

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

In Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di fattibilità e analisi di un soft robot
gonfiabile mediante simulazioni
Multibody**



**Politecnico
di Torino**

Relatori

Prof. Stefano Mauro

Ing. Pierpaolo Palmieri

Candidato

Lorenzo Labrecciosa

Luglio 2021

Sintesi

La tesi prevede lo studio di fattibilità e l'analisi di un soft robot gonfiabile mediante analisi multibody. Si tratta di un braccio robotico collaborativo con 3 gradi di libertà, azionati da motori elettrici, su cui è possibile equipaggiare un polso o un utensile. È composto da due link gonfiabili di materiale soft. I giunti che servono per la trasmissione del moto dal motore al link, che inglobano il motore stesso, sono rigidi e necessitano quindi di una adeguata progettazione. In generale una struttura, sottoposta ad un certo carico, cede quando si manifesta una deformazione, nel caso di strutture gonfiabili, si ha cedimento quando si supera la condizione di wrinkling moment, cioè quando avviene la formazione di una piega sulla superficie della struttura gonfiata. Superato il wrinkling moment, la struttura perde le caratteristiche di rigidità, passando ad una trattazione non lineare.

Nella prima parte della tesi si analizzano diverse formulazioni di wrinkling moment presenti in letteratura. Le trattazioni differiscono tra loro dal tipo di approccio: un corpo cilindrico gonfiato può essere studiato come guscio o come membrana. La maggior parte degli autori tratta come una membrana, giungendo a formulazioni simili fra loro: direttamente proporzionali alla pressione interna e al cubo del raggio. Dalle prove sperimentali effettuate sul cilindro gonfiabile realizzato in laboratorio, si è visto che le formulazioni proposte da Wielgosz e al., Veldman et al., e dalla NASA sono coerenti con quanto osservato.

Per la progettazione successiva si è scelto di utilizzare la relazione di Wielgosz et al. Viene eseguito uno studio di fattibilità che identifichi le dimensioni dei link del robot, la pressione interna necessaria per sopportare il payload e i motori elettrici adatti all'applicazione. Le grandezze da analizzare sono: raggio dei link, pressione, lunghezza del link e payload. Si esegue quindi un'analisi variando una grandezza alla volta avendo fissate le altre. Per questo studio preliminare sono state usate delle stime riguardo le masse di motori e giunti.

Successivamente si sono analizzati diversi tipi di motori e tipologie di riduzione, che garantiscono sufficienti prestazioni con un peso quanto più ridotto.

Individuati i motori e le dimensioni del robot sono stati realizzate di tre configurazioni di robot, differenti tra loro dai motori impiegati e di conseguenza dai giunti. Tutte le versioni presentano la stessa soluzione per la rotazione verticale della base. La prima versione presenta cinghie di trasmissione su tutti i motori, che sono leggeri e non particolarmente prestanti, per aumentare ulteriormente la coppia a discapito della velocità, una versione senza cinghie con motori con coppie elevate ma più pesanti e l'ultima con la cinghia presente solo sul motore per muovere il primo link. Definite queste configurazioni si sono realizzati i CAD che vengono poi inseriti nel modello in ambiente Simscape Multibody.

Sono stati realizzati tre modelli in Simulink, uno per ogni configurazione. Tramite il modello si sono valutate le prestazioni dinamiche dei motori, le vibrazioni a cui sono soggette i link. Sono state eseguite analisi parametriche modificando: tipo di set in ingresso e masse dei giunti.

Gli obiettivi futuri sono: ottimizzazione topologica dei giunti volta a ridurre il peso, mantenendo la rigidità, la progettazione dell'end effector e la validazione del modello multibody tramite l'esecuzione di prove sperimentali.

Indice

| | |
|---|-----------|
| Introduzione | 10 |
| Capitolo 1..... | 13 |
| Modello di travi cilindriche gonfiabili | 13 |
| 1.1. Formulazioni di Wrinkling Moment | 18 |
| 1.2. Considerazioni sulle diverse formulazioni di Wrinkling Moment..... | 26 |
| Capitolo 2..... | 31 |
| Studio di fattibilità | 31 |
| 2.1. Conclusioni dello studio di fattibilità..... | 36 |
| Capitolo 3..... | 38 |
| Scelta dei motori..... | 38 |
| 3.1. Motore e riduttore PORTESCAP | 42 |
| 3.2. Motoriduttore T-MOTOR | 44 |
| Capitolo 4..... | 46 |
| CAD della struttura | 46 |
| 4.1. Base del braccio robotico | 47 |
| 4.1.1 Montaggio della base | 48 |
| 4.2. Progettazione dei giunti: VERSIONE 1..... | 50 |
| 4.2.1. GIUNTO 1 | 50 |
| 4.2.2. GIUNTO 2 | 55 |

| | |
|---|------------|
| 4.3. Progettazione dei giunti: VERSIONE 2..... | 59 |
| 4.4. Progettazione dei giunti: VERSIONE 3..... | 62 |
| 4.5. Considerazioni sui giunti..... | 63 |
| Capitolo 5..... | 66 |
| Modello Multibody del robot | 66 |
| 5.1. Blocco “Joint Space Trajectory” | 68 |
| 5.2. Blocco “Position control” | 69 |
| 5.4. Blocco “ Soft Robot” | 74 |
| 5.4.1. Modello del link..... | 75 |
| Capitolo 6..... | 79 |
| Risultati simulazioni Multibody | 79 |
| 6.1. Set a gradino..... | 80 |
| 6.1.1. Versione 1 | 80 |
| 6.1.2. Versione 2 | 84 |
| 6.1.3. Versione 3 | 88 |
| 6.2. Set a rampa | 92 |
| 6.2.1. Versione 1 | 92 |
| 6.2.2. Versione 2 | 95 |
| 6.2.3. Versione 3 | 97 |
| 6.3. Set a rampa con raccordi | 99 |
| 6.3.1. Versione 1 | 99 |
| 6.3.2. Versione 2 | 101 |
| 6.3.3. Versione 3 | 103 |
| 6.4. Ottimizzazione topologica dei giunti | 106 |
| 6.4.1. Versione 1 e versione 3..... | 106 |
| 6.4.2. Versione 2 | 110 |
| Conclusioni e sviluppi futuri..... | 114 |

Bibliografia.....117

Introduzione

Negli ultimi anni l'interesse per la soft robotica è cresciuto notevolmente, soprattutto grazie alle numerose applicazioni industriali, che porta a sistemi robotici leggeri e gonfiabili che possono essere trasportati occupando spazi ridotti e possono essere gonfiati all'esigenza. Le applicazioni delle strutture gonfiabili si trovano in un'ampia varietà di settori: divertimento, sport, nautico, civile, spaziale e aerospaziale, sono solo una serie di industrie in cui tali strutture sono utilizzate. Nell'ingegneria spaziale, in particolare, c'è interesse a utilizzarle principalmente a causa del peso leggero e della rigidità dopo averle gonfiate nello spazio. La tecnologia gonfiabile può offrire vantaggi come la facilità di implementazione e la leggerezza, e con un basso volume di archiviazione. Soprattutto per le applicazioni spaziali, ciò può comportare un notevole risparmio sui costi. Le travi gonfiabili possono essere utilizzate in molte diverse applicazioni come ali gonfiabili e strutture a traliccio nello spazio. I materiali tessili moderni presentano importanti caratteristiche meccaniche quando possono essere gonfiati ad alta pressione

L'obiettivo della tesi è quello di sviluppare il modello di un braccio robotico collaborativo, con tre gradi di libertà, con link di materiale soft sul quale è possibile equipaggiare un polso o un utensile. Il robot è composto da due link cilindrici di PVC che collegano rispettivamente la spalla al gomito e il gomito al polso. Per il movimento del robot si usano tre motori elettrici, uno per la rotazione lungo l'asse verticale della base e gli altri due per muovere i due bracci. Parte del lavoro prevede inoltre un'adeguata progettazione dei giunti che devono trasferire il moto dai motori ai link.

In generale ogni struttura cede, sottoposta ad un certo carico, quando si manifesta una deformazione. La resistenza di una trave gonfiabile si valuta dal momento in cui si forma la prima piega, ovvero quando è sottoposta ad un momento flettente che provoca una piega sulla superficie della trave, tale momento viene detto ‘wrinkling moment’.

Il comportamento a flessione delle travi gonfiate è stato studiato per diversi decenni. Diversi modelli sono stati sviluppati per prevedere il comportamento a flessione delle travi. I vari modelli trattano il problema in modo diverso, in particolare nel modo in cui sono definiti il momento di apparizione delle pieghe (‘wrinkling moment’) e il momento del collasso (‘collapse moment’) che corrisponde alla propagazione delle pieghe. Quando una trave è piegata, ci sono due stati distintivi in cui il materiale può essere osservato: lo stato teso e lo stato rugoso. Nello stato teso la curva di deflessione del carico della trave mostra una tendenza lineare, mentre nello stato rugoso mostra un comportamento non lineare. Quando il materiale è considerato essere una membrana il momento di collasso diventa una funzione lineare della pressione. Il momento sarà zero quando la pressione è zero.

La tesi si suddivide in sei capitoli: nel primo capitolo si riportano le formulazioni di cedimento di travi cilindriche gonfiate trovate in letteratura ricavate da diversi autori nel corso degli anni. Tramite le prove sperimentali effettuate sul cilindro realizzato si è scelta la formulazione più coerente con quanto osservato in laboratorio. Tale formulazione verrà usata per la progettazione delle dimensioni dei link del braccio robotico.

Nel secondo capitolo viene eseguito uno studio di fattibilità al fine di individuare le dimensioni dei link, la pressione interna e il payload sopportabile. Definite tali grandezze è possibile calcolare i momenti a cui sono soggetti i due link e quindi, nel capitolo 3, si sono ricercati i motori per la movimentazione del robot. Si sono presi in considerazione due tipi di gruppi motore e riduttore, uno leggero ma non troppo prestante, l’altro che sviluppa coppie più elevate ma con una massa maggiore rispetto al primo.

Nel quarto capitolo si presentano tre diverse versioni del braccio robotico che si differenziano dal tipo di giunti adottati a seconda del gruppo motore utilizzato. I CAD delle versioni sono stati realizzati tramite il software Solidworks con il quale è stato possibile anche effettuare delle analisi statiche dei giunti appena progettati.

Delle tre versioni sono stati realizzati dei modelli in ambiente Simscape Multibody che vengono presentati nel capitolo 5. Tali modelli vengono utilizzati per valutare la risposta dinamica del robot a diversi tipi di input di posizione dei giunti.

Nell'ultimo capitolo si riportano le conclusioni delle simulazioni effettuate concentrandosi sulle vibrazioni che nascono sui link a seconda del set di posizione dato e, infine, si sono ottimizzate le masse dei giunti per ridurre ulteriormente la deflessione dei link durante il moto.

Capitolo 1

Modello di travi cilindriche gonfiabili

In letteratura sono presenti vari articoli sul comportamento a flessione di strutture cilindriche gonfiate. Quando una trave viene piegata si riconoscono due regioni distinte: ad esempio se è applicata una forza verso il basso al centro della struttura (vedi Fig. 4 e Fig.5), la regione superiore è compressa mentre quella inferiore è tesa. Il wrinkling load segna il punto di transizione dall'analisi lineare a quella non lineare.

La teoria presentata da Veldman et al. [1] si basa sugli studi di Stein et al. [2] con qualche piccola modifica. Si arriva a definire l'equilibrio delle forze e dei momenti nella regione tesa e in quella piegata.

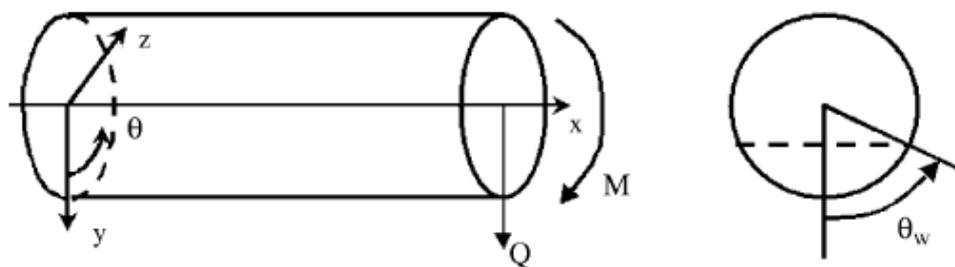


Figura 1 - Convenzione dei segni

Nomenclatura:

| Simbolo | Grandezza |
|---|----------------------------------|
| p | Pressione interna |
| r | Raggio esterno |
| t | Spessore |
| M | Momento flettente |
| Q | Carico di taglio |
| E_x | Modulo di Young Longitudinale |
| E_θ | Modulo di Young circonferenziale |
| $G_{x\theta}$ | Modulo di resistenza a taglio |
| σ_x | Sforzo longitudinale |
| σ_θ | Sforzo circonferenziale |
| $\tau_{x\theta}$ | Sforzo di torsione |
| $\varepsilon_x, \varepsilon_\theta, \gamma_{x\theta}$ | Deformazioni |
| u, v, w | Funzioni di spostamento |

Tabella 1

L'equilibrio di forze e momenti:

$$p\pi r^2 = t \int_0^{2\pi} \sigma_x r d\theta \quad (1a)$$

$$M = -r^2 t \int_0^{2\pi} \sigma_x \cos\theta d\theta \quad (1b)$$

Nella condizione di non piegatura la distribuzione degli stress dovuta alla pressione interna ed al carico di taglio (Q) è la seguente:

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} - \frac{Q(L-x)}{\pi r^2 t} \cos\theta \quad (2a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} \quad (2b)$$

$$\tau_{x\theta} = -\frac{Q \sin\theta}{\pi r t} \quad (2c)$$

Le relazioni sforzo-deformazione sono:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{x\theta}\sigma_\theta}{E_x} \quad (3a)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{\sigma_\theta}{E_\theta} - \frac{\nu_{\theta x}\sigma_x}{E_\theta} \quad (3b)$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{\tau_{x\theta}}{G_{x\theta}} \quad (3c)$$

Gli spostamenti lineari dovuti alla deformazione sono:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (4a)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r} \quad (4b)$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (4c)$$

dove u, v, w sono le funzioni di spostamento.

Come mostrato da Donnell [3], il termine $\frac{w}{r}$, è dovuto alla modifica di dimensioni circolari. L'equazione di compatibilità diventa:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_\theta}{\partial x^2} = \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \gamma_{x\theta}}{\partial x \partial \theta} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (5)$$

Eq. (2c) mostra che la trave è caricata con un carico di taglio costante, quindi $\tau_{x\theta}$ è solo dipendente da θ e indipendente da x . Eq. (3c) mostra che $\gamma_{x\theta}$ dipende solo da θ . Lo stress σ_x , è una funzione lineare di x che implica che ε_θ è anche una funzione lineare di x , quindi l'equazione di compatibilità (5) può essere ridotta a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial \theta^2} = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (6)$$

Per ragioni espresse da Stein et al. [2], le funzioni di spostamento possono essere scritte in seguente modo:

$$u = xu_1(\theta) \quad (7a)$$

$$v = v_1(\theta) + x^2 v_2(\theta) \quad (7b)$$

$$w = w_1(\theta) + x^2 w_2(\theta) \quad (7c)$$

dove $w_2(\theta)$ ci si aspetta essere un termine di flessione,

$$w_2(\theta) = \frac{\kappa}{2} \cos(\theta) \quad (8)$$

Sostituendo le eqs. (4a), (7a), (7c) e (8) nella (6) ed integrando, si ottiene:

$$u_1(\theta) = -\kappa r \cos(\theta) + C_1 + C_2 \theta \quad (9)$$

Dal momento che u_1 deve essere simmetrico rispetto a $\theta = 0$, ne consegue che $C_2 = 0$. L'eq. (3a) diventa:

$$\sigma_x = E_x \varepsilon_x + \nu_{x\theta} \sigma_{\theta} \quad (10)$$

Sostituendo nell'eq. (10), le eqs. (9), (2b), (4a) si ottiene

$$\sigma_x = E_x (-\kappa r \cos(\theta) + C_1) + \frac{\nu_{x\theta} p r}{t} \quad (11)$$

Stein et al. [2] hanno suggerito che nella regione rugosa il coefficiente di Poisson ($\nu_{x\theta}$) viene sostituito da un parametro $\lambda_{x\theta}$ in modo che lo stress σ_x rimanga zero. Questo è per il caso in cui il materiale sia una vera membrana, cioè che non abbia rigidità alla flessione fuori dal piano.

Per il caso della **membrana** si presume che le pieghe si formino quando il più basso stress nel piano principale diventa zero. Se il materiale è considerato come un **guscio**, cioè presenta rigidità alla flessione fuori dal piano, le rughe compaiono ad un certo valore dello sforzo di compressione.

Il parametro $\lambda_{x\theta}$ per le membrane proposto da Stein, deve essere modificato per i gusci.

Impostando $\sigma_x = \sigma_s$ e $\nu_{x\theta} = \lambda_{x\theta}$ nell'eq (11), si ottiene:

$$\lambda_{x\theta} = \frac{E_x t}{p r} (\kappa r \cos(\theta) - C_1 + \sigma_s / E_x) \quad (12)$$

Alla soglia di formazione della ruga $\theta = \theta_w$ e $\lambda_{x\theta} = \nu_{x\theta}$, quindi:

$$C_1 = \kappa r \cos(\theta_w) - \nu_{x\theta} \frac{p r}{E_x t} + \frac{\sigma_s}{E_x} \quad (13)$$

Sostituendo la (13) nella (11) si ottiene l'equazione dello stress nella regione tesa:

$$\sigma_x = \sigma_s + E_x \kappa r (\cos(\theta_w) - \cos(\theta)), \quad \theta_w \leq \theta \leq 2\pi - \theta_w \quad (14a)$$

Per la regione ‘‘rugosa’’ lo stress è assunto essere

$$\sigma_x = \sigma_s, \quad -\theta_w \leq \theta \leq \theta_w \quad (14b)$$

Sostituendo, infine, nelle equazioni di equilibrio (1a) e (1b):

$$p\pi r^2 - 2\pi tr\sigma_s = 2E_x tr^2 \kappa [\sin(\theta_w) + (\pi - \theta_w)\cos(\theta_w)] \quad (15a)$$

$$M = E_x tr^3 \kappa [\pi - \theta_w + \cos(\theta_w)\sin(\theta_w)] \quad (15b)$$

Lo stress σ_s dipende dalla formulazione del momento che provoca il collasso della struttura.

