare la pressione scegliendo la curva a pressione minore. $P_0 \in V_0$ non sono nient'altro che i parametri iniziali di progetto che vengono inseriti nelle equazioni del modello, proposte nel capitolo 4. I risultati prodotti sono rappresentati nelle figure sottostanti. Si constata come impostando i parametri iniziali P_0, V_0 si riesce ad ottenere la rigidezza desiderata a fronte di uno schiacciamento di 2.5 [mm] (figura 5.12). Inoltre, viene anche raggiunta la forza necessaria per sollevare l'oggetto (figura 5.14).



Figura 5.10: Grafico volume-rigidezza - sistema oleopneumatico



Figura 5.11: Progetto - $m=1.5\ [kg]$ - Andamento della rigidezza pneumatica



Figura 5.12: Progetto - $m=1.5\ [kg]$ - Andamento della rigidezza totale



Figura 5.13: Progetto - $m=1.5\ [kg]$ - Andamento della pressione all'interno del sistema



Figura 5.14: Progetto - $m=1.5\ [kg]$ - Andamento della forza di contatto vescica-oggetto

Si riportano inoltre le curve di forza di contatto vescica-oggetto e di pressione interna di aria nel sistema, valutate all'avanzare dello schiacciamento, parametrizzate sul volume iniziale totale di aria nel sistema V_0 (figure 5.15, 5.16). Si nota che, aumentando sensibilmente il volume interno di aria nel sistema, si raggiungono pressioni meno elevate (figura 5.15), ma contemporaneamente non viene raggiunto il valore di forza necessario per il sollevamento dell'oggetto (figura 5.16). Ciò accade perchè solo la combinazione di P_0, V_0 scelta (figura 5.10), a fine schiacciamento di 2.5 [mm], garantisce la rigidezza desiderata. Questo fornisce una correlazione univoca fra la pressione, il volume interno del sistema e la rigidezza richiesta. Ciò permette di conoscere in ogni momento e a ogni step di schiacciamento tutti i parametri del sistema, rendendolo così facile da regolare e altamente intuitivo.



Figura 5.15: Pressione interna del sistema in funzione dello schiacciamento, parametrizzato su V_0



Figura 5.16: Forza di contatto-vescica oggetto in funzione dello schi
acciamento, parametrizzato su V_0

5.3 Scelta dei componenti

Nella presente sezione sono illustrati tutti i componenti scelti per il set-up del sistema.

Il sistema pneumatico progettato comprende:

- due vesciche deformabili da installare sui polpastrelli distali del pollice e dell'indice della mano robotica;
- una camera di coesistenza aria-acqua;
- un volume ausiliario V_2 dove immagazzinare l'aria compressa;
- un sistema di regolazione vite-madrevite che permette di modificare il volume della camera ausiliaria V_2 ;
- componenti ausiliari: supporti, viti, tubi.

Il modello simulink creato nel capitolo 4 include anche la presenza di una valvola regolatrice di flusso. La presenza della valvola è fondamentale ai fini della modellazione poichè introduce un'equazione necessaria per il calcolo delle pressioni interne e apre la strada per un'analisi vibrazionale del sistema. Tuttavia, non avendo indagato il sistema dal punto di vista vibrazionale, si è ritenuto opportuno non inserire un generico strozzatore e dimensionare solo i componenti effettivamente utili per giungere ai risultati che ci si è prefissati di raggiungere in questo lavoro di tesi.

5.3.1 Vescica deformabile

L'elemento centrale nella progettazione del dispositivo di ottimizzazione della presa per mani robotiche è la vescica siliconica deformabile. Per la progettazione è stata scelta una vescica di spessore $t = 0.4 \ [mm]$ (figura 5.17)



Figura 5.17: CAD Vescica - La vescica scelta ha spessore $t = 0.4 \ [mm]$.

La vescica, di forma semiellissoidale, è concepita in materiale siliconico SILAM GP [37]. Il silicone è inizialmente liquido e per creare la vescica è necessario produrla in uno stampo. Per far fronte alle esigenze progettuali, si è modificata leggermente la base della vescica, rendendola più spessa e si è progettato un piccolo foro laterale per fare in modo che i tubi di adduzione del fluido possano raggiungerne l'interno. Si è effettuata questa scelta progettuale per esigenze pratiche. Infatti, in primo luogo, con una tale base è possibile fissare facilmente la vescica ad un supporto tramite viti: esso risulta essere il metodo di montaggio più semplice per vincolare la sottilissima base della vescica ad un supporto. Inoltre, la base funge anche da guarnizione e permette il facile collegamento dei tubi di adduzione del fluido. In figura è possibile visualizzare la modifica della base della vescica (figura 5.18). Occorre specificare, inoltre, che il profilo della vescica è rimasto invariato. La base infatti, non collide con la superficie esterna della vescica che resta libera di deformarsi sotto l'applicazione del carico. Esso è possibile visualizzarlo nella figura 5.19. E' necessario aggiungere che si è progettato un secondo foro analogo al primo per evitare che, nella fase di riempimento della vescica con l'acqua, una minima



quantità di aria resti intrappolata. Quest'ultimo foro verrà poi tappato con un inserto filettato.