1.1. Formulazioni di Wrinkling Moment

Il momento flettente in cui si verifica il collasso è considerato il momento in cui un aumento della deflessione non si traduce in un aumento del momento. Diverse espressioni per il momento del collasso possono essere trovate in letteratura. Le distinzioni possono essere a seconda che il materiale sia considerato come un guscio o come una membrana, se esso riguarda materiale isotropo o anisotropo, indipendentemente dal fatto che il fascio sia pressurizzato o meno e sia che si tratti di un'espressione analitica o empirica.

Nel 1926 fu pubblicato un articolo di Brazier [4] in cui derivò un momento flettente critico minimizzando l'energia di deformazione per unità di lunghezza di un guscio. L'energia di deformazione dipendeva dalla curvatura assiale. In questo modo Brazier ha descritto l'appiattimento di cilindri lunghi soggetti a flessione.

Per un guscio isotropo non pressurizzato Brazier ha proposto come formulazione del momento di collasso:

$$M_{Brazier} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \frac{\pi E r t^2}{\sqrt{1-\nu^2}} \quad (16)$$

Wood [5] ha esteso la teoria di Brazier nel caso di pressurizzazione interna:

$$M_{Wood} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi E r t^2 \sqrt{\frac{1}{1-\nu^2} + 4 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{t}\right)^3} \quad (17)$$

Baruch e al. [6] hanno modificato l'espressione di Brazier nel caso di materiale ortotropo:

$$M_{Baruch} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi r t^2 \sqrt{\frac{E_x E_\theta}{1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x}}} \quad (18)$$

Veldman e al. [1] hanno allora modificato l'espressione di Wood (17) nel caso di materiale ortotropo:

$$M_{cr} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi E_x r t^2 \sqrt{\frac{E_x}{E_\theta} \sqrt{\frac{1}{1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x}} + \frac{4pr^3}{E_\theta t^3}}} \quad (19)$$

Eqs. (16) - (19) modellano l'appiattimento di una trave lunga sottoposta a flessione. Questo comportamento descrive deformazioni circolari di un guscio. Una seconda modalità di deformazione/collasso avviene in direzione longitudinale. È noto come instabilità assiale a onde corte [7]. Per questo tipo di collasso Stein et al. [2] ha derivato un momento di collasso per un cilindro pressurizzato costituito da un materiale trattato come una membrana:

$$M_{Stein} = \pi p r^3 \quad (20)$$

Zender [8] ha derivato un'espressione semi-empirica per il momento di collasso di un guscio cilindrico pressurizzato basato su un approccio a membrana. Il secondo termine in questa espressione è correlata al collasso per instabilità dovuta a compressione assiale dei gusci cilindrici.

$$M_{Zender} = \pi p r^3 + \frac{\pi E r t^2}{2\sqrt{3(1-\nu^2)}} \quad (21)$$

In un report della NASA [9], è riportata un'espressione di momento di flessione di collasso per cilindro pressurizzato, trattando il materiale come un guscio:

$$M_{NASA} = 0.8\pi p r^3 + \pi r E_x t^2 \left(\frac{1-0.731(1-e^{-\phi})}{\sqrt{3(1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x})}} + \Delta\gamma \right) \quad (22)$$

Dove

$$\phi = \frac{\sqrt[4]{12}}{29.8} \sqrt{\frac{r}{t}} \quad (23a)$$

$$\Delta\gamma = f \left(\frac{p}{E} \left(\frac{r}{t} \right)^2 \right) \quad (23b)$$

$\Delta\gamma$ è una funzione che deve essere ottenuta da grafici.

Wielgosz e al. [10] hanno affermato che il momento di collasso per le membrane pressurizzate è troppo grande e dovrebbe essere ridotto a:

$$M_{Wielgosz} = \frac{\pi}{4} \pi p r^3 \quad (24)$$

Si è notato che il collasso delle loro travi di tessuto ad alta pressione si è verificato quando le rughe progredivano a metà della circonferenza. Il fattore usato da Wielgosz ($\frac{\pi}{4} = 0.785$), è vicino al fattore 0.8 suggerito dalla NASA [9].

Veldman e al. [1] hanno concluso che il momento di collasso è una combinazione di alcuni dei momenti descritti precedentemente. Propongono che il collasso dei cilindri in pellicola ortotropica si verifica quando

$$M_{cr} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 pr^3 + \frac{2\sqrt{2}}{9}\pi E_x r t^2 \sqrt{\frac{E_x}{E_\theta}} \sqrt{\frac{1}{1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x}} + 4\frac{p}{E_\theta}\left(\frac{r}{t}\right)^2} \quad (25)$$

Il primo termine in eq. (25) è uguale al carico di collasso dichiarato da Wielgosz et al. [10]. Il secondo termine è quasi identico all'Eq. (19) ad eccezione dell'ultimo termine in radice quadrata. Il parametro r/t è alla potenza 2 invece di 3. Questa nuova espressione è valida solo per cilindri moderatamente lunghi ($\frac{L}{d} > 10$). Per cilindri lunghi il momento flettente si avvicina al momento di collasso di Brazier [4] (vedi Fig. 2).

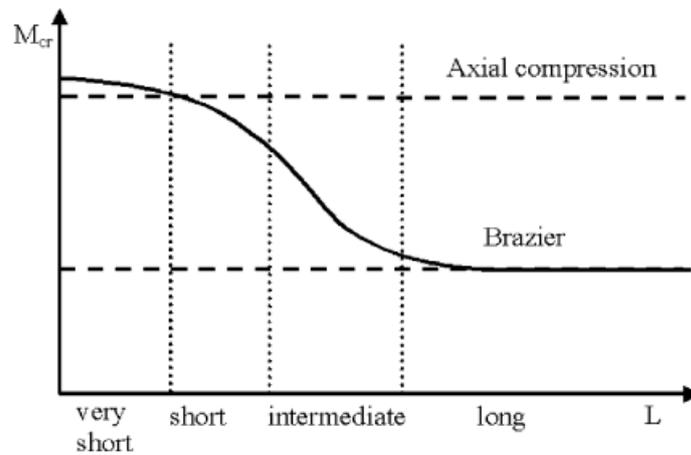


Figura 2

Lo stesso Veldman [11], in un articolo del 2006, studia gli effetti di interazione tra momento torcente e flettente di wrinkling, in una trave cilindrica realizzata con un materiale assimilabile ad una membrana. In caso di flessione pura " M_b " e coppia pura " M_t ", le sollecitazioni nel sistema di coordinate cilindriche dovute ai carichi applicati sono:

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} - \frac{M_b}{\pi r^2 t} \cos \theta \quad (26a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} \quad (26b)$$

$$\tau_{x\theta} = \frac{M_t}{2\pi r^2 t} \quad (26c)$$

Come affermato da Adler et al. [12], si presume che le rughe siano perpendicolari alla direzione della tensione principale più bassa (σ_{min})

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_x + \sigma_\theta}{2} - \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_x^2 - 2\sigma_x\sigma_\theta + \sigma_\theta^2) + \tau_{\theta x}^2} \quad (27)$$

Se il materiale è considerato come una membrana, il criterio di formazione delle rughe è:

$$\sigma_x\sigma_\theta - \tau_{\theta x}^2 = 0 \quad (28)$$

Quando l'Eq. (28) è soddisfatta, la relazione di interazione tra momento flettente e torcente di "wrinkling" può essere trovata sostituendo le eqs. (26a,26b,26c) nella (28):

$$\left(\frac{M_b}{M_{bw}}\right)_{M_t=0} + \left(\frac{M_t}{M_{tw}}\right)_{M_b=0}^2 = 1 \quad (29)$$

Dove i momenti di "wrinkling" sono definiti:

$$(M_{tw})_{M_b=0} = \sqrt{2}\pi p r^3 \quad (30)$$

$$(M_{bw})_{M_t=0} = \frac{\pi}{2} p r^3 \quad (31)$$

L'eq. (31) è la classica espressione per una trave soggetta a flessione quando il materiale è trattato come una membrana.

Per alcuni materiali in fogli, trattarli come una membrana, porta a previsioni imprecise per i momenti di "wrinkling" dovuti a flessione e torsione. Trattare un

materiale come un guscio può portare a una previsione più accurata del momento flettente delle rughe [1]. La seguente espressione semi-empirica per il carico di taglio trasversale al quale si verifica la formazione di pieghe vie fornita da Veldman et al. [1].

$$(Q_w)_{M_t=0} = \frac{\pi^2}{8L} p r^3 + \frac{2\sqrt{2}}{9L} E r t^2 \sqrt{\frac{1}{1-\nu^2} + 4 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{t}\right)^2} \quad (32)$$

Nessuna espressione per il momento torcente di “wrinkling” di travi gonfiate è stata trovata in letteratura. Tuttavia, è stata pubblicata un’ampia ricerca sull’instabilità torsionale di cilindri non pressurizzati. Gerard et al. [14] hanno fornito diverse espressioni per lo sforzo di taglio critico dovuto alla torsione. L’espressione più conservativa, originariamente derivata da Donnell [3], si è rivelata utile qui. L’espressione di Donnell [3] è:

$$(\tau_{cr})_{p=0} = 0.272(1 - \nu^2)^{-\frac{3}{4}} E \left(\frac{t}{r}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (33)$$

Crate et al. [14] hanno studiato la curva di interazione tra sovrappressione interna e sollecitazione di taglio critica per cilindri a pareti sottili sotto carico di torsione. Hanno trovato la seguente espressione di interazione:

$$\left(\frac{\tau_{cr}}{(\tau_{cr})_{p=0}}\right)^2 + \frac{p}{(p_{cr})_{\tau=0}} = 1 \quad (34)$$

Dove la pressione critica per l’instabilità sotto pressione esterna è:

$$(p_{cr})_{\tau=0} = -2.6E \frac{2r}{L} \left(\frac{t}{2r}\right)^{2.5} \quad (35)$$

Combinando le Eq. (26c) e (34) otteniamo un’espressione che deve essere aggiunta alla soluzione della membrana.

La combinazione della soluzione di membrana e guscio è:

$$(M_{tw})_{Q=0} = \sqrt{2}\pi p r^3 + 0.544\pi E r t^2 \sqrt{\frac{t}{r} \frac{1}{(1-\nu^2)^{\frac{3}{4}}} \sqrt{1 + 4.35 \frac{p r}{E L} \left(\frac{r}{t}\right)^{2.5}}} \quad (36)$$

Eq. (29) può essere riscritta per la curva di interazione tra il carico di taglio trasversale e il momento torcente:

$$\left(\frac{Q}{Q_w}\right)_{M_t=0} + \left(\frac{M_t}{M_{tw}}\right)_{Q=0}^2 = 1 \quad (37)$$

È stato verificato sperimentalmente che la deflessione della trave dipende linearmente dal carico purché non venga superato un certo livello di carico (vedi Fig.3).

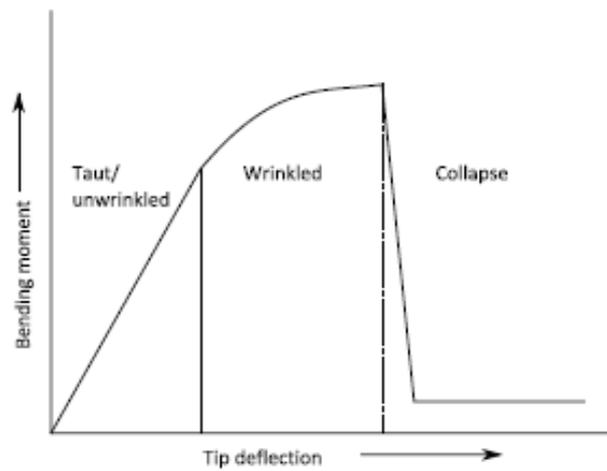


Figura 3

Thomas e Le Van [13] hanno considerato una trave gonfiabile sottoposta a un carico trasversale applicato al centro. Le figure 4 e 5 presentano alcuni punti chiave del suo comportamento. La figura 4a mostra la fase di gonfiaggio. Questo passaggio è particolarmente importante perché conferisce alle travi la sua rigidità. La maglia rossa corrisponde alla trave sottoposta ad una bassissima pressione, che permette di bilanciare il peso proprio del telo e garantire una sezione quasi circolare della trave. Ciò corrisponde allo stato naturale della trave, che di seguito è indicato dal segno ϕ . La maglia grigia corrisponde al raggio al termine della pressurizzazione. Questo stato è chiamato stato iniziale. La figura 4b mostra il raggio deviato. Una volta caricata trasversalmente, la trave raggiunge il cosiddetto stato reale.



Figura 4

Il livello di carico menzionato da non superare per rimanere nel dominio lineare corrisponde all'apparizione di plasticità nei casi di materiali convenzionali. Il caso delle travi gonfiabili è diverso. La prima fase del comportamento lineare termina non appena compare una ruga nella superficie della trave. Si noti che l'apparizione della grinza non implica il collasso del raggio. Esiste una riserva di rigidità. Col crescere del carico si arriva ad una propagazione della piega attorno alla sezione (Fig 5a) e il collasso si verifica quando la piega raggiunge la metà della sezione della trave (Fig 5b).

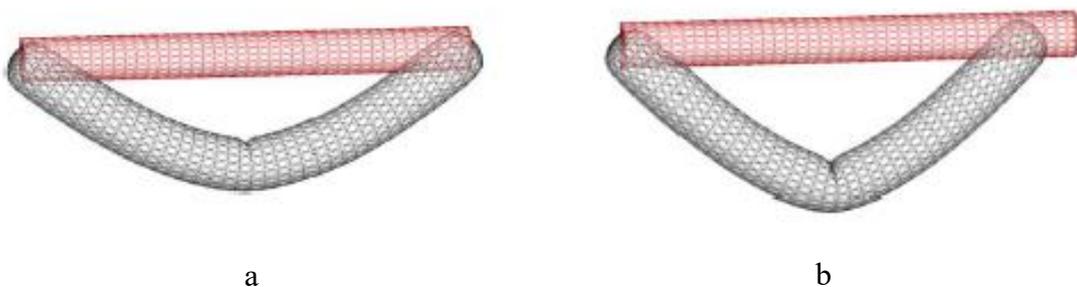


Figura 5

La Figura 6a mostra la distribuzione degli stress quando non compaiono pieghe nella membrana. Le tensioni longitudinali dovute al gonfiaggio (blu) si sovrappongono alle sollecitazioni longitudinali (nero) che porta alla distribuzione finale. La figura 6b presenta la stessa distribuzione quando compare una ruga nella membrana. Succede quando una sollecitazione principale della trave svanisce. Permette di ottenere un criterio: il ‘‘wrinkling load’’ viene raggiunto quando lo stress longitudinale è nullo.

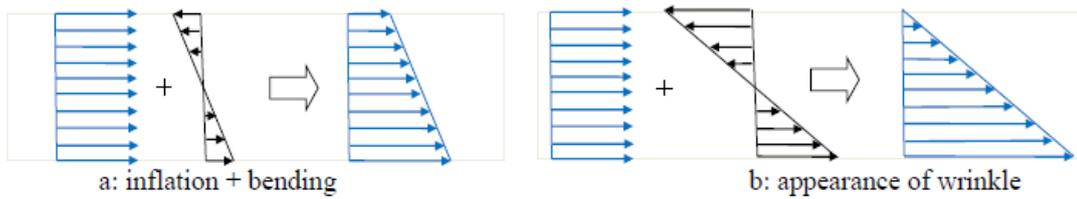


Figura 6

Per una trave gonfiabile a sbalzo:

$$F_W = \frac{p\pi R^3}{2L} \quad (38)$$

Dove

$$L = L_\phi \left(1 + \frac{pr_\phi}{2E_x} (2 - \nu_{\theta x}) \right) \quad (39a)$$

$$R = R_\phi + \frac{pr_\phi^2}{2E_\theta} (2 - \nu_{\theta x}) \quad (39b)$$

È stato inoltre ricavato il carico di instabilità per una trave gonfiabile sia compressa che flessa:

$$F_W = \frac{p\pi r^3}{2L} - \frac{Qr}{2L} \quad (40)$$

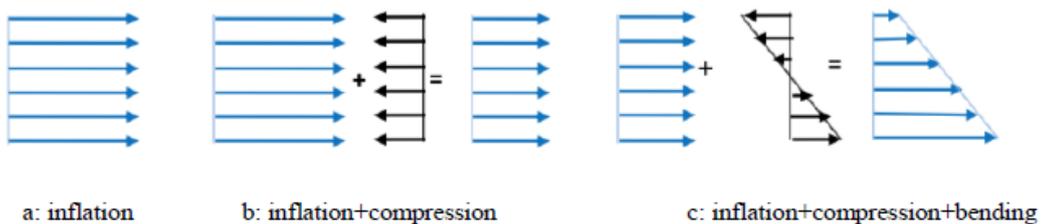


Figura 7

1.2. Considerazioni sulle diverse formulazioni di Wrinkling Moment

Nella seguente tabella si riassumono le formulazioni di wrinkling moment soprariportate, specificando se la struttura gonfiabile è stata trattata come un guscio o come membrana, se dipende dalla pressione e le proprietà del materiale (isotropo, anisotropo o non specificato).

| | Elemento | Pressione | Proprietà del materiale | Equazione |
|-------------------------|-------------------|-----------|-------------------------|---|
| Brazier [4] (1927) | Guscio | NO | Isotropo | $M_{Brazier} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \frac{\pi E r t^2}{\sqrt{1-\nu^2}}$ |
| Wood [5] (1958) | Guscio | SI | Isotropo | $M_{Wood} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi E r t^2 \sqrt{\frac{1}{1-\nu^2} + 4 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{t}\right)^3}$ |
| Stein [2] (1961) | Membrana | SI | Non specificato | $M_{Stein} = \pi p r^3$ |
| Zender [8] (1962) | Guscio e membrana | SI | Isotropo | $M_{Zender} = \pi p r^3 + \frac{\pi E r t^2}{2\sqrt{3}(1-\nu^2)}$ |
| NASA [9] (1965) | Guscio | SI | Anisotropo | $M_{NASA} = 0.8\pi p r^3 + \pi r E_x t^2 \left(\frac{1-0.731(1-e^{-\phi})}{\sqrt{3(1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x})}} + \Delta\gamma \right)$ |
| Baruch [6] (1992) | Guscio | NO | Anisotropo | $M_{Baruch} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi r t^2 \sqrt{\frac{E_x E_\theta}{1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x}}}$ |
| Wielgosz [10] (2002) | Membrana | SI | Non specificato | $M_{Wielgosz} = \frac{\pi}{4} \pi p r^3$ |
| Veldman [1] 2005 | Guscio | SI | Anisotropo | $M_{veldman} = \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi E_x r t^2 \sqrt{\frac{E_x}{E_\theta} \sqrt{\frac{1}{1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x}} + \frac{4pr^3}{E_\theta t^3}}}$ |

| | | | | |
|---------------------|----------------------|----|--------------------|--|
| Veldman [1] 2005 | Guscio e membrana | SI | Anisotropo | $M_{veldman2005} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 pr^3 + \frac{2\sqrt{2}}{9} \pi E_x r t^2 \sqrt{\frac{E_x}{E_\theta}} \sqrt{\frac{1}{1-\nu_{x\theta}\nu_{\theta x}} + 4 \frac{p}{E_\theta} \left(\frac{r}{t}\right)^2}$ |
| Veldman[11] 2006 | Membrana | SI | Non specificato | $M_{veldman2006} = \frac{\pi}{2} pr^3$ |

Tabella 2

Nei seguenti grafici si riportano, in funzione del raggio esterno e della pressione interna, le formulazioni di wrinkling moment che prendono in considerazione la pressione e trattano la struttura gonfiabile come una membrana. Le formulazioni più interessanti da plottare sono quelle che hanno il primo termine simile, direttamente proporzionale alla pressione e al cubo del raggio, ovvero le relazioni ricavate da Wielgosz, Stein, Zender, Veldman 2006 e Veldman 2005.

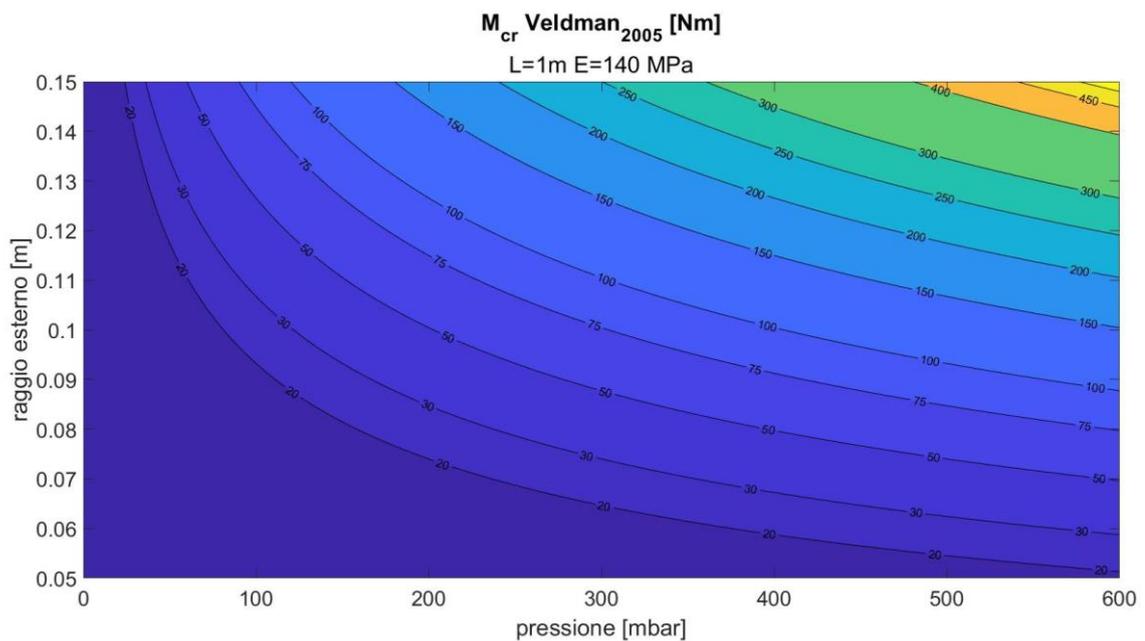


Figura 8 - Wrinkling moment Veldman 2005

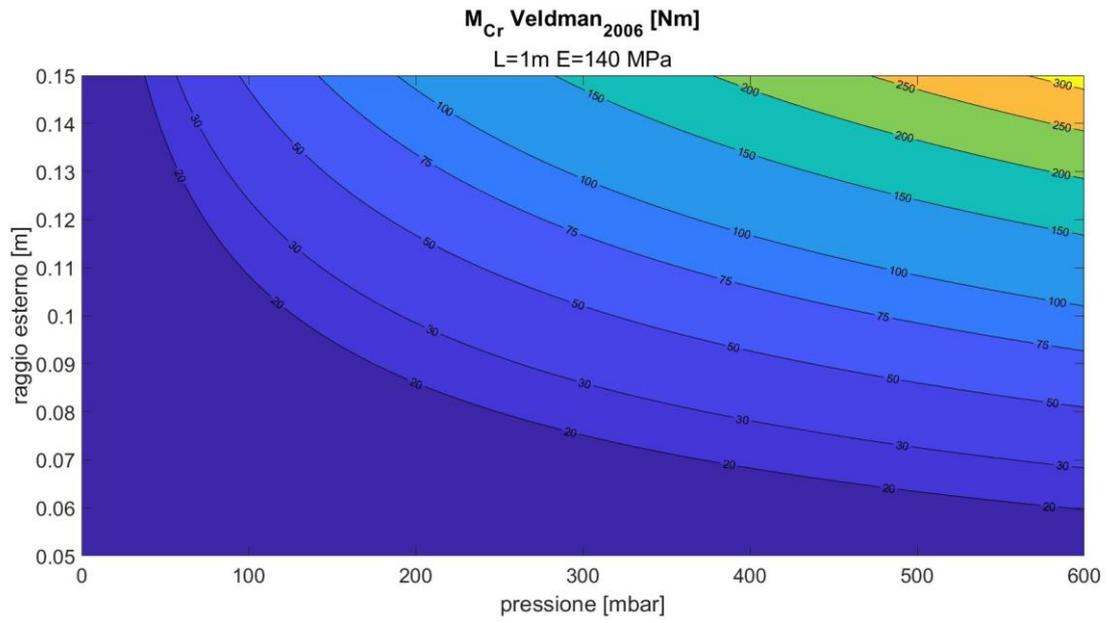


Figura 9 - Wrinkling moment Veldman 2006

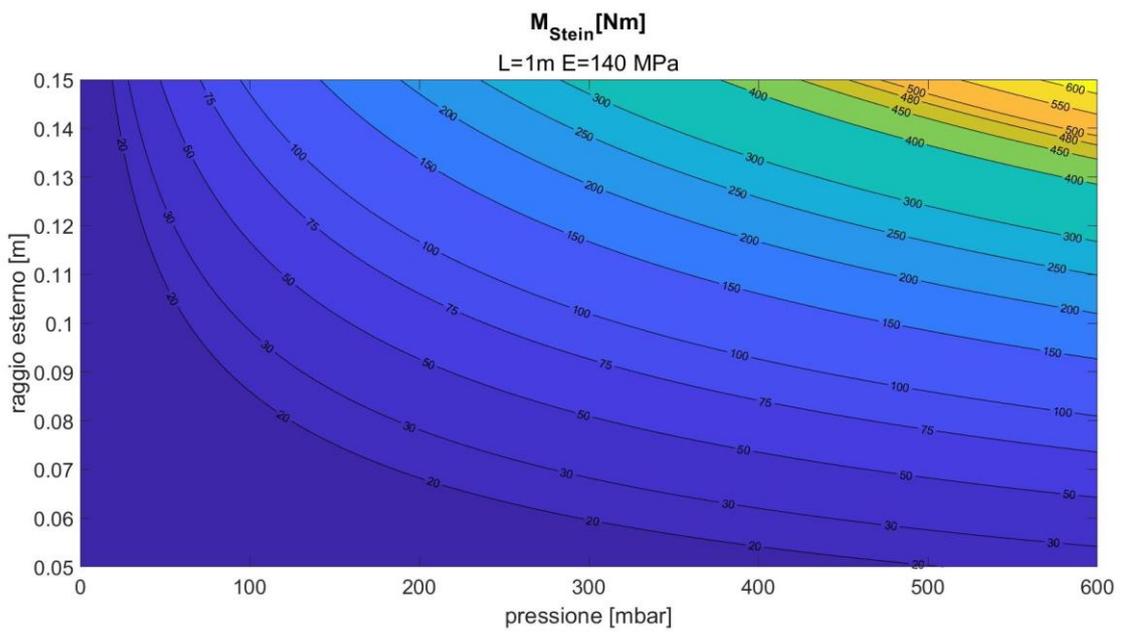


Figura 10 - Wrinkling moment Stein

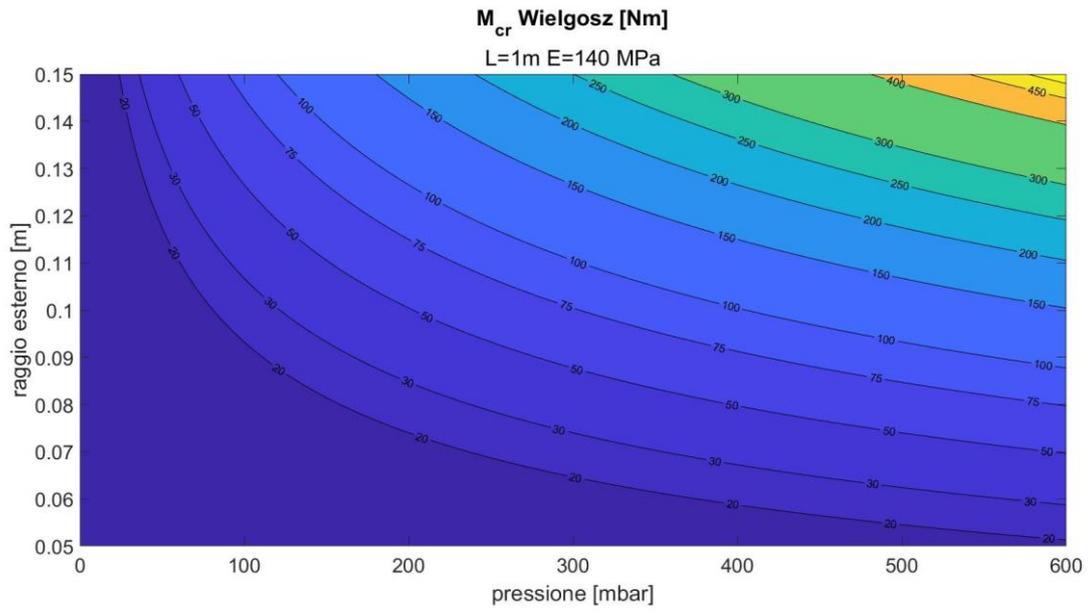


Figura 11 - Wrinkling moment Wielgosz

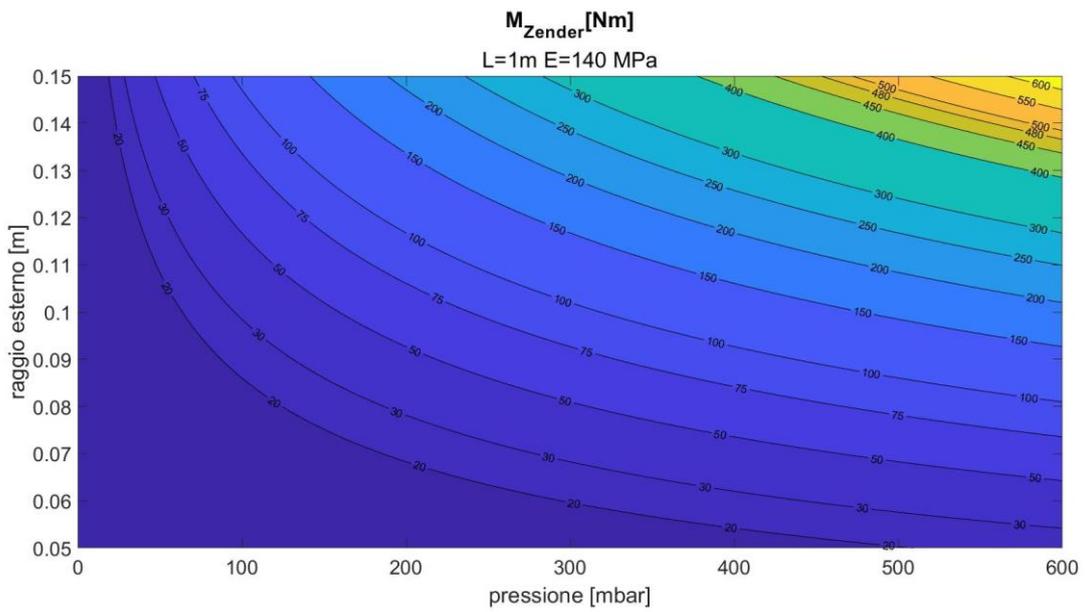


Figura 12 - Wrinkling moment Zender

È interessante notare come i valori di wrinkling moment trovati da Veldman et al. [1], Wielgosz et al.[10], siano molto simili, ciò significa che i termini dipendenti dallo spessore e dai moduli di rigidezza, trovati da Veldman, siano molto poco influenti rispetto al primo termine. Le altre formulazioni, Zender, Stein e Veldman 2006, sono rispettivamente le meno conservative (Zender e Stein) e il più conservativo infatti a parità di pressione e raggio portano al wrinkling moment più alto e a quello più basso.

Per scegliere la formulazione più adatta da usare nella progettazione del sistema robotico, si è realizzato un cilindro gonfiabile in laboratorio e sono state effettuate delle prove utilizzando il sensore di forza montato sul robot UR5. Si è montato link PVC a sbalzo, gonfiato ad una certa pressione e si calcola il momento applicato conoscendo la forza esercitata e la distanza a cui viene applicata.

Si aumenta la forza applicata, e quindi il momento, fino a quando non si arriva alla formazione della piega, ovvero si è raggiunto il valore di wrinkling moment. La formulazione più coerente con quanto ottenuto dalle prove sperimentali è quella di Wielgosz et al., questa sarà la relazione che verrà usata nello studio di fattibilità che servirà a identificare le grandezze del soft robot.

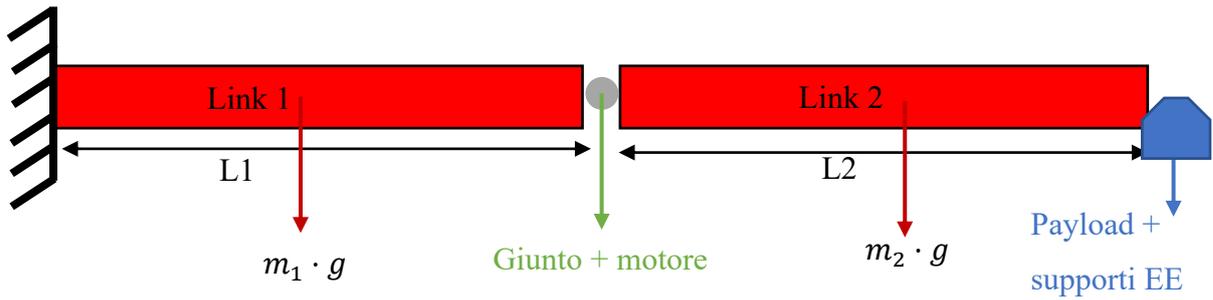
I risultati di tali prove sperimentali vengono riassunte nell'articolo "Preliminary Analysis of a Lightweight and Deployable Soft Robot for Space Applications" [16].

Capitolo 2

Studio di fattibilità

Lo studio di fattibilità è un passaggio chiave nel corso della progettazione in quanto serve a identificare le grandezze principali del braccio robotico, in particolare: raggio e lunghezza dei link, pressione interna e payload, ma soprattutto fornisce una stima delle forze e i momenti a cui sono sottoposti i link, che servono per selezionare i motori più adatti all'applicazione. La struttura cilindrica realizzata in laboratorio, per condurre prove sperimentali, presenta lunghezza $L = 600 \text{ mm}$ e raggio esterno $R = 55 \text{ mm}$.

Per definire le forze e quindi i momenti agenti sui link partiamo dalla condizione più critica, ovvero i link sono disposti in serie con un'estremità incastrata e l'altra libera, dove sarà posizionato l'end effector (EE) che reggerà il payload. In figura 13 è mostrata la configurazione analizzata, che comporta il massimo momento agente sui link. Si riportano tutte le masse che i link devono supportare. In questa prima fase per le masse dei link (M_1 e M_2), del giunto e del motore e dei supporti si usano delle stime.



Nella seguente tabella (Tab. 3) si riassumono i valori utilizzati in questa prima stima. Dalle prove sperimentali è stato notato che i valori di pressione interna ammissibili per non far uscire il tappo dal link sono $p = 200 \div 600 \text{ mbar}$.

| Grandezza | Simbolo | Valore | Unità di misura |
|-------------------|-------------|-----------|-----------------|
| Lunghezza link | L | 0.6 | m |
| Raggio link | R | 0.055 | m |
| Pressione interna | p | 200 ÷ 600 | mbar |
| Massa link | $m_1 = m_2$ | ≈ 0.4 | kg |
| Massa motore | m_{mot} | ≈ 0.5 | kg |
| Massa giunto | m_{joint} | ≈ 1 | kg |
| Massa supporti EE | m_{EE} | ≈ 0.35 | kg |
| Payload | P | 1 | kg |

Tabella 3

La pressione interna dei link deve essere la stessa in quanto per l'alimentazione si usa un'unica sorgente. Nella tabella 4, a pagina successiva, si valuta solamente la possibilità di sopportare un payload di 1 kg per un braccio robotico con le caratteristiche sopra riportate. I momenti agenti sui link sono calcolati nel seguente modo:

Momento agente su link 1:

$$M_1 = m_1 \cdot g \cdot \frac{L_1}{2} + (m_{mot} + m_{joint}) \cdot g \cdot L + m_2 \cdot g \cdot \frac{3}{2}L + (P + m_{EE}) \cdot g \cdot 2L.$$

Momento agente su link 2:

$$M_2 = m_2 \cdot g \cdot \frac{L}{2} + (P + m_{EE}) \cdot g \cdot L.$$

| R [m] | L [m] | p [mbar] | M_{bw} [Nm] | P [kg] | $m_1 = m_2$ [kg] | $m_{mot} + m_{joint}$ [kg] | M_1 [Nm] | M_2 [Nm] | Fattibilità link 1 | Fattibilità link 2 |
|------------|------------|---------------|------------------|-------------|---------------------|-------------------------------|---------------|---------------|--------------------|--------------------|
| 0.055 | 0.6 | 200 | 5.23 | 1 | 0.4 | 1.5 | 37.04 | 9.41 | NO | NO |
| 0.055 | 0.6 | 300 | 7.84 | 1 | 0.4 | 1.5 | 37.04 | 9.41 | NO | NO |
| 0.055 | 0.6 | 400 | 10.45 | 1 | 0.4 | 1.5 | 37.04 | 9.41 | NO | SI |
| 0.055 | 0.6 | 500 | 13.07 | 1 | 0.4 | 1.5 | 37.04 | 9.41 | NO | SI |
| 0.055 | 0.6 | 600 | 15.68 | 1 | 0.4 | 1.5 | 37.04 | 9.41 | NO | SI |

Tabella 4

È evidente come il link 1 sia quello più sollecitato poiché oltre che sopportare il momento dato dal payload, che è doppio rispetto a quello del link 2, deve sorreggere anche la massa del giunto, motore e del link 2. Sarà quindi necessario aumentare il raggio del link 1. Aumentare la lunghezza dei link comporta solo un aumento dei momenti agenti a parità di masse in gioco, quindi si è deciso di mantenerla pari a 600 mm. Per un studio più approfondito sono stati realizzati dei grafici parametrici per valutare l'andamento di pressione, raggio del link e payload al variare delle altre.