Figura 5.18: CAD Vescica - Base di montaggio

 $Proposte \ progettuali$



Figura 5.19: CAD Vescica - Dettaglio base di montaggio

5.3.2 Volume ausiliario V_2 - Cilindro pneumatico

Il cilindro pneumatico scelto per l'applicazione è un microcilindro pneumatico a profilo tondo modello *SMC CJP-S15-10-XC22-B* [45]. E' possibile visualizzare le specifiche nella tabella 5.1.

Caratteristiche cilindro pneumatico					
Nome	Valore	Misura			
Max. Pressione d'esercizio	0.7	MPa			
Min. Pressione d'esercizio	0.15	MPa			
Pressione di prova	1.05	MPa			
Temperatura di eserczio	Da -10 a 70	°C			
Lubrificazione	Non richiesta	/			
Velocità	Da 50 a 500	mm/s			
Ammortizzo	Nessuno	/			
Funzione	Semplice effetto	/			
Diametro testa	15	mm			
Corsa	Corsa 10				
Tolleranza sulla corsa	1.0	mm			
Tolleranza di filettatura	JIS classe 2	/			
Tipo estremità stelo	Senza filettatura	/			
Montaggio	Montaggio a pannello	/			
Attacco camera	1/8	inches			
Accessori (dotazione standard)	Dadi di montaggio, guarnizioni	/			
Peso	82	g			

Tabella 5.1: Caratteristiche cilindro [45]

E' possibile visualizzare un'immagine rappresentativa del cilindro nella figura 5.20 [45].

Proposte progettuali



Figura 5.20: Cilindro pneumatico

5.3.3 Attuatore lineare

L'attuatore lineare scelto per l'applicazione è il mini attuatore *PiezoMike Linear* Actuator N-470 [46]. E' possibile visualizzare le specifiche nella tabella 5.2.

Tale attuatore ha integrato un sistema di auto-bloccaggio a molla che permette di avere una forza di tenuta passiva anche quando l'attuatore non è alimentato da corrente.

E' possibile, inoltre, regolare il volume interno del cilindro (sezione 5.3.2), accoppiando lo stelo al suddetto attuatore lineare. Il moto lineare dell'attuatore permette, infatti, tramite il contatto con lo stelo, di muoverlo e, dunque, di modificare il volume nella camera posteriore del cilindro.

Caratteristiche attuatore lineare					
Nome	Valore	Misura			
Modello	N-470.21X-B	/			
Movimento	Lineare	/			
Tipo	Elettrico	/			
Tecnologia	Piezo-motore	/			
Caratteristiche	Compatto, miniatura	/			
Freno	Auto-bloccante	/			
Forza di					
tenuta passiva	100	N			
(freno)					
Corsa max.	13	mm			
Temperatura max.	40	°C			
Regolazione minima	1	step			
Step di regolazione min.	20	nm			
Peso	80	g			
Voltaggio max.	80	V			
Potenza max.	5	W			

 Tabella 5.2:
 Caratteristiche attuatore lineare

Si verifica, tramite un semplice calcolo, che l'attuatore può effettivamente sostenere una forza di tenuta passiva pari a (tabella 5.2)

$$F_t = 100 \ [N] \tag{5.18}$$

Facendo riferimento ai risulati ottenuti nella sezione 5.2.1, la pressione massima che si raggiunge all'interno del sistema al massimo schiacciamento risulta essere

$$P_{max} = 0.45 \ [MPa] \tag{5.19}$$

La pressione agisce sull'area della testa del cilindro che ha come diametro

$$d_{cil} = 15 \ [mm] \tag{5.20}$$

Ne risulta che la forza massima che l'aria compressa esercita sull'attuatore lineare è

$$R = 0.45 \cdot \pi \cdot \frac{d_{cil}^2}{4} = 79.5 < F_t \ [N]$$
(5.21)

Dunque l'attuatore regge la forza di reazione che il sistema oleopneumatico esercita sulla testa del cilindro.

E' possibile, infine, visualizzare un'immagine rappresentativa dell'attuatore nella figura 5.21 [46].



Figura 5.21: Attuatore lineare [46]

5.3.4 Accumulatore idropneumatico - Camera di coesistenza dei fluidi

Il dispositivo in progetto prevede la presenza di una camera di coesistenza dei due fluidi, acqua e aria, anche detta *accumulatore idropneumatico*. L'accumulatore idropneumatico, sfruttando la comprimibilità dei gas, permette di poter imma-gazzinare, in circuiti semi-idraulici, quantità di fluidi in pressione incomprimibili. Gli accumulatori idropneumatici possono presentare una sacca o una membrana interna (figura 5.22) costituita da materiale gommoso deformabile.