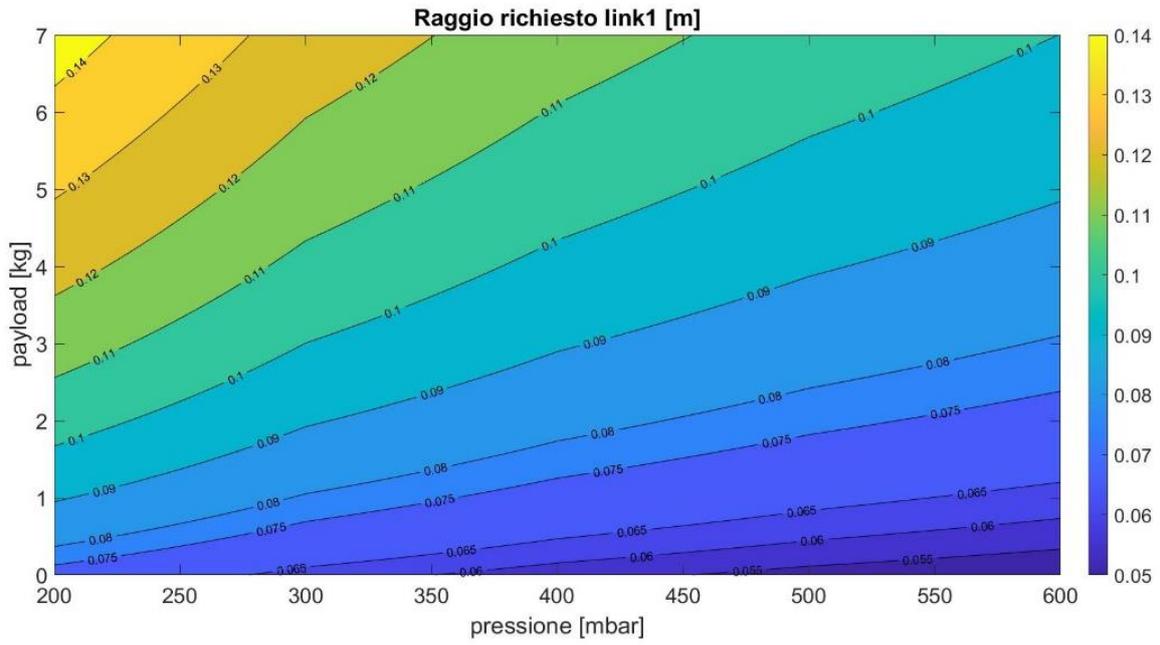


Figura 14 - R1 richiesto al variare di pressione e payload

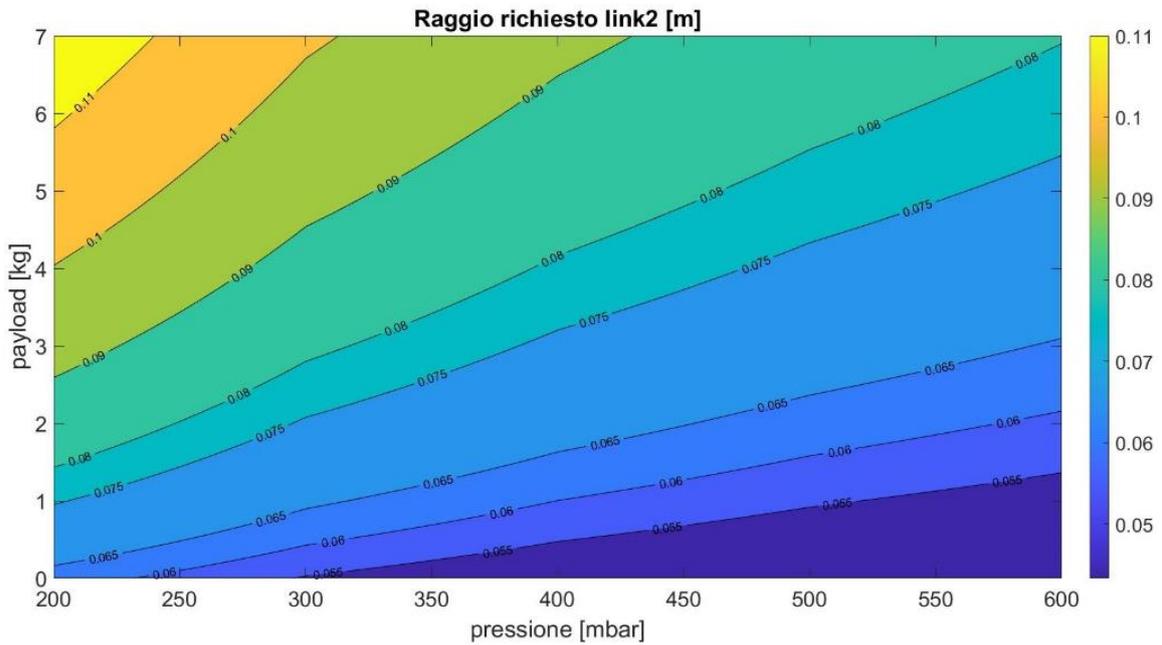


Figura 15 - R2 richiesto al variare di pressione e payload

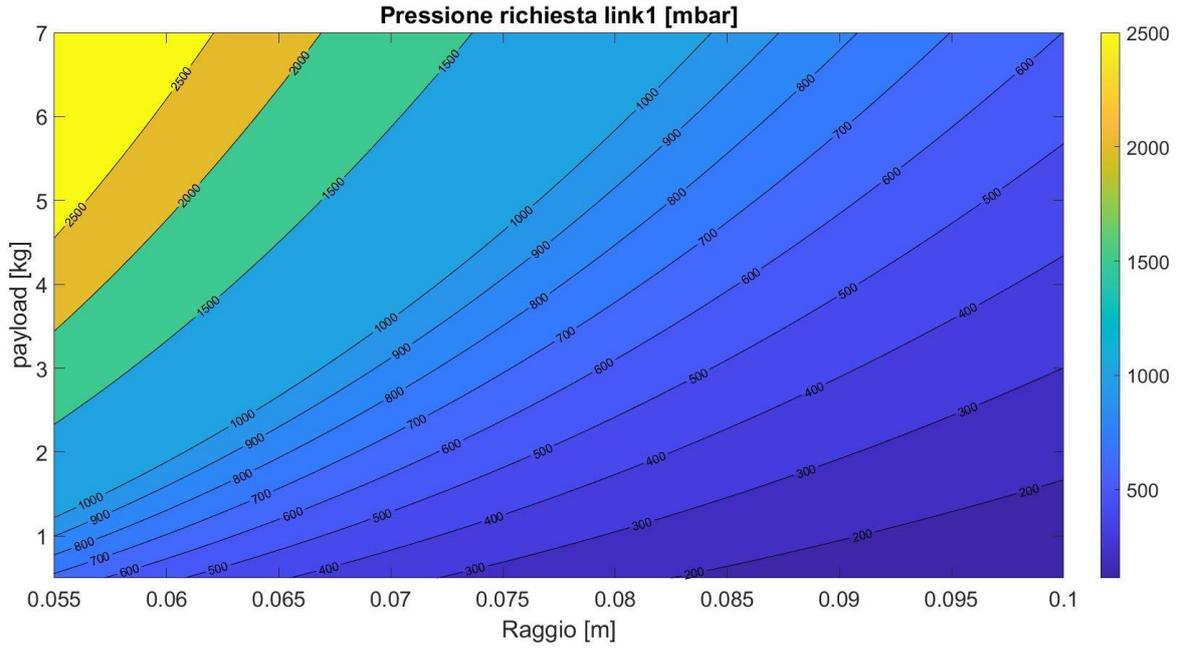


Figura 16- pressione richiesta al variare di raggio e payload

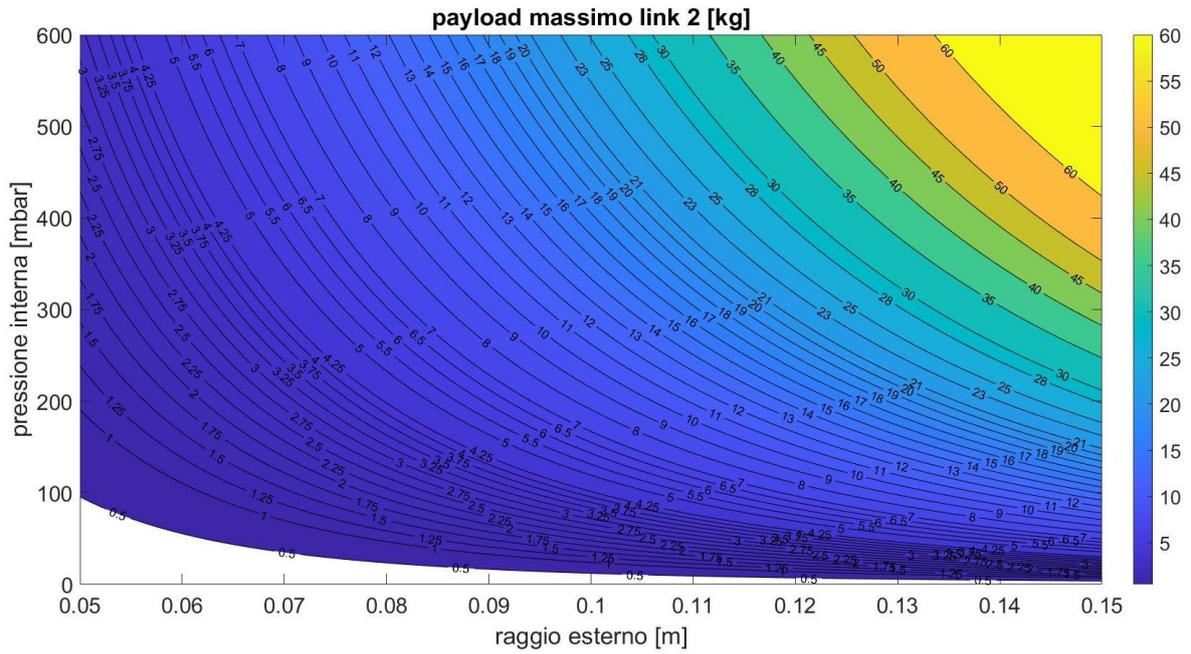


Figura 17 - Payload massimo per link 2

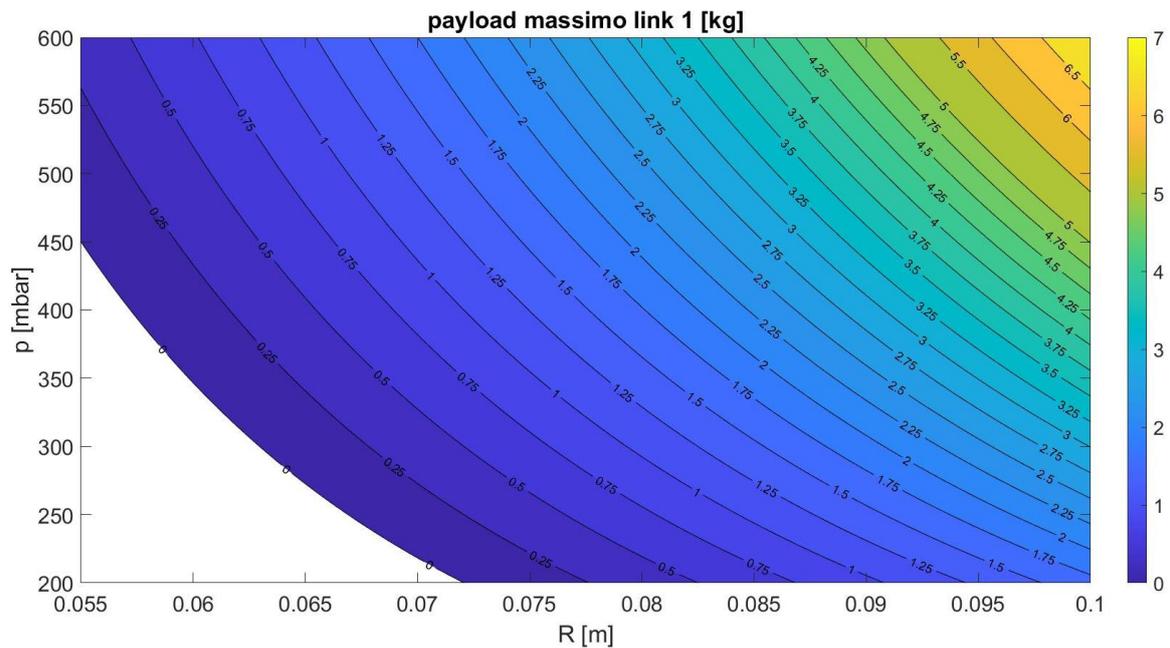


Figura 18 – Payload massimo per link 1

2.1. Conclusioni dello studio di fattibilità

Come anticipato, i grafici soprariportati mostrano come varia il payload massimo supportabile al variare di pressione e raggio. Si nota che l'aumento del raggio è il fattore che fa crescere maggiormente il payload, in accordo con l'equazione di wrinkling moment che è direttamente proporzionale alla pressione e al cubo del raggio. Per questioni di sicurezza non si vuole avere una pressione superiore al valore di 400 *mbar*, si è quindi deciso di adottare un raggio del link 1 pari a $R_1 = 0,1\ m$ e una pressione di 400 *mbar*.

Nella seguente tabella si riassumono quindi le dimensioni che son state scelte, e il payload massimo sollevabile:

| | Raggio [m] | Lunghezza [m] | Pressione [mbar] | Payload massimo [kg] |
|---------------|-----------------------------|--------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|
| Link 1 | 0,1 | 0,6 | 400 | ≈ 3,5 |
| Link 2 | 0,055 | 0,6 | 400 | ≈ 2,25 |

Tabella 5

Il payload massimo che può essere sollevato dall'end effector è limitato dal minore dei due riportati. Ricordiamo che questi risultati sono stati ottenuti usando delle stime riguardo la massa del motore e del giunto ed inoltre non è stata considerata la lunghezza propria del giunto che aumenta il braccio di applicazione delle forze e di conseguenza i momenti che agiscono sul link 1.

Capitolo 3

Scelta dei motori

Nella robotica si usano maggiormente tre tipologie di motori, ognuno con caratteristiche bene precise, la scelta di un tipo o dell'altro dipende da cosa viene richiesto dall'applicazione. I tipi di motori più utilizzati sono:

- ❖ Motori DC brushless
- ❖ Servomotori
- ❖ Motori passo-passo

I motori passo-passo consistono in un rotore a magneti permanenti ed uno statore che presenta gli avvolgimenti che, quando sono percorsi da corrente, generano il flusso magnetico che interagisce col flusso dei magneti di statore per generare la coppia sull'albero di uscita. Il driver del motore passo-passo eccita ogni polo in sequenza quindi il rotore gira in una serie di incrementi o passi; dato l'elevato numero di poli il moto del rotore appare continuo.

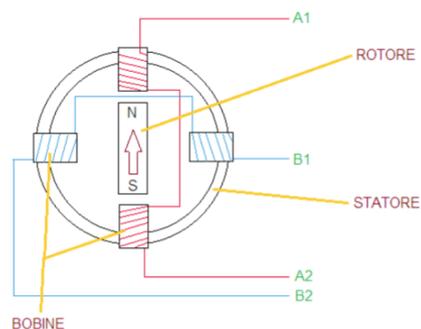


Figura 19 - Principio funzionamento motore passo-passo

Poiché generano un moto incrementale vengono controllati in *open loop* eliminando così il costo e la gestione complessa di un trasduttore come encoder o resolver. Di contro i motori passo-passo hanno limitazioni di velocità, tuttavia a rotore fermo generano un'elevata coppia che decresce notevolmente all'aumentare della velocità. I motori passo-passo sono una buona soluzione per applicazione che richiedono bassa velocità e applicazione e bassa accuratezza, inoltre tendono ad essere compatti e poco costosi.

I servomotori sono generalmente un insieme di quattro cose: un motore DC, un set di ingranaggi, un circuito di controllo e un sensore di posizione (solitamente un potenziometro). I servomotori non ruotano liberamente come un motore DC standard, l'angolo di rotazione è limitato a 180 gradi avanti e indietro. I servomotori ricevono un segnale di controllo che rappresenta una posizione di uscita e applica la potenza al motore DC fino a che l'albero giri nella posizione corretta, determinata dal sensore di posizione. La tecnica PWM è utilizzata per il segnale di controllo dei servomotori. I servomotori possono essere attuatori rotativi o lineari che consentono un controllo preciso della velocità, dell'accelerazione e della posizione angolare. Hanno un numero di poli significativamente più basso dei passo-passo, di conseguenza devono essere controllati in *closed loop*. Il servomotore gira significativamente più veloce rispetto al motore passo-passo. Ciò consente ai servomotori di essere utilizzati per fornire una coppia più ampia a velocità utili. Forniscono, inoltre, una coppia più costante su tutto il range di velocità del motore, si usano per applicazioni che richiedono alte prestazioni di velocità e accelerazione e accuratezza elevata.



Figura 20 – Servomotore

Il motore DC brushless è un motore elettrico a corrente continua avente il rotore a magneti permanenti e lo statore a campo magnetico rotante. A differenza di un motore a spazzole non ha quindi bisogno di contatti elettrici striscianti sull'albero del rotore per funzionare. La commutazione della corrente circolante negli avvolgimenti dello statore e quindi la variazione dell'orientamento del campo magnetico da essi generato, avviene elettronicamente. Ciò comporta una minore resistenza meccanica, elimina la possibilità che si formino scintille al crescere della velocità di rotazione, e riduce notevolmente la necessità di manutenzione periodica. Alimentando una coppia di avvolgimenti dello statore si forma un campo elettromagnetico, questo interagisce con il campo magnetico del rotore e si generano forze di attrazione magnetica. In questi motori si utilizzano dei controllori elettronici e dei sensori, usualmente sensori di Hall, che comunicano la posizione del rotore e il controllore decide quali avvolgimenti alimentare. I motori brushless stanno avendo grande successo e trovano applicazione soprattutto nel ramo dell'automazione dove viene richiesta grande precisione di movimento e versatilità, offerta dalla possibilità di programmare il sistema di controllo. I vantaggi che possiedono rispetto ai motori DC, oltre all'assenza degli inconvenienti legati alle spazzole, risiedono nella capacità di funzionare a rendimenti molto elevati, alla bassa inerzia rotorica e alle elevate prestazioni. Il difetto risiedeva nel loro prezzo, poiché oltre al costo di produzione del motore occorre considerare quello del sistema di controllo, essenziale per il funzionamento. Per arrivare alle coppie desiderate, senza eccedere sulla potenza, spesso l'albero di uscita del motore è collegato ad un riduttore di velocità che, a differenza dei servomotori, è un elemento che non è già compreso nel motore.



Figura 21 - Motore e riduttore MAXON

In questa prima parte la scelta dei motori è fatta solamente considerando la statica, ovvero il motore deve far muovere il link sviluppando una coppia maggiore al momento che agisce sul link; si devono quindi calcolare i momenti agenti sui link. Nel capitolo precedente si è arrivati alla conclusione che, con le dimensioni adottate, il massimo payload applicabile sul polso è di circa $P = 2,25 \text{ kg}$.

Nell'ipotesi che venga applicato il massimo payload possibile, i momenti che agiscono sul link 1 e sul link 2 sono rispettivamente 40 Nm e 15 Nm .

Si cerca, quindi, il motore 2 che sviluppi una coppia di almeno 40 Nm , mentre il motore 3 di almeno 15 Nm . La ricerca si è concentrata su motori DC brushless e integrare il riduttore e la parte di elettronica di controllo poiché le coppie da raggiungere sono elevate, soprattutto per il link 1, e gran parte dei servomotori visti non riescono a raggiungerle, riguardo i motori passo-passo non sono stati presi in considerazione perché non offrono una buona accuratezza. A parità di prestazioni si prediligono motori più leggeri.

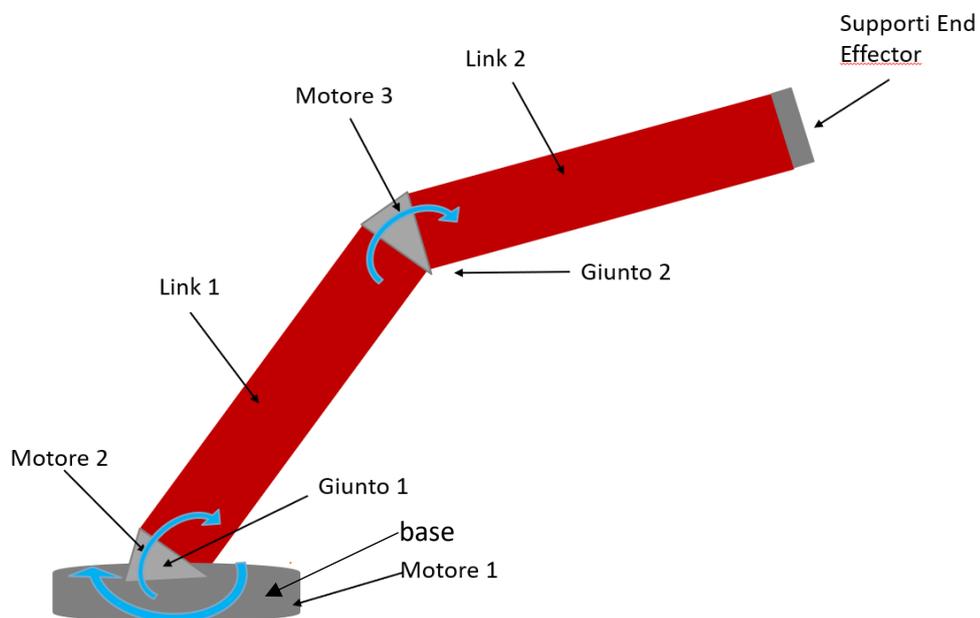


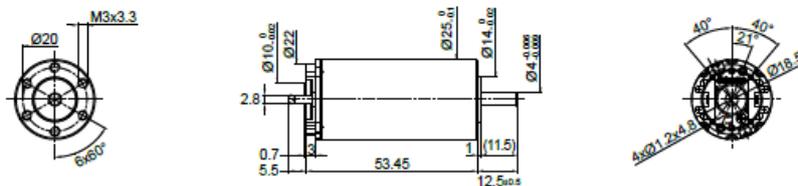
Figura 22 - Configurazione generale

3.1. Motore e riduttore PORTESCAP

La prima scelta è ricaduta su un motore e riduttore del gruppo PORTESCAP, che offrono coppie buone coppie con un peso complessivo del gruppo ridotto, intorno ai 0.5kg.

Di seguito si riportano le schede tecniche di motore e riduttore.

Brush DC Motors **Portescap**
25GT2R82 Ø 25 mm • Graphite-Copper commutation • 47 mNm



Dimensions in mm.

| Electrical Data | Symbol | 222E | 222P | 230E | 219E | Unit |
|-----------------------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------------|
| 1 Nominal Voltage | V | 15 | 18 | 24 | 36 | Volt |
| 2 No-Load Speed | n_0 | 4,075 | 9,460 | 10,000 | 8,260 | rpm |
| 3 No-Load Current | I_0 | 80.0 | 140.0 | 120.0 | 65.0 | mA |
| 4 Terminal Resistance | R | 4.0 | 1.3 | 1.8 | 7.4 | Ω |
| 5 Output Power | P_{out} | 36.8 | 33.0 | 37.0 | 33.0 | W |
| 6 Stall Torque | mNm | 129 (18.27) | 249 (35.27) | 315 (44.61) | 194 (27.48) | mNm (oz-in) |
| 7 Efficiency | η_{max} | 73 | 81 | 82 | 78 | % |
| 8 Max Continuous Speed | n_{max} | 10,000 | 10,000 | 10,000 | 10,000 | rpm |
| 9 Max Continuous Torque | M_{max} | 47 (5.95) | 42 (5.95) | 47 (6.67) | 41 (5.81) | mNm (oz-in) |
| 10 Max Continuous Current | I_{max} | 1.44 | 2.50 | 2.20 | 1.06 | A |
| 11 Back-EMF Constant | k_E | 3.60 | 1.88 | 2.40 | 4.30 | mV/rpm |
| 12 Torque Constant | k_M | 34.40 | 18.00 | 23.00 | 41.10 | mNm/A |
| 13 Motor Regulation | R/k^2 | 3.4 | 4.0 | 4.2 | 4.40 | $10^3/Nms$ |
| 14 Friction Torque | T_F | 2.75 (0.39) | 2.5 (0.36) | 2.76 (0.4) | 2.65 (0.38) | mNm (oz-in) |
| 15 Rotor Inductance | L | 0.30 | 0.08 | 0.14 | 0.50 | mH |
| 16 Mechanical Time Constant | τ_m | 4.4 | 5.2 | 5.5 | 5.7 | ms |
| 17 Rotor Inertia | J | 13.00 | 13.00 | 12.50 | 13.00 | g-cm ² |

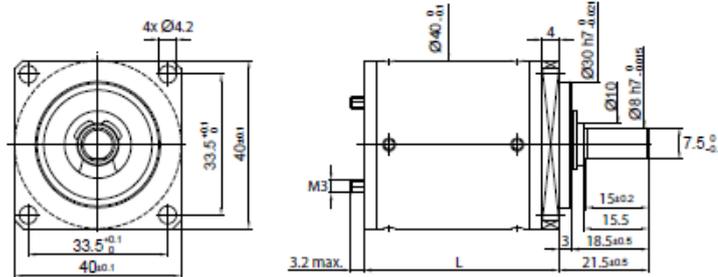
| General Data | | 25GT2R82 *** -1 | | Unit |
|---|------------------|--------------------------------|--|-------------------------|
| 18 Thermal Resistance (rotor/body) | R_{th}/R_{rot} | 5/11 | | $^{\circ}C/W$ |
| 19 Thermal Time Constant (rotor/stator) | t_{th}/t_{st} | 10/450 | | S |
| 20 Operating Temperature Range: | motor | -30°C to 85°C (-22°F to 185°F) | | $^{\circ}C (^{\circ}F)$ |
| | rotor | 100°C (212°F) | | $^{\circ}C (^{\circ}F)$ |
| 21 Shaft Load Max.: (5 mm. from bearing) | | With ball bearings | | |
| | -radial | 25.0 (89.9) | | N (oz) |
| | -axial | 100 (359.69) | | N (oz) |
| 22 Shaft Play: | -radial | <0.03 (0.0012) | | mm (inch) |
| | -axial | 0.15 (0.0059) | | mm (inch) |
| 23 Weight | g | 145 (5.12) | | g (oz) |
| 24 Commutation Segment | - | 9 | | segment |

| Execution Table | | | | |
|-----------------|--------------|----|--------------|--------------|
| Gearbox | Single Shaft | E9 | HEDS | MIR2 |
| R32 | 6 | 8 | - | Upon Request |
| R40 | 1 | 2 | 4 | Upon Request |
| R22HT | 20 | 21 | Upon Request | Upon Request |



► Motor shaft rotates CW when seen from motor front face when +ve and -ve supply is given to respective terminals.

Figura 23 - Scheda tecnica motore Portescap 25GT2R82



Dimensions in mm.

| Ratio | 3.56 | 5.6 | 15.2 | 24 | 54.2 | 85.3 | 134 | 193 | 303 | 478 | 753 |
|---|---------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1 Number of Gear Stages | 1 | 1 | 2 | 2 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 2 Direction of Rotation | = | = | = | = | = | = | = | = | = | = | = |
| 3 Efficiency | 0.85 | 0.85 | 0.7 | 0.7 | 0.6 | 0.6 | 0.6 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.5 |
| 4 L (mm) | 38.3 | 38.3 | 46.8 | 46.8 | 55.3 | 55.3 | 55.3 | 63.8 | 63.8 | 63.8 | 63.8 |
| 5 Weight | 245 | 245 | 285 | 285 | 340 | 340 | 340 | 400 | 400 | 400 | 400 |
| | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) | (oz) |
| | (8.642) | (8.642) | (10.052) | (10.052) | (11.993) | (11.993) | (11.993) | (14.109) | (14.109) | (14.109) | (14.109) |
| 6 Available with Motor – L2 - Length with motor (mm) | | | | | | | | | | | |
| 25GT82 | 91.75 | 91.75 | 100.25 | 100.25 | 108.75 | 108.75 | 108.75 | 117.25 | 117.25 | 117.25 | 117.25 |
| 28DT12 | 102.9 | 102.9 | 111.4 | 111.4 | 119.9 | 119.9 | 119.9 | 128.4 | 128.4 | 128.4 | 128.4 |
| 30GT82 | 101.2 | 101.2 | 109.7 | 109.7 | 118.2 | 118.2 | 118.2 | 126.7 | 126.7 | 126.7 | 126.7 |
| 35NT32/82 | 95.5 | 95.5 | 104 | 104 | 112.5 | 112.5 | 112.5 | 121 | 121 | 121 | 121 |
| 35GLT82 | 105.5 | 105.5 | 114 | 114 | 122.5 | 122.5 | 122.5 | 131 | 131 | 131 | 131 |

| Characteristics | Unit | R40 • 0 • ---- |
|---|------------|--------------------------|
| 7 Shaft Bearings | | Ball Bearing |
| 8 Maximum Static Torque | Nm (oz-in) | 40 (5700) |
| 9 Maximum Radial Force @ 8mm from mounting face | N (lb) | 800 (135) |
| 10 Maximum Axial Force | N (lb) | 400 (90) |
| 11 Maximum Press Fit Force | N (lb) | 800 (135) |
| 12 Average Backlash @ no-load | | 1° |
| 13 Average Backlash @ 0.3 Nm | | 1.3° |
| Shaft Play: | | |
| 14 -radial | µm | ≤ 10 |
| 15 -axial | µm | ≤ 10 |
| 16 Maximum Recommended Input Speed | rpm | 6,000 |
| 17 Operating Temperature Range: | °C (°F) | -30 to +85 (-22 to +185) |

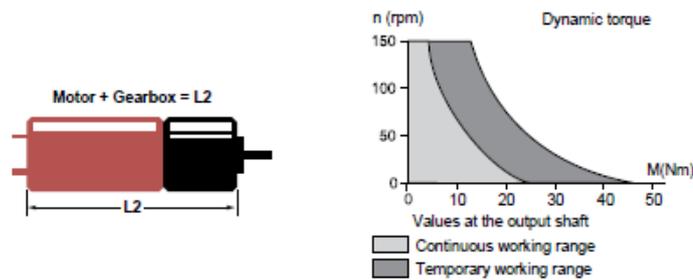


Figura 24 – Scheda tecnica riduttore Portescap R40

3.2. Motoriduttore T-MOTOR

Si considera anche questo motoriduttore del gruppo T-MOTOR che ha prestazioni ben più elevate rispetto al PORTESCAP, tuttavia l'ingombro e il peso sono più alti, ma all'interno sono già contenuti driver ed encoder. Di seguito la scheda tecnica.

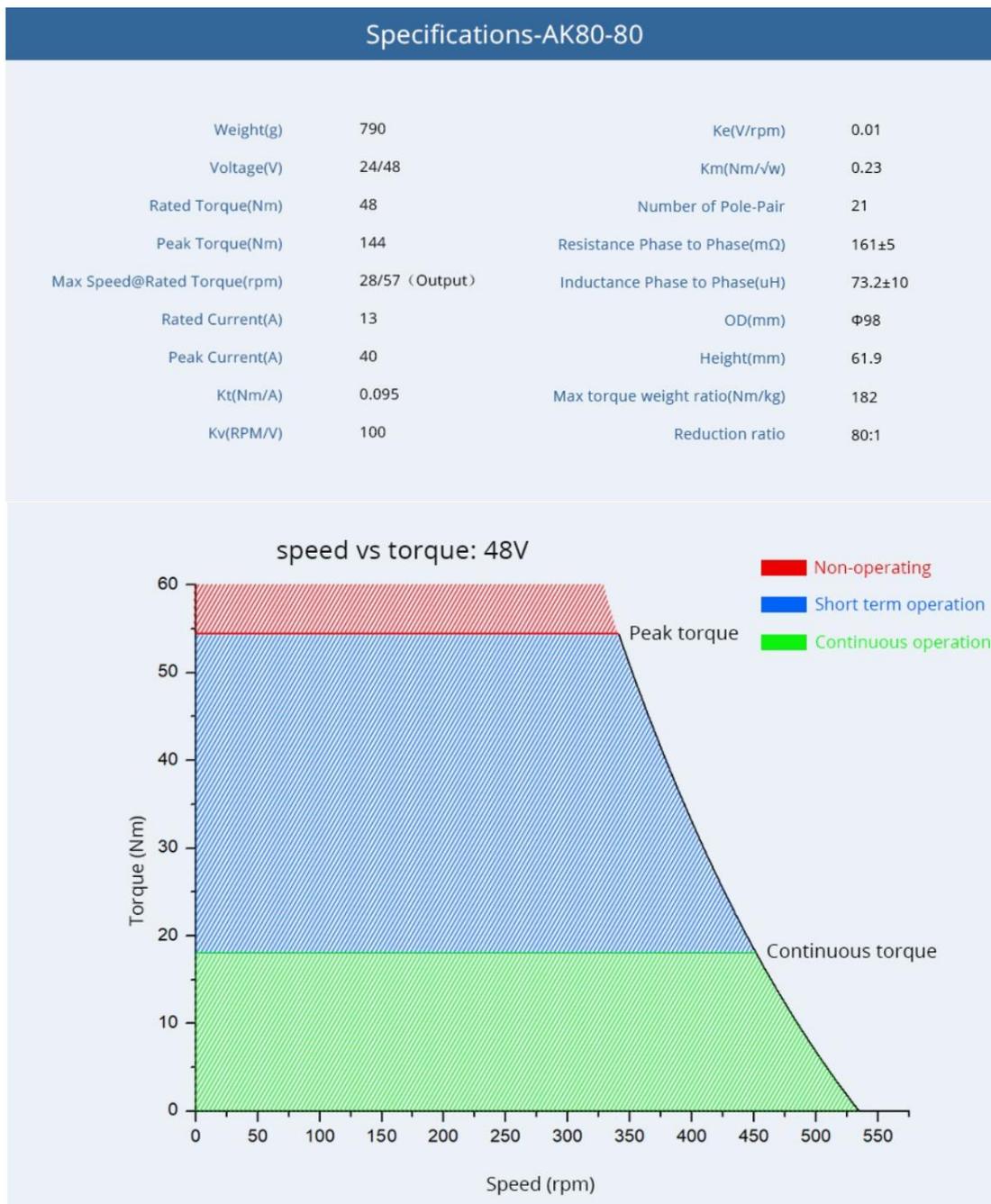


Figura 25 - Scheda tecnica Motoriduttore T-MOTOR AK80-80

3.3. Considerazioni sui motori selezionati

Il gruppo motore e riduttore PORTESCAP può essere utilizzato per azionare il link 2 (motore 3) poiché ha una coppia continuativa di 20 Nm che è superiore a quella richiesta per il movimento, inoltre il poco peso e ingombro lo rende adatto ad essere posizionato tra i due link. Al contrario lo stesso gruppo non può essere usato per muovere il link 1, perché la coppia di 40 Nm che può sviluppare non è continuativa, si può allora usare due motori in parallelo e introdurre un'ulteriore riduzione tramite una cinghia di trasmissione. In questo modo si aumenta ulteriormente la coppia riducendo, però, la velocità di movimento.

Il servoriduttore AK80-80, invece, è ben più prestante rispetto al PORTESCAP, può essere quindi usato per movimentare il link 1 senza adottare la cinghia per un'altra riduzione.

Per il motore 1, che effettua la rotazione lungo l'asse verticale della base, viene impiegato il gruppo PORTESCAP, con una cinghia, che serve per trasmettere il moto dal motore alla base perché gli assi di rotazione delle due parti non sono coincidenti, inoltre, aumenta la coppia trasmessa e riduce la velocità in modo da evitare che nascano violente vibrazioni sui link.