Figura 5.22: Accumulatore idropneumatico: (A) Assenza di fluido incomprimibile *(in rosso)* - (B) Progressivo riempimento di fluido incomprimibile (acqua) - (C) Fine riempimento, compressione membrana e coesistenza dei due fluidi

All'esterno della membrana viene accumulato il fluido incomprimibile e al suo interno vi è presente il fluido comprimibile. Essendo il volume totale interno dell'accumulatore fisso, il volume di fluido incomprimibile in pressione che viene immagazzinato all'esterno della membrana interna dell'accumulatore fa ridurre della stessa quantità il volume di fluido comprimibile all'interno della membrana. Questa diretta correlazione permette, nell'applicazione specifica in esame, di avere una corrispondenza fra schiacciamento della vescica, volume di fluido incomprimibile accumulato e volume di fluido comprimibile all'interno della membrana. Dunque, schiacciando la vescica si riesce ad ottenere la stessa variazione di volume di aria all'interno della membrana, dal momento che, per come è stato realizzato l'accumulatore, la legge di compressione del fluido comprimibile è la legge politropica dei gas (equazione 4.7). Poiché il sistema è stato progettato utilizzando proprio l'equazione politropica (sezione 4.2) per il calcolo delle pressioni nel sistema, l'accumulatore a membrana risulta essere la scelta ideale per la camera di coesistenza fra due fluidi del sistema.

L'accumulatore scelto per l'applicazione è il mini accumulatore a membrana HAWE modello AC [44]. E' possibile visualizzare le specifiche nella tabella 5.3 e un disegno del componente in figura 5.23.

Caratteristiche accumulatore				
Nome	Valore	Misura		
Tipo	A membrana	/		
Montaggio	A vite	/		
Attacchi	1/4	inches		
Volume totale max.	13	cm^3		
Pressione min.	2	bar		
Peso	300	g		

 Tabella 5.3:
 Caratteristiche accumulatore a membrana



Figura 5.23: CAD accumulatore idropneumatico

5.3.5 Componenti ausiliari - Supporti, viti, tubi

S'illustrano, nella seguente sezione, i componenti ausiliari necessari per il montaggio del cilindro, delle vesciche, del pistone e dell'accumulatore sulla mano HERI Hand.

Cappuccio di supporto per le vesciche

Per fissare le vesciche sul polpastrello distale del dito della mano robotica si è progettato un cappuccio (figura 5.24) idealmente stampato in 3D in materiale plastico TPU-85-A [47]. Si fa notare che il cappuccio, qui realizzato con le dimensioni specifiche del polpastrello della HERI Hand, mano robotica che si è presa come esempio, può essere adattato a qualsiasi mano robotica modificandone opportunamente le dimensioni ma mantenendo invariata la spaziatura dei fori, in quanto essi verranno accoppiati con i fori realizzati sulla base della vescica.



Figura 5.24: CAD Cappuccio di fissaggio per le vesciche

Altri componenti di montaggio e di collegamento

Di seguito è riportata una tabella relativa alla componentistica ausiliaria necessaria per il montaggio dei componenti scelti sulla mano robotica.

Componenti ausiliari di supporto							
		Unità			Peso		
Nome	Dimensioni	di	Q.tà	Materiale	totale		
		misura			(g)		
Viti Acton	1.6x6	mm	16	Acciaio	51		
Viti Acton	4x10	mm	4	Acciaio	30		
Viti Acton	4x14	mm	2	Acciaio	15		
Viti Acton	4x16	mm	4	Acciaio	36		
Dado	M3	/	2	Acciaio	3		
Dado	M4	/	5	Acciaio	14		
Piastra di montaggio	300x90 30 fori passanti Ø 4 (per lato)	mm	1	Acciaio	400		
Raccordo pneumatico	$\frac{1/8"-1/8"}{(\text{male-male})}$	inches	1	Acciaio	5		
Raccordo pneumatico	1/4"- $1/8$ " (male-female)	inches	1	Acciaio	5		
Raccordo idraulico	1/4"-1/8" (male-male)	inches	1	Ottone	6		
Guarnizione	Ø esterno 6 Ø interno 3	mm	2	Gomma siliconica	2		
Inserto filettato	Ø esterno 3 Ø interno 2	mm	2	Ottone	4		
Raccordo pneumatico (3 ingressi)	1 ingresso 1/4" 2 uscite 1/8"	inches	1	Acciaio Nichelato	43		
Tubi pneumatici FESTO	Ø esterno 3 Ø interno 2.1 Lunghezza tot 426	mm	1	Poliuretano	111		

 Tabella 5.4:
 Caratteristiche componenti ausiliari di supporto

5.4 Montaggio dei componenti e set-up del sistema

Nella presente sezione viene proposta la modalità di montaggio dei componenti citati nella sezione 5.3.

In primo luogo, si riporta un'immagine del polpastrello dell'indice della mano HERI Hand III (figura 5.25), mano che è stata presa come esempio per l'installazione del generico dispositivo pneumatico in progetto.



Figura 5.25: Step montaggio - Polpastrello

Il cappuccio progettato e illustrato nella sezione 5.3.5 viene installato sul polpastrello secondo l'immagine 5.26.

E sul polpastrello viene montata la vescica con otto *viti* ACTON 1.6x6 (figura 5.27).