Riguardo la scelta dei motori 2 e 3, si prendono in considerazione entrambi i modelli soprariportati e si realizzano diverse versioni del braccio robotico, differenti tra loro dai motori adottati e di conseguenza dai giunti.

| | Motore 1 | Cinghia motore 1 | Motore 2 | Cinghia motore 2 | Motore 3 | Cinghia motore 3 |
|------------|-----------|------------------|--------------|------------------|-----------|------------------|
| Versione 1 | PORTESCAP | SI | 2x Portescap | SI | Portescap | NO |
| Versione 2 | PORTESCAP | SI | 2x Portescap | SI | Portescap | SI |
| Versione 3 | PORTESCAP | SI | AK80-80 | NO | AK80-80 | NO |

Tabella 6 - Diverse configurazioni braccio robotico

Capitolo 4

CAD della struttura

Avendo definito le dimensioni dei link e i motori, non ci resta che realizzare i giunti che, oltre a collegare i link tra loro, devono trasmettere il moto dai motori alle parti mobili. Tramite il software Solidworks si realizzano i CAD dei giunti che si differenziano tra loro a seconda della versione di braccio collaborativo su cui devono essere usati.

Le tre versioni realizzate presentano differenze solo nei motori impiegati e di conseguenza nella topologia del giunto 1 e del giunto 2 (vedi Fig.13), si presenta prima la base, che è uguale per le tre versioni, poiché usa lo stesso gruppo motore e lo stesso sistema di trasmissione.

4.1. Base del braccio robotico

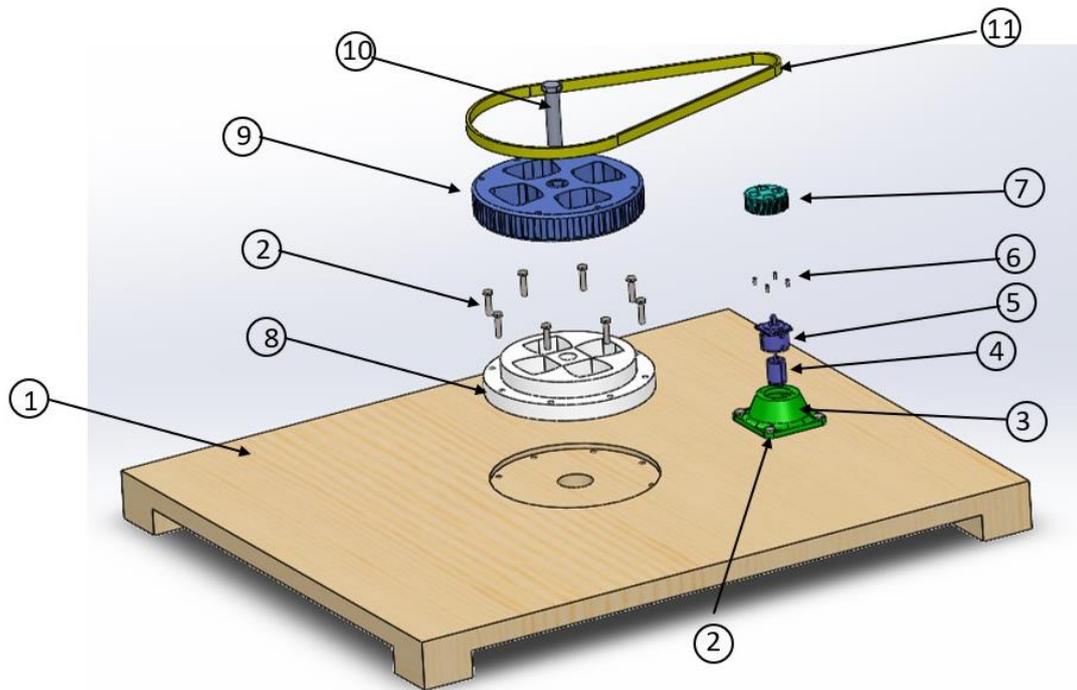


Figura 26 - Vista esplosa BASE

| Indice | Componente | Quantità |
|--------|-----------------------------|----------|
| 1 | Tavolo | 1 |
| 2 | Bullone esagonale M8x1.0x40 | 12 |
| 3 | Alloggio motore | 1 |
| 4 | Motore Portescap 25GT2R82 | 1 |
| 5 | Riduttore Portescap R40 | 1 |
| 6 | Spine fissaggio 4x12 | 4 |
| 7 | Rotella trasmissione moto | 1 |
| 8 | Base | 1 |
| 9 | Rotella rotazione base | 1 |
| 10 | Bullone rotazione | 1 |
| 11 | Cinghia | 1 |

Tabella 7 - Distinta materiali BASE

4.1.1 Montaggio della base

Di seguito si elencano i passaggi per il montaggio della base.

1. Si fissano, innanzitutto, l'alloggio del motore (3) e la base (8) al tavolo (1) tramite i bulloni esagonali.

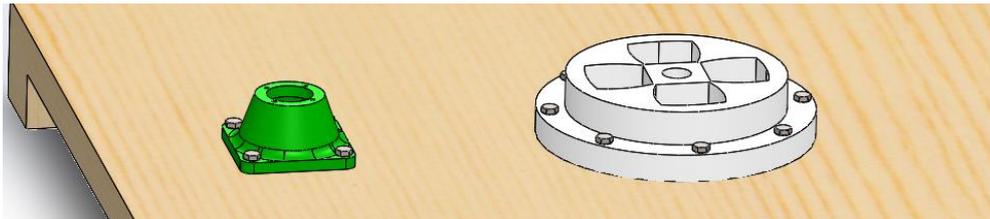


Figura 27 - Base e alloggiamento motore fissati al tavolo

2. È possibile ora il gruppo motore e riduttore all'elemento verde tramite le quattro spine di fissaggio (6).

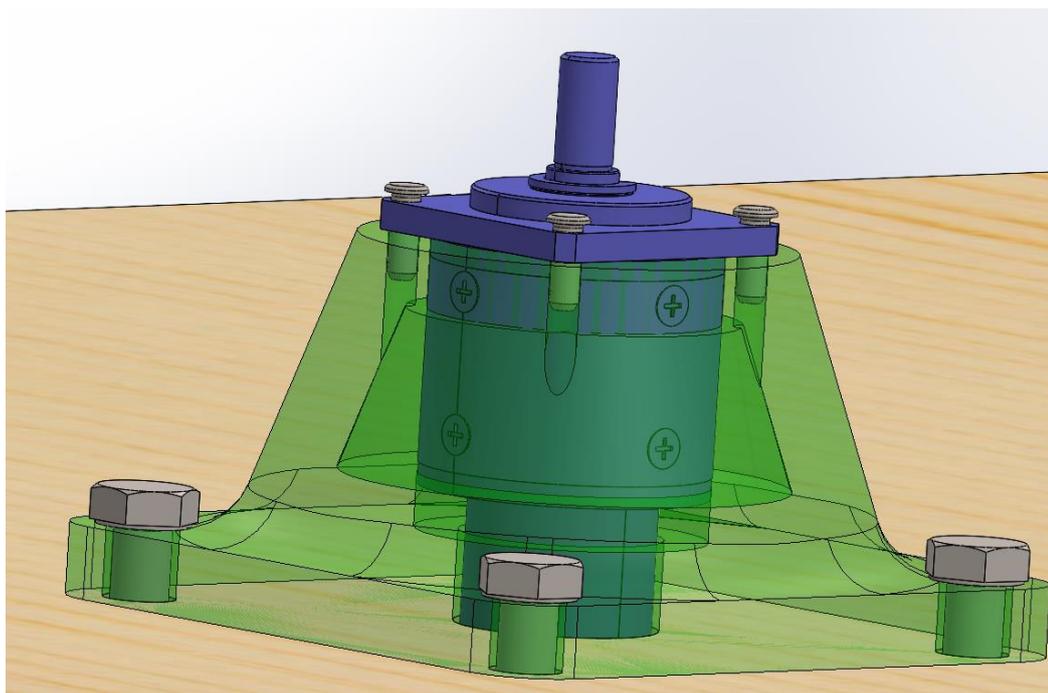


Figura 28 - Fissaggio motore

3. Si montano ora le due rotelle che saranno successivamente collegate tramite la cinghia (11). La rotella (7) che va sul gruppo motore si fissa direttamente all'albero di uscita del riduttore, mentre la più grande (9), che consente la rotazione verticale di tutto il robot, non si blocca sulla base, che è fissa, ma viene appoggiata su di essa e viene inserito il bullone che ha la funzione di perno di rotazione, evita quindi che la rotella (9) esca dall'asse con conseguente crollo di tutta la struttura. I fori ricavati sulla rotella più grande servono per fissare successivamente il giunto sul quale saranno disposti i motori per movimentare il link 1.

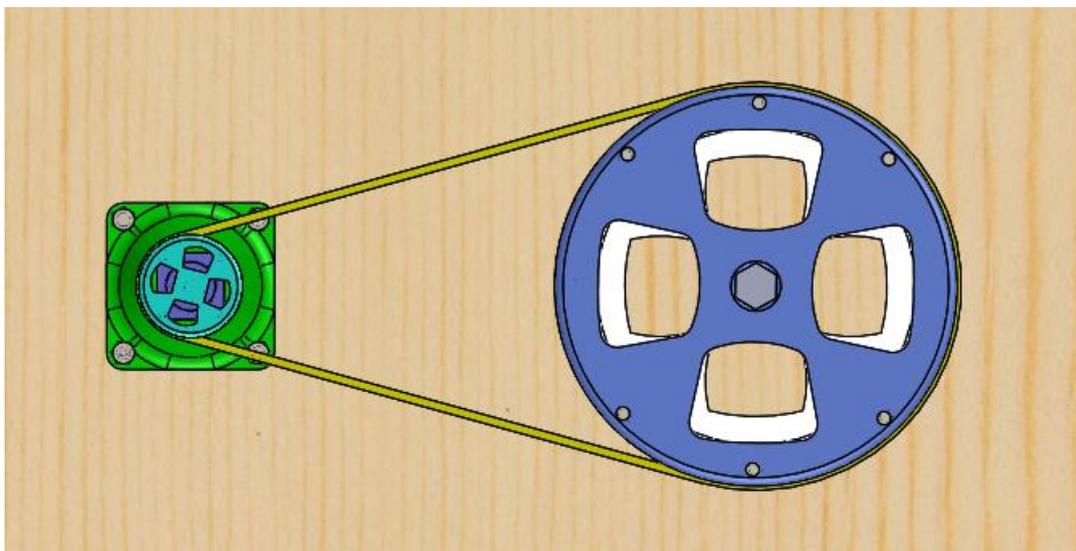


Figura 29 - Vista della base completa dall'alto

Le grandezze delle pulegge di trasmissione definiscono il rapporto di riduzione dato dalla cinghia come rapporto dei raggi: chiamando r_1 il raggio della rotella del motore e r_2 il raggio della rotella della base, il rapporto di trasmissione è calcolato:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{240}{60} = 4.$$

Ipotizzando un rendimento di trasmissione della cinghia unitario, la coppia trasmessa alla base è quattro volte quella sviluppata dal motore, mentre la velocità si riduce a un quarto.

4.2. Progettazione dei giunti: VERSIONE 1

Come anticipato nel paragrafo 3.3, la prima versione presenta tre motori PORTESCAP, due messi in parallelo con cinghie di riduzione per la movimentazione del link 1, l'altro invece muove il link 2 senza un'ulteriore riduzione.

4.2.1. GIUNTO 1

Il giunto 1 è sostanzialmente composto da due parti principali: una che si attacca alla base prima descritta, l'altra collegata al link 1.

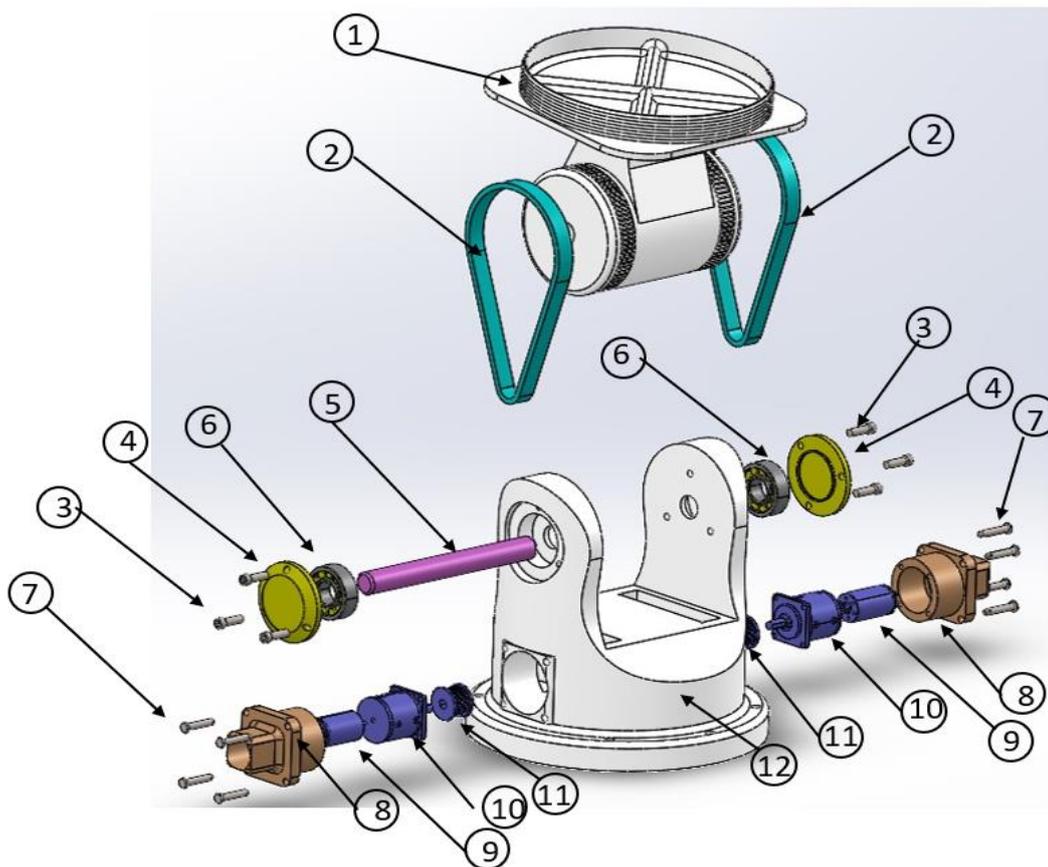


Figura 30 - Vista esplosa GIUNTO 1 - VERSIONE 1

| Indice | Componente | Quantità |
|---------------|----------------------------------|-----------------|
| 1 | Giunto di collegamento al link 1 | 1 |
| 2 | Cinghie di trasmissione | 2 |
| 3 | Vite ISO 14580 #6x20x18 | 6 |
| 4 | Tappo chiusura | 2 |
| 5 | Albero rotazione giunto | 1 |
| 6 | Cuscinetto SKF NU204 | 2 |
| 7 | Spina ISO 2341 - B - 6x30x1.6 | 8 |
| 8 | Alloggio gruppo motore | 2 |
| 9 | Motore Portescap 25GT2R82 | 2 |
| 10 | Riduttore Portescap R40 | 2 |
| 11 | Rotella trasmissione | 2 |
| 12 | Giunto di collegamento alla base | 1 |

Tabella 8 - Distinta materiali GIUNTO 1 - VERSIONE 1

L'assemblaggio del giunto avviene nei seguenti passaggi:

1. Si inseriscono le due cinghie di trasmissione (2) sulla parte di giunto che va attaccata al link 1, dove sono state appositamente ricavate due guide per essere appoggiate.

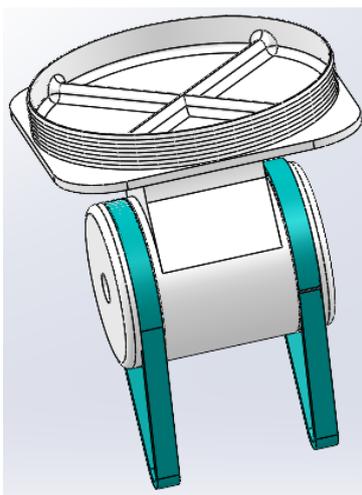


Figura 31 - Inserimento cinghie

2. L'assieme appena ottenuto si abbassa verso l'altra parte di giunto, facendo passare le cinghie nelle cavità che sono state ricavate. Quando le due parti sono concentriche si inserisce l'albero (5).

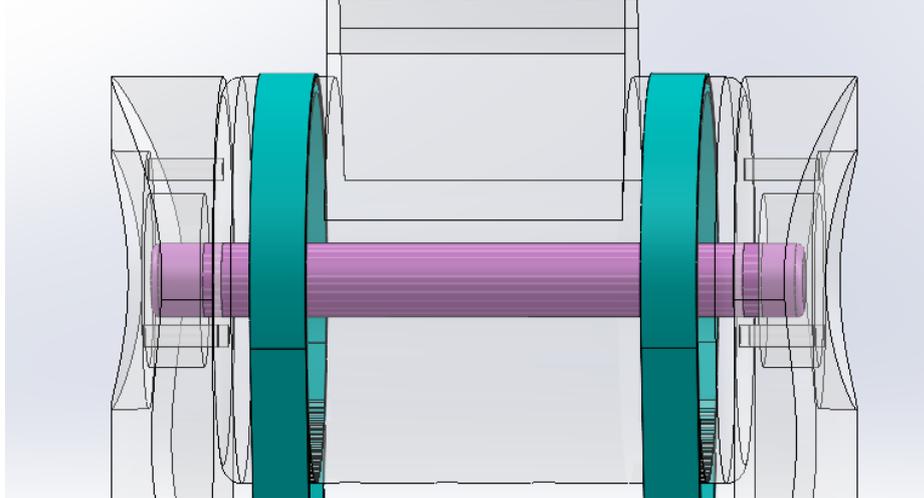


Figura 32 - Accoppiamento tra le due parti

3. Si avvicinano ora i cuscinetti (6) e i tappi di chiusura (4), che oltre a evitare l'ingresso di sporcizia, servono a bloccare i cuscinetti nel modo corretto. Infine si bloccano i tappi con le viti (3).