Analogamente viene installata la vescica sul polpastrello dell'altro dito implicato nella presa. In questo caso, essendo i polpastrelli distali uguali sia nel caso del pollice sia nel caso dell'indice, i cappucci specifici progettati risultano avere medesime dimensioni. Si preme ricordare nuovamente che il cappuccio, qui realizzato con le dimensioni specifiche del polpastrello della HERI Hand, mano robotica che si è presa come esempio, può essere adattato a qualsiasi mano robotica modificandone opportunamente le dimensioni ma mantenendo invariata la spaziatura dei fori, in quanto essi verranno accoppiati con i fori realizzati sulla base della vescica.


Figura 5.26: Step montaggio - Installazione cappuccio



Figura 5.27: Step montaggio - Installazione vescica



Figura 5.28: Step montaggio - Panoramica mano con vesciche

Si procede con l'installazione dei tubi di collegamento FESTO (Φ interno 2.1 [mm], Φ esterno 3 [mm]), collegati tramite uno sdoppiatore (*LEGRIS*, tabella 5.4) (figura 5.29) all'accumulatore idropneumatico (figura 5.30).

Esso viene installato su un sostegno che a sua volta è installato sulla piastra. Quest'ultima è fissata sulla mano grazie a delle *viti ACTON 4x16*.

Tramite un tubo di gomma poliuretanica FESTO (Φ interno 2.1 [mm], Φ esterno 3 [mm], lunghezza 68 [mm], volume interno 213.6 [mm³]) [43], viene collegato l'accumulatore al cilindro pneumatico. (figura 5.31)

Lo stelo del cilindro viene messo in contatto direttamente con l'attuatore lineare. Sarà poi quest'ultimo componente, grazie a un comando elettrico, a regolare il sistema, muovendo lo stelo dell'attuatore e facendo variare il volume della camera posteriore del cilindro. In figura 5.32, si può notare l'attuatore lineare installato su un sostegno e sulla piastra di montaggio, e i cavi (*in rosso*) per il comando elettrico di regolazione.

L'ideale montaggio del sistema è completato, di seguito sono riportate alcune immagini che rappresentano da differenti angolazioni il sistema installato sulla mano presa come riferimento. In queste immagini è possibile visualizzare gli ingombri del dispositivo.

Avendo evidenziato gli ingombri dei vari oggetti installati sulla mano, occorre ora specificare la somma dei pesi dei componenti per accertarci che il payload del



Figura 5.29: Step montaggio - Raccordo idraulico



Figura 5.30: Step montaggio - Accumulatore idropneumatico



Figura 5.31: Step montaggio - Installazione cilindro



Figura 5.32: Step montaggio - Installazione attuatore lineare e giunto

braccio preso come esempio regga il peso dei componenti.

Il peso complessivo dei componenti, sia quelli principali che quelli ausiliari, è

$$F_p = 1,23 \ [kg]$$
 (5.22)

Il range di oggetti afferrabile dal sistema ottimizzato è

$$0.7 \div 2.3 \ [kg]$$
 (5.23)

Mentre il payload del braccio è [31]

$$P = 10 \left[kg \right] \tag{5.24}$$

Il sistema specifico dunque è in grado di reggere il peso dei componenti.



Figura 5.33: Panoramica di installazione del dispositivo progettato



Figura 5.34: Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista dall'alto



Figura 5.35: Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista laterale



Figura 5.36: Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista laterale



Figura 5.37: Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista laterale



Figura 5.38: Panoramica di installazione del dispositivo progettato - Vista angolata

Capitolo 6 Conclusioni

Il progetto di tesi presenta la modellazione di un innovativo sistema di presa a rigidezza variabile per applicazioni di robotica collaborativa. Il suddetto sistema è composto da: vesciche pneumatiche, un serbatoio ausiliario di accumulo dell'aria compressa, un cilindro e un attuatore lineare; è di moderate dimensioni, è applicabile a generiche mani robotiche e risulta essere facilmente smontabile e montabile.

Il sistema presenta dei vantaggi in termini di regolazione poiché permette di ottenere una variazione della rigidezza grazie a un semplice comando elettrico fornito all'attuatore, adattando la presa in base al peso dell'oggetto da afferrare.

È stata considerata, a titolo di esempio per stimare le dimensioni della vescica e i suoi relativi ingombri, la mano robotica *Heri Hand III* di produzione *Istituto Italiano di Tecnologia*, ente presso il quale è stato svolto il presente lavoro di tesi.

A monte della progettazione, si è condotta una dettagliata analisi geometrica per valutare la forma ottimale della vescica pneumatica, in termini di pressione interna e di forza di contatto necessaria per sollevare gli oggetti.

In particolare, si sono analizzate due diverse forme geometriche, semisfera cava e semiellissoide cavo, arrivando poi a designare quest'ultima come geometria adatta alla specifica applicazione.

Infatti, a parità di schiacciamento, con la vescica semiellissoidale si riescono ad ottenere valori di forza di contatto maggiori rispetto al caso semisferico; gli stessi valori si raggiungono con minori pressioni di esercizio. In aggiunta, si ottiene un'area di contatto oggetto-vescica più elevata, dunque una miglior distribuzione della pressione di contatto fra mano e oggetto.

Una volta identificata la forma geometrica della vescica pneumatica, sono state condotte delle analisi statiche, al fine di individuare l'influenza della variazione dei parametri di pressione di precarico e volume totale interno del sistema.

Ottenute le suddette informazioni derivanti dall'analisi statica, è stato realizzato un modello CAD della vescica pneumatica e, dopo aver scelto e impostato il materiale, i vincoli e lo schiacciamento massimo, è stata effettuata un'analisi FEM allo scopo di stimarne la rigidezza strutturale.

Il solver utilizzato come metodo di simulazione FEM non-lineare è il *Direct Sparse Solver*: esso, utilizzando il principio dei lavori virtuali, è un metodo iterativo ad inversione matriciale che calcola ad ogni step la variazione di geometria, aggiornando i parametri di rigidezza. Volendo calcolare unicamente la rigidezza strutturale propria della vescica, l'analisi FEM è stata condotta a pressione relativa interna nulla.

Si è osservato che, a pressione relativa interna nulla, all'avanzare dello schiacciamento si verifica un ribaltamento della vescica. Tale ribaltamento modifica sostanzialmente la pendenza delle curve di rigidezza strutturale, in quanto esse presentano un picco proprio nel punto in cui si ha il ribaltamento della vescica. Ciò rende impossibile la valutazione precisa della rigidezza strutturale ad ogni step di schiacciamento; tuttavia, grazie ai risultati ottenuti, è possibile fare una stima della rigidezza strutturale media in funzione dello spessore della vescica.

L'analisi FEM ha permesso di fare ulteriori importanti considerazioni: la prima fra queste è la scoperta che l'area di contatto fra oggetto e vescica è invariante rispetto al valore di pressione interna della vescica. Infatti, effettuando diverse prove fra $0.05 \div 5 \ [bar]$ di pressione relativa interna (range di interesse per l'applicazione in studio), si è appurato che, qualsiasi sia la pressione, l'area di contatto fra oggetto e vescica rimane invariata. Inoltre, la simulazione ha permesso di stimare, in modo più accurato, l'area di contatto, essendo questa minore di quella calcolata inizialmente.

Ottenuti i valori di rigidezza strutturale media della vescica, si è proceduto con la scrittura delle equazioni dinamiche e con la creazione del modello in ambiente *Simulink*.

E stato effettuato un primo tentativo di progettazione. Tuttavia, dai risultati ottenuti, si è verificato che, essendo il volume delle vesciche comparabile con il volume interno dei tubi di collegamento del serbatoio dell'aria compressa, e non potendo trascurare il volume dei tubi, il sistema fino a quel momento progettato risultava essere poco sensibile. Infatti, risultava realizzato un sistema che presentava un range molto limitato di rigidezze ottenibili a seguito della regolazione.

Si è tentata, dunque, una seconda strategia di progettazione, riducendo sensibilmente il volume di aria all'interno del sistema grazie all'introduzione di un fluido incomprimibile: l'acqua. Riducendo il volume interno di aria utile, si è ottenuto un range di rigidezza totale più elevato e il sistema è risultato essere maggiormente efficiente.

Proseguendo nella progettazione, in vista di un'eventuale creazione prototipale, si sono scelti da catalogo i componenti necessari per l'ideale costruzione del dispositivo pneumatico e si è proposto un metodo di montaggio del sistema sulla mano robotica presa come esempio. In conclusione, il sistema così progettato ha il vantaggio di dover essere tarato una singola volta mediante l'utilizzo del compressore. Dopodiché, la regolazione viene effettuata esclusivamente mediante un comando elettrico che, attraverso un attuatore lineare collegato allo stelo del cilindro pneumatico, permette di modificare il volume iniziale totale interno del sistema e, dunque, di regolare il sistema in modo semplice ed efficiente, evitando di collegarlo a un compressore.

Per ulteriori sviluppi a partire dal lavoro svolto, si prevede la realizzazione e prototipazione del sistema progettato; a seguire, una validazione sperimentale dei risultati derivanti dal modello strutturale e pneumatico del sistema. Si prevede, infine, un'analisi del comportamento vibrazionale del sistema e uno studio cinematico del meccanismo di presa, altresì implementando un modello di attrito accurato, su un modello *multibody*.