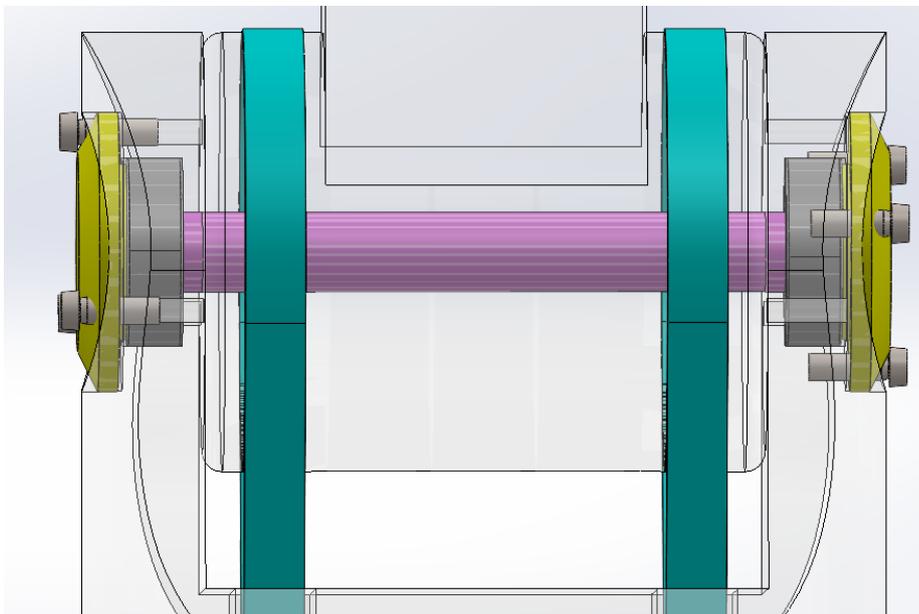


Figura 33 - Montaggio completo albero

4. Si passa ora alla parte inferiore dove vengono inseriti i motori e le rotelle di trasmissione. Si montano motore e riduttore, successivamente il riduttore viene fissato sul componente che serve per sorreggerli (8) tramite 4 spine di fissaggio (13). Infine, si posizionano le rotelle (11) sugli alberi dei riduttori.

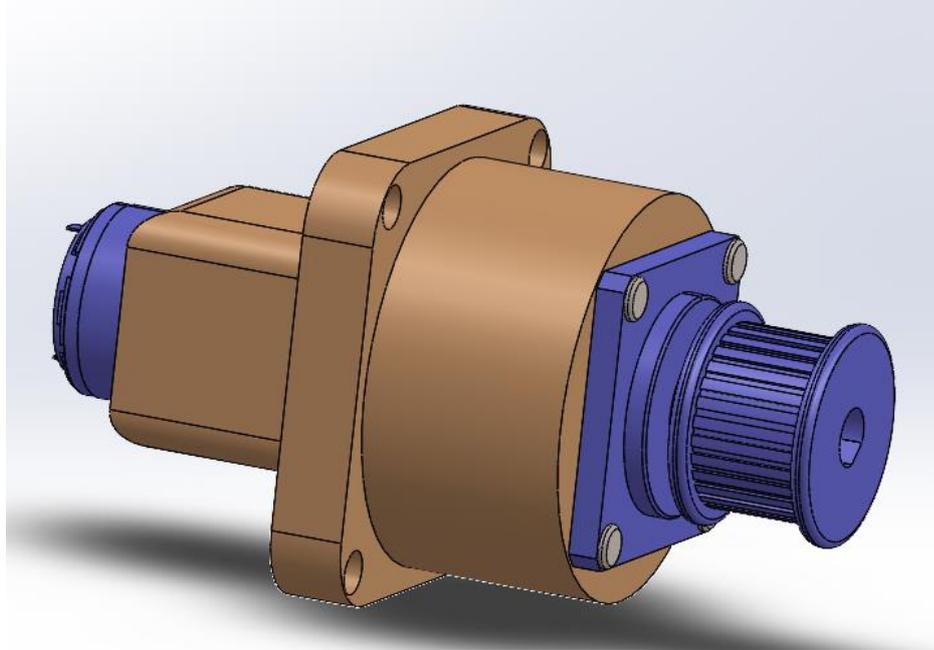


Figura 34 - Blocco motore completo

5. Il blocco appena ottenuto si blocca al giunto attraverso le 4 viti (7). Nell'inserire l'assieme la rotella entra nella cinghia prima posizionata.

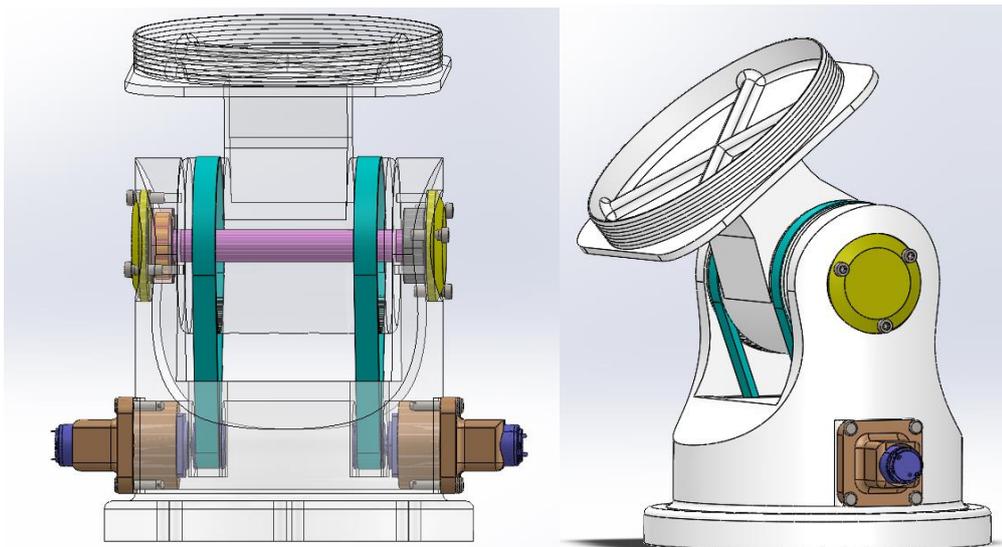


Figura 35 - Giunto 1 completo

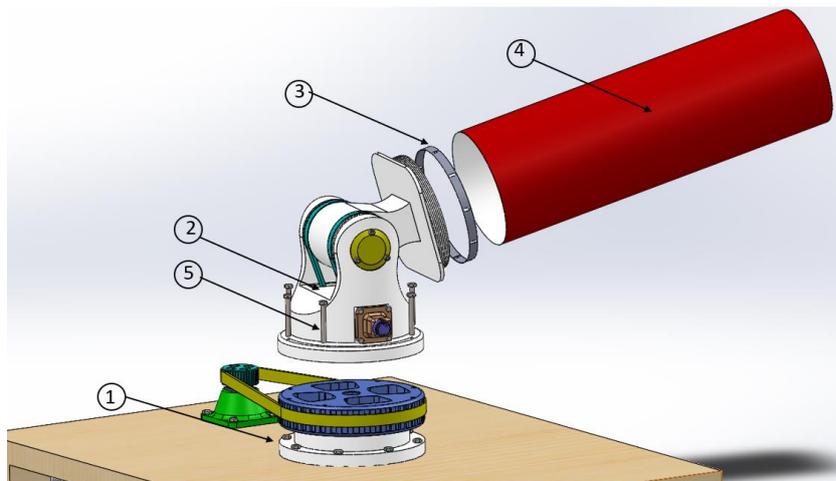


Figura 36 - Collegamento BASE - GIUNTO 1 - LINK 1

Completato il montaggio del giunto 1 (2), si fissa alla base (1) da una parte e dall'altra si collega il link 1(4). Per il fissaggio alla base, descritta nel paragrafo 4.1. si usano 6 viti (5) per rendere solidale il giunto alla rotella che permette la rotazione, mentre il fissaggio del link avviene tramite una cinghia metallica (3).

Il giunto 1 appena descritto non permette una rotazione a 360° del link, ma l'escursione angolare è limitata a 180° a causa dell'ingombro del giunto stesso.

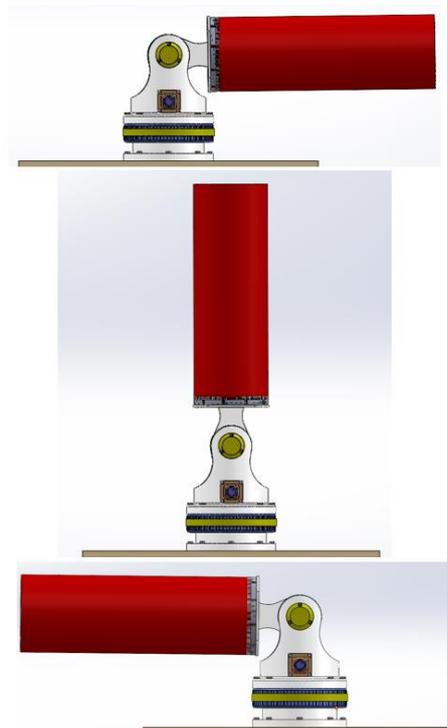


Figura 37 - Escursione angolare Link 1

4.2.2. GIUNTO 2

Nella prima versione realizzata il giunto 2 non presenta cinghie di trasmissione, non sarà quindi presente un'ulteriore riduzione. La topologia del giunto è quindi più semplice rispetto a quella del giunto 1. I CAD che seguono non presentano una progettazione accurata ma servono per definire una stima dell'ingombro e del peso, e forniscono l'idea di funzionamento.

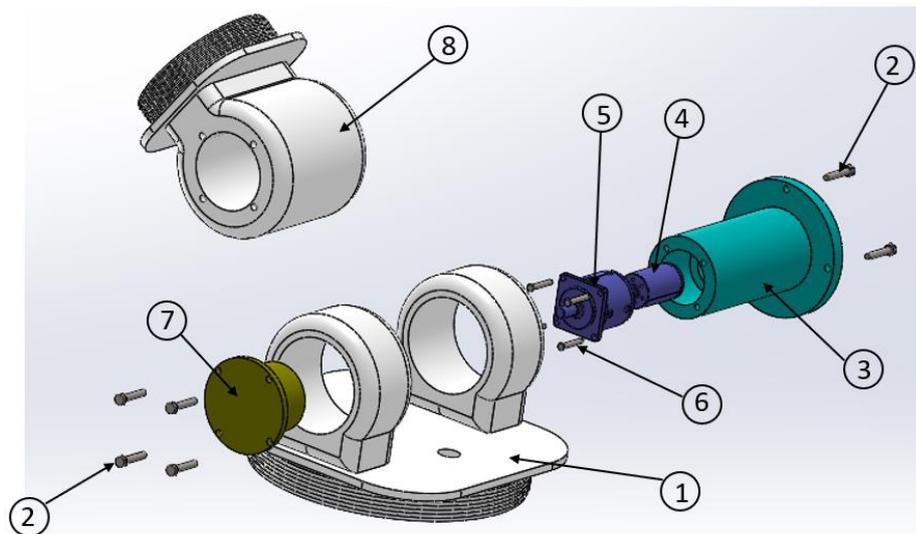


Figura 38 - Vista esplosa GIUNTO 2 - VERSIONE 1

| Indice | Componente | Quantità |
|--------|-------------------------------|----------|
| 1 | Giunto collegamento al link 1 | 1 |
| 2 | Vite ISO 4014 M5x25x16 | 7 |
| 3 | Tappo bloccaggio motore | 1 |
| 4 | Motore Portescap 25GT2R82 | 1 |
| 5 | Riduttore Portescap R40 | 1 |
| 6 | Spina ISO 2341 - B - 4x24x1 | 4 |
| 7 | Tappo trasmissione moto | 1 |
| 8 | Giunto collegamento link 2 | 1 |

Tabella 9 - Distinta materiali GIUNTO 2 - VERSIONE 1

Come anticipato questo giunto è stato realizzato con l'intento di stimare l'ingombro e il peso, non si tratta della progettazione finale. L'idea per la trasmissione del moto è bloccare il motore sul tappo azzurro (3) che è solidale alla parte di giunto fissa sul link 1 e si inserire l'albero del riduttore nel tappo giallo (7) che sarà bloccato sull'altra parte (8). Si riportano i passaggi per il montaggio:

1. Si uniscono motore e riduttore e si bloccano sul tappo azzurro (3) tramite le quattro spine di fissaggio (6).

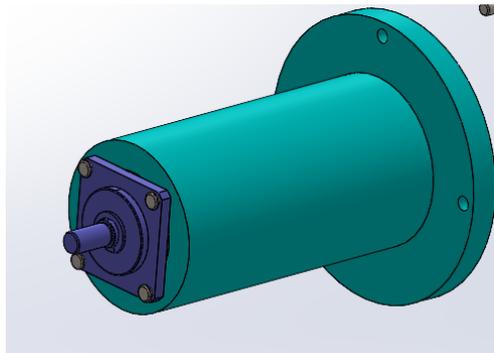


Figura 39 – Alloggio motore

2. Si allineano le due parti principali del giunto (1) e (8) e si inserisce all'interno l'assieme creato al punto 1. Il tappo azzurro si fissa con 3 viti (2).

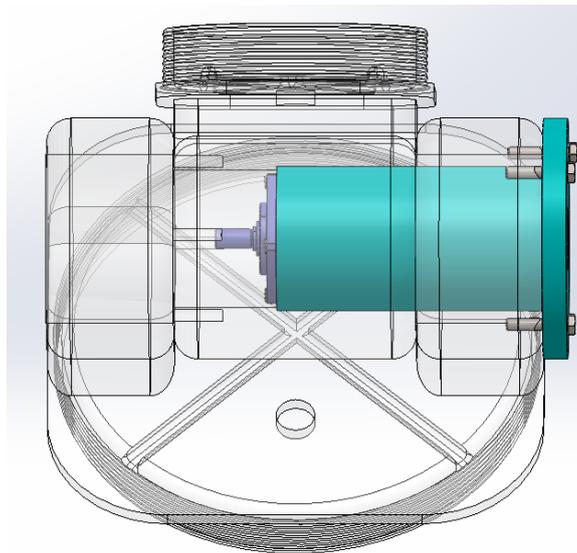


Figura 40

3. Si avvicina, infine, il tappo giallo, che presenta una cavità dove va inserito l'albero del riduttore. Il tappo (7) è il responsabile della trasmissione del moto infatti è fissato tramite quattro viti (2) al giunto di collegamento con il link 2.

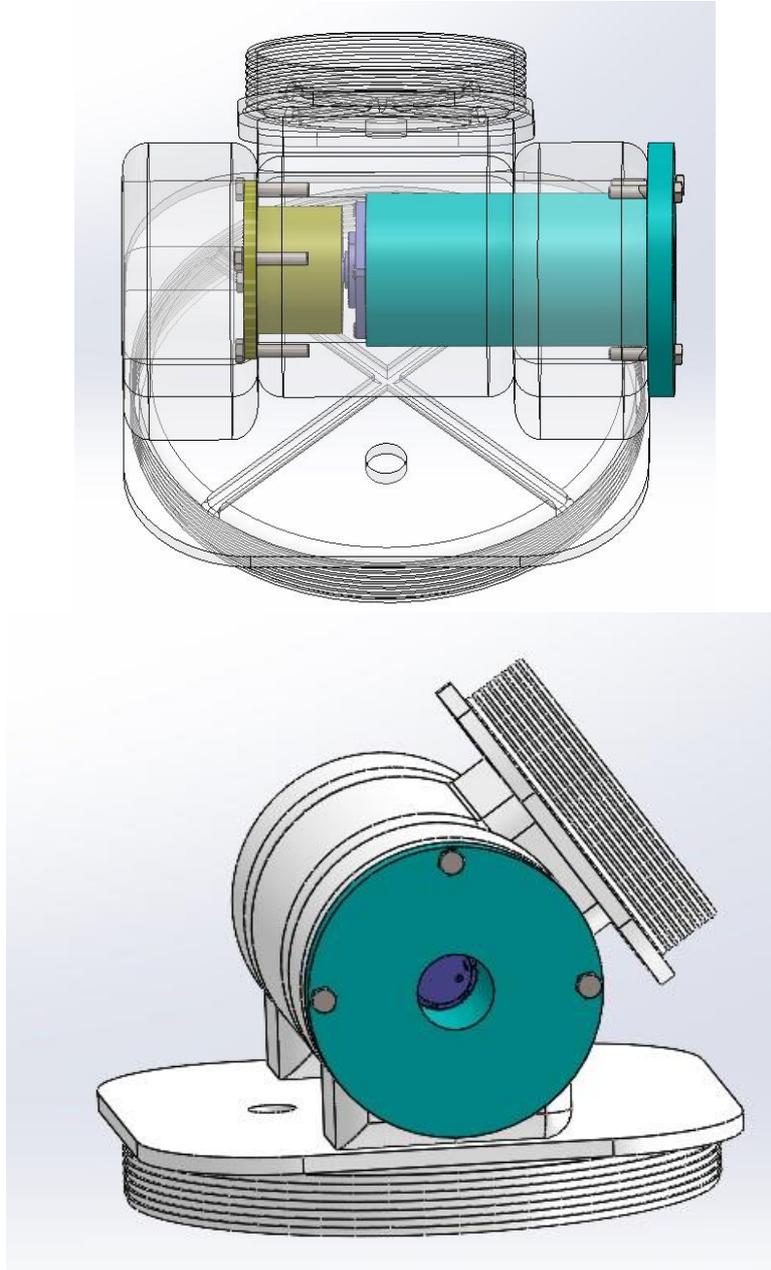


Figura 41 - Giunto 2 - versione 1 completo

Si devono solo ora incastrare i link al giunto con la stessa modalità spiegata precedentemente, usando una cinghia metallica.