Bibliografia

- A Kargov, T Asfour, C Pylatiuk, R Oberle, H Klosek, S Schulz, K Regenstein, G Bretthauer e R Dillmann. «Development of an anthropomorphic hand for a mobile assistive robot». eng. In: 9th International Conference on Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005. IEEE, 2005, pp. 182–186. ISBN: 9780780390034 (cit. a p. 1).
- T Herbert. «Modeling and control of robot manipulators, Lorenzo Sciavicco and Bruno Siciliano». In: Journal of Intelligent & Robotic Systems 21.1 (1998), p. 99 (cit. a p. 1).
- [3] Sam Shead. Industry 4.0: the next industrial revolution. 2013. URL: https: //www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/STUD/2016/570007/IPOL_ STU(2016)570007_EN.pdf (cit. a p. 1).
- [4] J. Edward Colgate Michael Peshkin. "Cobots" work with people. 1996. URL: https://peshkin.mech.northwestern.edu/cobot/ranews/article.html (cit. a p. 1).
- [5] UNI. Robots and robotic devices Collaborative robots Norma ISO/TS 15066:2016. 2016. URL: http://store.uni.com/catalogo/iso-ts-15066-2016?josso_back_to=http://store.uni.com/josso-security-check. php&josso_cmd=login_optional&josso_partnerapp_host=store.uni. com (cit. a p. 1).
- [6] Salvatore Nicosia, Bruno Siciliano, Antonio Bicchi e Paolo Valigi. Ramsete: Articulated and Mobile Robotics for Services and Technology. eng. Vol. 270. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg, 2001. ISBN: 9783540420903 (cit. a p. 2).
- [7] Navvab Kashiri et al. «CENTAURO: A Hybrid Locomotion and High Power Resilient Manipulation Platform». eng. In: *IEEE robotics and automation letters* 4.2 (2019), pp. 1595–1602. ISSN: 2377-3766 (cit. alle pp. 2, 3).
- [8] Tobias Klamt et al. «Remote mobile manipulation with the centauro robot: Full-body telepresence and autonomous operator assistance». eng. In: *Journal* of field robotics 37.5 (2020), pp. 889–919. ISSN: 1556-4959 (cit. alle pp. 2, 4).

- [9] James Walker, Thomas Zidek, Cory Harbel, Sanghyun Yoon, F. Sterling Strickland, Srinivas Kumar e Minchul Shin. «Soft Robotics: A Review of Recent Developments of Pneumatic Soft Actuators». eng. In: Actuators 9.1 (2020), p. 3. ISSN: 2076-0825 (cit. a p. 5).
- [10] C. D Onal e D Rus. «A modular approach to soft robots». eng. In: 2012 4th IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob). IEEE, 2012, pp. 1038–1045. ISBN: 1457711990 (cit. a p. 5).
- [11] Gina Olson, Ross L Hatton, Julie A Adams e Yiğit Mengüç. «An Euler–Bernoulli beam model for soft robot arms bent through self-stress and external loads». eng. In: *International journal of solids and structures* 207 (2020), pp. 113–131. ISSN: 0020-7683 (cit. a p. 5).
- [12] N. Elango e Ahmad Athif Mohd Faudzi. «A review article: investigations on soft materials for soft robot manipulations». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 80 (2015), pp. 1027–1037 (cit. a p. 5).
- [13] Rob Scharff, Eugeni Doubrovski, Wim Poelman, Pieter Jonker, Charlie Wang e Jo Geraedts. «Towards Behavior Design of a 3D-Printed Soft Robotic Hand». In: vol. 17. Set. 2017, pp. 23–29. ISBN: 978-3-319-46459-6. DOI: 10.1007/978-3-319-46460-2_4 (cit. alle pp. 5, 6).
- [14] Nima Enayati, Elena De Momi e Giancarlo Ferrigno. «Haptics in Robot-Assisted Surgery: Challenges and Benefits». eng. In: *IEEE reviews in biomedical engineering* 9 (2016), pp. 49–65. ISSN: 1937-3333 (cit. a p. 5).
- [15] Noel Segura Meraz, Masafumi Sobajima, Tadayoshi Aoyama e Yasuhisa Hasegawa. «Modification of body schema by use of extra robotic thumb». eng. In: *ROBOMECH journal* 5.1 (2018), pp. 1–8. ISSN: 2197-4225 (cit. a p. 5).
- [16] Yong-Lae Park e Robert J Wood. «Smart pneumatic artificial muscle actuator with embedded microfluidic sensing». eng. In: 2013 IEEE SENSORS. IEEE, 2013, pp. 1–4. ISBN: 146734642X (cit. a p. 5).
- [17] Ahmad Athif Mohd Faudzi, Junichiro Ooga, Tatsuhiko Goto, Masashi Takeichi e Koichi Suzumori. «Index Finger of a Human-Like Robotic Hand Using Thin Soft Muscles». eng. In: *IEEE robotics and automation letters* 3.1 (2018), pp. 92–99. ISSN: 2377-3766 (cit. a p. 5).
- [18] Walter Franco, Daniela Maffiodo, Carlo De Benedictis e Carlo Ferraresi. «Use of McKibben Muscle in a Haptic Interface». eng. In: *Robotics (Basel)* 8.1 (2019), p. 13. ISSN: 2218-6581 (cit. a p. 5).

- [19] Raphael Deimel e Oliver Brock. «A novel type of compliant and underactuated robotic hand for dexterous grasping». eng. In: *The International journal of robotics research* 35.1-3 (2016), pp. 161–185. ISSN: 0278-3649 (cit. alle pp. 5, 6).
- [20] Tun-Yi Cheng, Pin-Chun Huang, Jyun-Yang Su, Kuo-Yi Huang e Yao-Chuan Tsai. «Fabrication and study of miniaturized soft pneumatic fingers». eng. In: *Japanese Journal of Applied Physics* 59.SI (2020), SIIL07. ISSN: 0021-4922 (cit. a p. 5).
- [21] Jun Shintake, Vito Cacucciolo, Dario Floreano e Herbert Shea. «Soft Robotic Grippers». eng. In: Advanced materials (Weinheim) 30.29 (2018), e1707035– n/a. ISSN: 0935-9648 (cit. a p. 5).
- [22] Barbara Mazzolai et al. «Octopus-Inspired Soft Arm with Suction Cups for Enhanced Grasping Tasks in Confined Environments». In: Advanced Intelligent Systems 1.6 (2019), p. 1900041. DOI: https://doi.org/10.1002/ aisy.201900041. eprint: https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/ 10.1002/aisy.201900041. URL: https://onlinelibrary.wiley.com/doi/ abs/10.1002/aisy.201900041 (cit. a p. 5).
- [23] Jinoh Lee, Wooseok Choi, Dimitrios Kanoulas, Rajesh Subburaman, Darwin G. Caldwell e Nikolaos G. Tsagarakis. «An active compliant impact protection system for humanoids: Application to WALK-MAN hands». In: 2016 IEEE-RAS 16th International Conference on Humanoid Robots (Humanoids). 2016, pp. 778–785. DOI: 10.1109/HUMANOIDS.2016.7803362 (cit. alle pp. 5, 7).
- [24] Artur Saudabayev e Huseyin Atakan Varol. «Sensors for Robotic Hands: A Survey of State of the Art». eng. In: *IEEE access* 3 (2015), pp. 1765–1782.
 ISSN: 2169-3536 (cit. a p. 8).
- [25] J.G da Silva, A.A de Carvalho e D.D da Silva. «A strain gauge tactile sensor for finger-mounted applications». eng. In: *IEEE transactions on instrumentation* and measurement 51.1 (2002), pp. 18–22. ISSN: 0018-9456 (cit. a p. 8).
- [26] Zeyu Ren, Navvab Kashiri, Chengxu Zhou e Nikos G. Tsagarakis. «HERI II: A Robust and Flexible Robotic Hand based on Modular Finger design and Under Actuation Principles». In: 2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). 2018, pp. 1449–1455. DOI: 10. 1109/IROS.2018.8594507 (cit. a p. 8).
- [27] G Heidemann e M Schopfer. «Dynamic tactile sensing for object identification».
 eng. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2004.
 Proceedings. ICRA '04. 2004. Vol. 1. Piscataway NJ: IEEE, 2004, 813–818
 Vol.1. ISBN: 9780780382329 (cit. a p. 8).

- [28] Lorenzo Jamone, Lorenzo Natale, Giorgio Metta e Giulio Sandini. «Highly Sensitive Soft Tactile Sensors for an Anthropomorphic Robotic Hand». eng. In: *IEEE sensors journal* 15.8 (2015), pp. 4226–4233. ISSN: 1530-437X (cit. a p. 8).
- [29] Bianca S Homberg, Robert K Katzschmann, Mehmet R Dogar e Daniela Rus.
 «Haptic identification of objects using a modular soft robotic gripper». eng. In: 2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). IEEE, 2015, pp. 1698–1705. ISBN: 1479999946 (cit. a p. 8).
- [30] R Adam Bilodeau, Edward L White e Rebecca K Kramer. «Monolithic fabrication of sensors and actuators in a soft robotic gripper». eng. In: 2015 IEEE/R-SJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). IEEE, 2015, pp. 2324–2329. ISBN: 1479999946 (cit. a p. 8).
- [31] Lorenzo Baccelliere, Navvab Kashiri, Luca Muratore, Arturo Laurenzi, Malgorzata Kamedula, Alessio Margan, Stefano Cordasco, Jorn Malzahn e Nikos Tsagarakis. «Development of a Human Size and Strength Compliant Bi-Manual Platform for Realistic Heavy Manipulation Tasks». In: set. 2017. DOI: 10.1109/IROS.2017.8206447 (cit. alle pp. 8, 69, 102).
- [32] Zeyu Ren, Chengxu Zhou, Songyan Xin e Nikos Tsagarakis. «HERI Hand: A Quasi Dexterous and Powerful Hand with Asymmetrical Finger Dimensions and Under Actuation». In: ott. 2017. DOI: 10.1109/IROS.2017.8202175 (cit. alle pp. 8, 9, 26, 28).
- [33] B.I Bachrach e E Rivin. «Analysis of a damped pneumatic spring». eng. In: Journal of sound and vibration 86.2 (1983), pp. 191–197. ISSN: 0022-460X (cit. a p. 11).
- [34] Sadeq H Bakhy, Shaker S Hassan, Somer M Nacy, K Dermitzakis e Alejandro Hernandez Arieta. «Contact mechanics for soft robotic fingers: modeling and experimentation». eng. In: *Robotica* 31.4 (2013), pp. 599–609. ISSN: 0263-5747 (cit. a p. 15).
- [35] N Xydas, M Bhagavat e I Kao. «Study of soft-finger contact mechanics using finite elements analysis and experiments». eng. In: Proceedings 2000 ICRA. Millennium Conference. IEEE International Conference on Robotics and Automation. Symposia Proceedings (Cat. No.00CH37065). Vol. 3. IEEE, 2000, 2179–2184 vol.3. ISBN: 9780780358867 (cit. a p. 15).
- [36] N Xydas e I Kao. «Modeling of contact mechanics with experimental results for soft fingers». eng. In: Proceedings. 1998 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Innovations in Theory, Practice and Applications (Cat. No.98CH36190). Vol. 1. IEEE, 1998, 488–493 vol.1. ISBN: 9780780344655 (cit. a p. 15).

- [37] Silam. Silicone Solution Leader. Silam GP, p.6, Hardness Shore 90. URL: https://www.silam.com/wp-content/uploads/2015/01/technicaldata-sheet-2018-1.pdf (cit. alle pp. 34, 86).
- [38] Kent Larson. Can You Estimate Modulus From Durometer Hardness for Silicones? Form No. 11-3716-01 A S2D - S90799/E26340 - Accessed: 2019. URL: https://www.dow.com/content/dam/dcc/documents/en-us/techart/11/11-37/11-3716-01-durometer-hardness-for-silicones.pdf (cit. a p. 34).
- [39] Giuseppe Quaglia e Massimo Sorli. «Air Suspension Dimensionless Analysis and Design Procedure». In: Vehicle System Dynamics - VEH SYST DYN 35 (giu. 2001), pp. 443–475. DOI: 10.1076/vesd.35.6.443.2040 (cit. alle pp. 53, 65).
- [40] Zhu Sihong, Wang Jiasheng e Zhang Ying. «Research on theoretical calculation model for dynamic stiffness of air spring with auxiliary chamber». eng. In: 2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. IEEE, 2008, pp. 1–6. ISBN: 1424418488 (cit. a p. 53).
- [41] BS 7294:1990, ISO 6358:1989: Methods for determination of flow-rate characteristics of pneumatic fluid power components. eng. 1990 (cit. a p. 57).
- [42] G. Belforte. Manuale di pneumatica. Automazione industriale. Tecniche Nuove, 2005. ISBN: 9788848105415. URL: https://books.google.it/books?id= 7mU6ngEACAAJ (cit. a p. 57).
- [43] Tubes FESTO, Technical Data Sheet. URL: https://www.festo.com/cat/ it_it/data/doc_it/PDF/IT/TUBES_IT.PDF (cit. alle pp. 69, 75, 99).
- [44] Hawe. Diaphragm accumulator type AC. 2022. URL: https://www.hawe. com/products/product-search-by-category/hydraulic-accessories/ accumulators/ac/ (cit. alle pp. 75, 94).
- [45] SMC. Cilindri pneumatici SMC. CAT.EUS20-194A-IT Update: 2020. URL: https://docs.rs-online.com/df28/A70000006754091.pdf (cit. a p. 89).
- [46] PI. Piezomike Linear Actuators N-470. V061519 Update: 2019. URL: https: //www.pionline.it/fileadmin/user_upload/physik_instrumente/ files/datasheets/N-470-Datasheet.pdf (cit. alle pp. 91, 92).
- [47] TPU-85A, Technical Data Sheet. URL: https://www.crea3d.com/it/basf/ 726-829-basf-ultrafuse-tpu-85a-750-gr.html (cit. a p. 95).

Ringraziamenti

Ringrazio il professor Giuseppe Quaglia per avermi permesso di mettere un piede nel mondo della ricerca, donandomi preziosi consigli e precise direttive che mi hanno permesso di proseguire e concludere al meglio il mio lavoro di tesi.

Ringrazio la professoressa Carmen Visconte, per avermi seguito in tutto il mio percorso, accompagnandomi nel mondo della pneumatica e riservandomi sempre parole gentili, donandomi il coraggio di superare tutte le difficoltà che un percorso di progettazione comporta.

Ringrazio il mio supervisore Giovanni, amico di una vita, punto di riferimento professionale e scoglio della mia crescita. Ti ringrazio per la continua ricerca della perfezione del lavoro di tesi, ma anche per essermi rimasto accanto tutto questo tempo, per tutto il bene che ci vogliamo dopo anni di enormi cambiamenti.

Ringrazio anche il professor Domenico Prattichizzo e il mio tutor aziendale Nikolaos Tsagarakis per avermi fatto conoscere un contesto aziendale come l'*Istituto Italiano di Tecnologia*, avanguardia della ricerca robotica italiana.

Ringrazio i miei colleghi di ufficio: Luca Rossini, Arturo Laurenzi, Francesco Ruscelli, Enrico Mingo Hoffman e, più tardi, Andrea Patrizi, giovanissime punte di diamante della robotica italiana. Seppur operando in campi diversi, abbiamo condiviso una enorme fetta di vita in questi mesi. Vi ringrazio perché in un contesto difficile come quello di Genova, mi sono sentito veramente parte del vostro gruppo.

Ringrazio gli amici tutti, quelli che sono giù e che sono sparsi per l'Italia e per il mondo. Vi ringrazio perché con voi le distanze non esistono ed è come se fossimo al liceo e ci vedessimo tutti quanti i giorni.

Ringrazio la mia famiglia, che non mi ha mai fatto mancare niente in questi anni e che mi ha donato tanto amore. Grazie Mamma, grazie Papà, per avermi insegnato il senso di responsabilità e per avermi sempre spronato a fare del mio meglio.

Ringrazio Ada, il mio amore, per tutto.