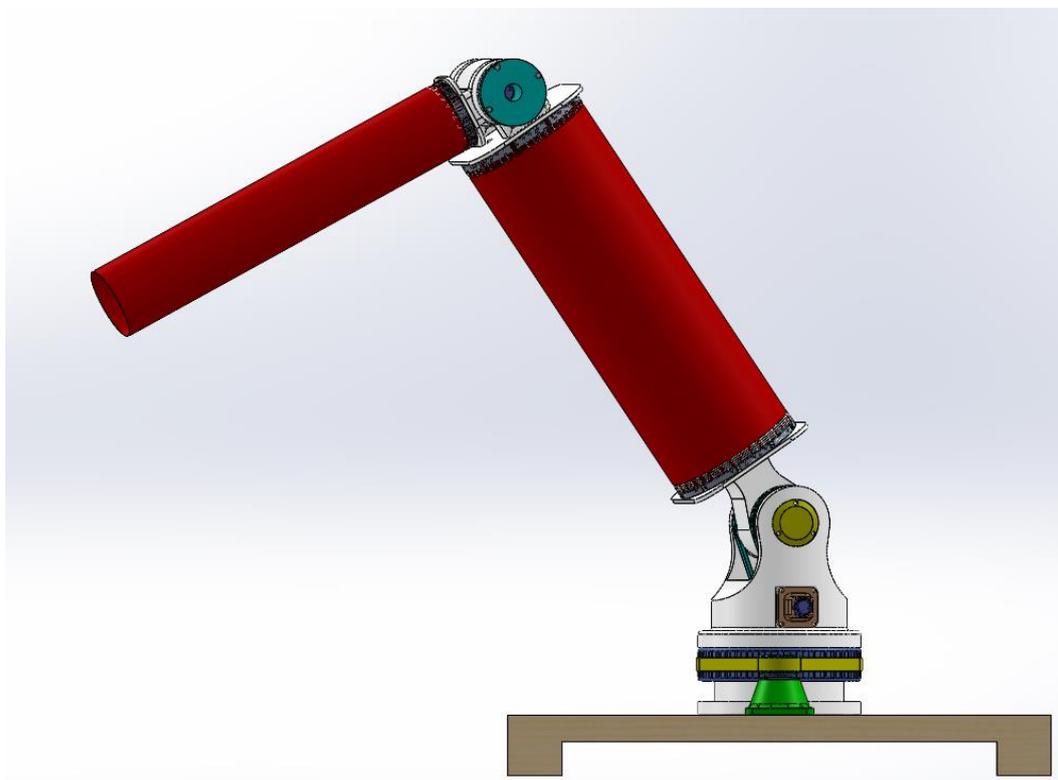


Figura 42 - Versione 1: finale

4.3. Progettazione dei giunti: VERSIONE 2

La seconda versione realizzata si differenzia dalla prima solo per la struttura del giunto 2. La base e il giunto 1 sono uguali a quelli impiegati nella versione precedentemente presentata.

In questo paragrafo si presenterà solo il giunto 2, che come descritto in tabella 6, impiega un gruppo motore e riduttore PORTESCAP e trasmette il moto al link 2 tramite la cinghia di riduzione.

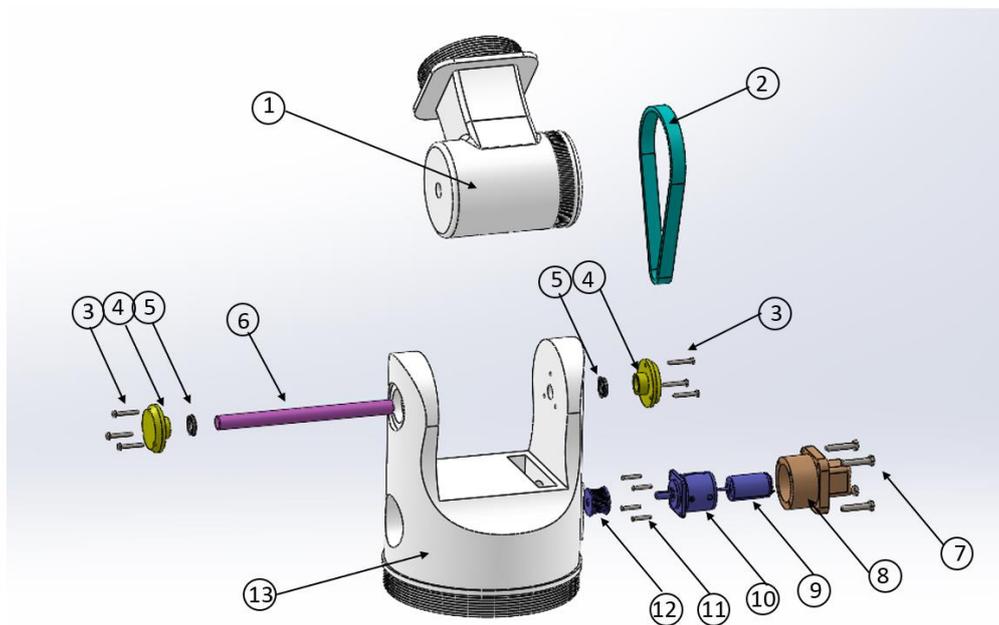


Figura 43 - Vista esplosa GIUNTO 2 VERSIONE 2

Il montaggio di questo giunto avviene nello stesso modo del giunto 1 della versione 1, l'unica differenza è la presenza di un solo gruppo motore e quindi di una sola cinghia di trasmissione. A pagina successiva si riporta, in tabella 10, la distinta materiali.

| Indice | Componente | Quantità |
|---------------|----------------------------------|-----------------|
| 1 | Giunto di collegamento al link 2 | 1 |
| 2 | Cinghia di trasmissione | 1 |
| 3 | Vite ISO 14580 #5x20x18 | 6 |
| 4 | Tappo chiusura | 2 |
| 5 | Cuscinetto SKF W61702 R2Z | 2 |
| 6 | Albero rotazione | 1 |
| 7 | Spina ISO 2341 - B - 6x30x1.6 | 4 |
| 8 | Alloggio gruppo motore | 1 |
| 9 | Motore Portescap 25GT2R82 | 1 |
| 10 | Riduttore Portescap R40 | 1 |
| 11 | Spina ISO 2341 – B – 4x24x1.6 | |
| 12 | Rotella trasmissione | 1 |
| 13 | Giunto di collegamento al link 1 | 1 |

Tabella 10 – Distinta materiali GIUNTO 2 – VERSIONE 2

Le due parti dove è collegata la cinghia di trasmissione hanno le stesse dimensioni di quelle presenti sul giunto 1, quindi il rapporto di riduzione dato dai due giunti è uguale.

A pagina successiva viene riportata la struttura completa della seconda versione. Si nota come il giunto 2 sia molto più ingombrante rispetto a quello della versione 1, con corrispondente maggior peso e quindi possibilità di superare il wrinkling moment sul link 1 con payload più bassi di quelli calcolati al capitolo 2 (studio di fattibilità).

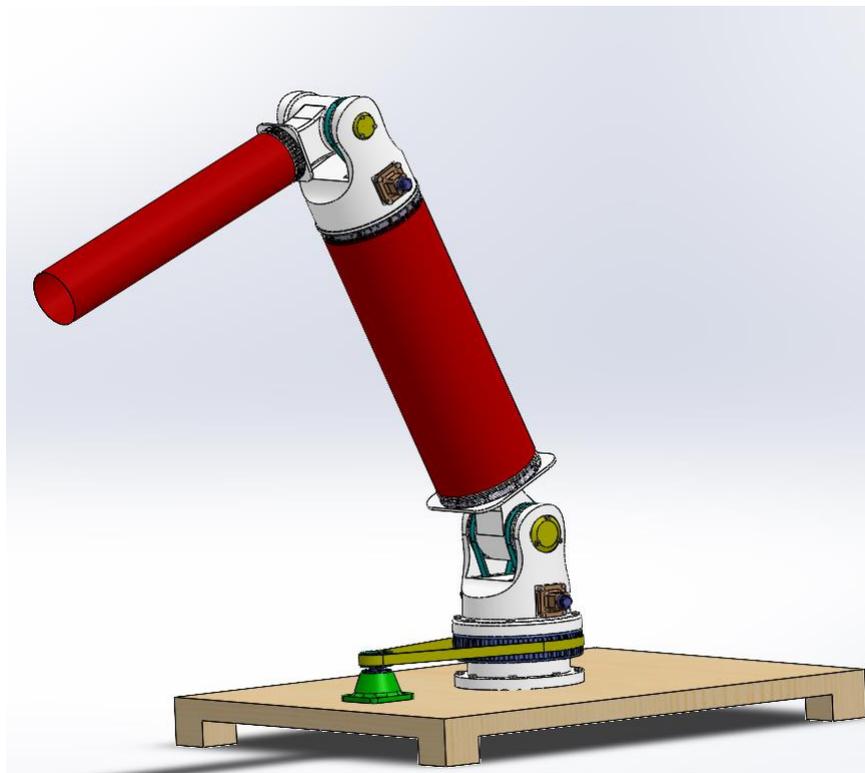
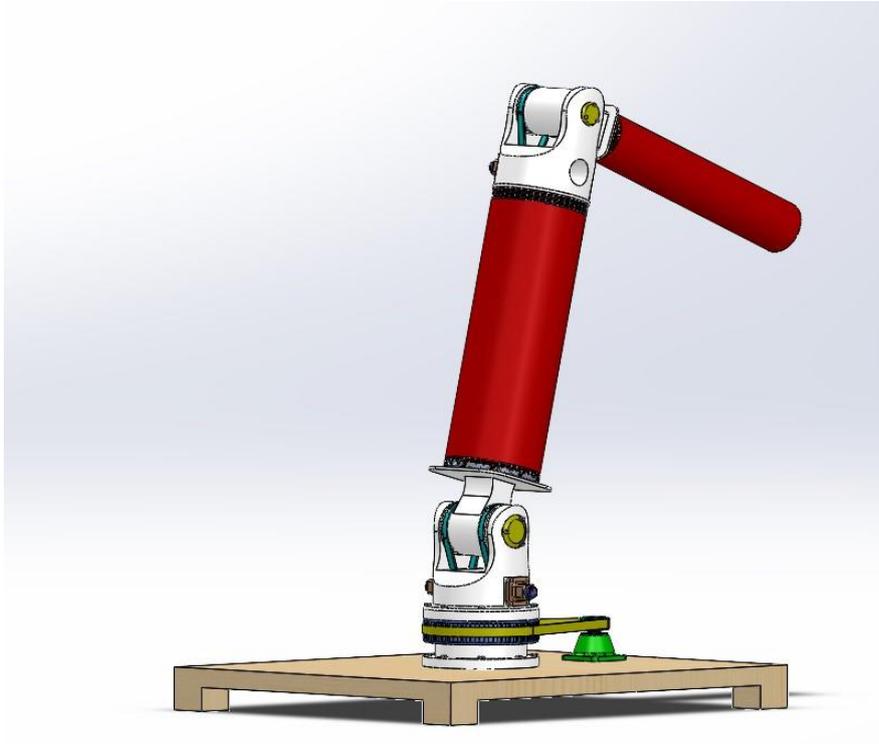


Figura 44 - Versione 2: finale

4.4. Progettazione dei giunti: VERSIONE 3

La topologia dei giunti adottati in questa versione è simile a quella del giunto 2 della versione 1. Ci sono due parti principali che contengono il motoriduttore AK80-80 senza ulteriori cinghie. I giunti che verranno mostrati sono stati realizzati per avere una stima del peso e degli ingombri.

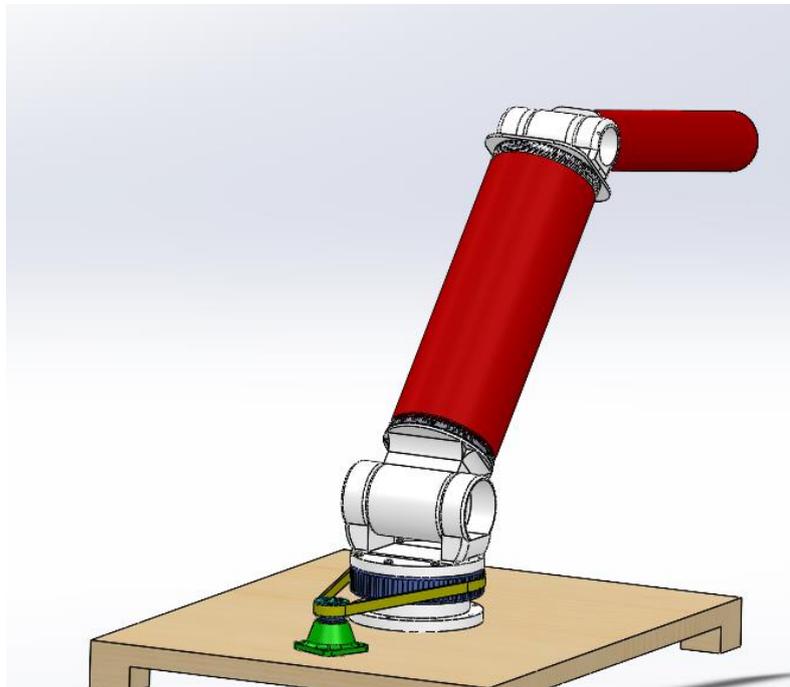


Figura 45 - Versione 3: finale

4.5. Considerazioni sui giunti

Tutti i giunti precedentemente mostrati, oltre a trasmettere il moto, svolgono anche la funzione di bloccaggio del link e isolamento per evitare di avere dispersione di aria compressa con conseguente perdita di volume del link.



Figura 46 - Bloccaggio link 1 versione 3

La parte finale del componente presenta una superficie spigolosa formata da tante porzioni di cono che va in interferenza con il link e aiuta il bloccaggio. Quando si stringe la cinghia, la forza normale esercitata crea una componente tangenziale di attrito che tiene attaccati il link e il giunto. Tale forza di attrito deve contrastare la forza della pressione che tende a staccare i due componenti. Alzando la pressione interna si deve ulteriormente stringere la cinghia con il rischio di deformare il giunto che è di materiale ABS stampato, tramite la stampante 3D.

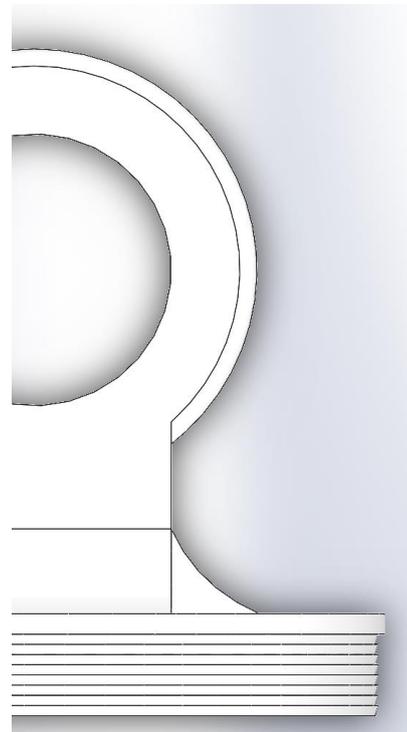


Figura 47 - Dettaglio giunto

In laboratorio si è visto che la forza esercitata dalla cinghia è la sollecitazione più critica che agisce sul giunto. Si riporta, nella figura successiva, l'analisi statica del giunto di bloccaggio del link 2 della versione 3, che è il più snello realizzato e quindi anche quello meno rigido.

Si nota che le tensioni più alte si sviluppano nel raccordo interno e nella superficie esterna dove si stringe la cinghia, tuttavia le sollecitazioni sono lontane a quelle di snervamento dell'ABS.

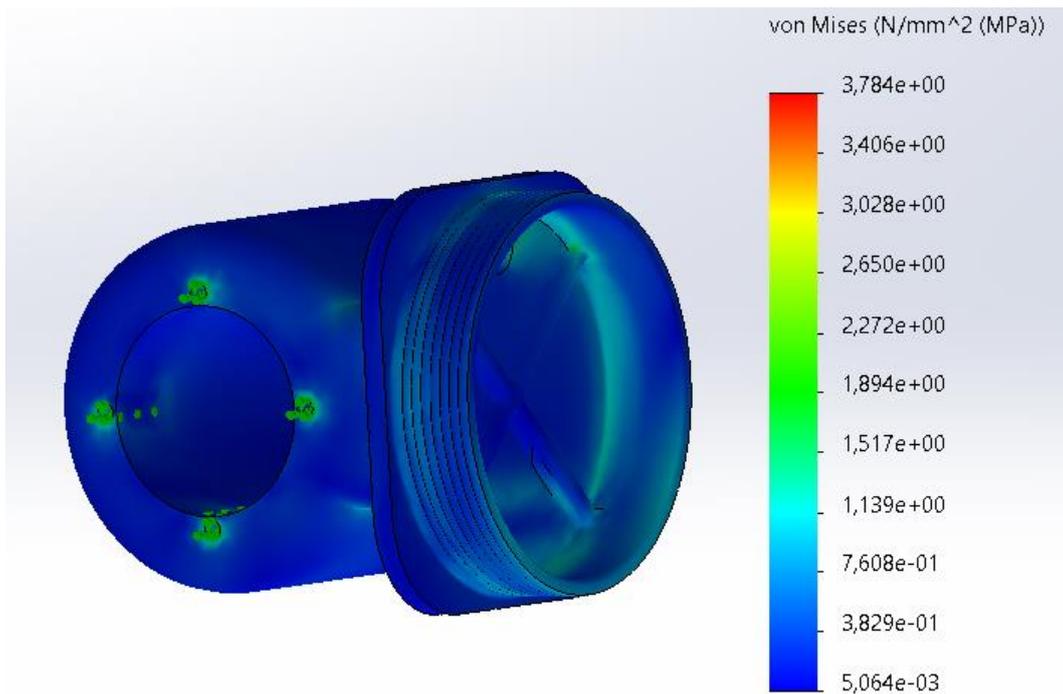


Figura 48 – Analisi statica giunto 2 versione 3

Prima di passare alla descrizione del modello è interessante riportare le masse dei giunti per il movimento del link 2 nelle tre versioni, in quanto creano un momento sul link 1 che si somma a quello dovuto al payload.

| | Massa Giunto 2 [kg] | Massa gruppo motore [kg] | Massa totale [kg] |
|------------|------------------------|-----------------------------|-------------------|
| Versione 1 | 1.35 | 0.5 | $\cong 1.9$ |
| Versione 2 | 4 | 0.5 | $\cong 4.5$ |
| Versione 3 | 1.35 | 0.9 | $\cong 2.3$ |

Tabella 11 - Masse giunto 2

Si può affermare che la soluzione presentata nella seconda versione non è ottimale perché il giunto ha una massa 2 volte maggiore rispetto agli altri due realizzati ed inoltre l'utilizzo della cinghia per aumentare la coppia non è necessario.

Capitolo 5

Modello Multibody del robot

In ambiente Simscape Multibody è stato realizzato il modello dinamico delle tre configurazioni del braccio robotico descritte nel capitolo precedente. La struttura generale dei modelli è uguale, sono presenti tre anelli di retroazione per il controllo di corrente, velocità e posizione dei motori. Il controllore usato è di tipo Proporzionale-Integrativo (PI). In uscita dal blocco di controllo si ha la tensione di alimentazione dei motori che è in ingresso al blocco dei motoriduttori. Da quest'ultimo blocco si ha la coppia necessaria al movimento dei giunti che entra nel blocco di costruzione del soft robot.

La figura 49 mostra il modello completo della prima versione di robot, ma i blocchi sono uguali anche per i modelli delle altre due versioni. La differenza principale tra i vari modelli si trova nel blocco dove si assembla il robot poiché i componenti sono diversi e nel blocco dei motoriduttori perché le versioni si differenziano tra loro dai motori e dalla riduzione.

5.1. Blocco ‘Joint Space Trajectory’

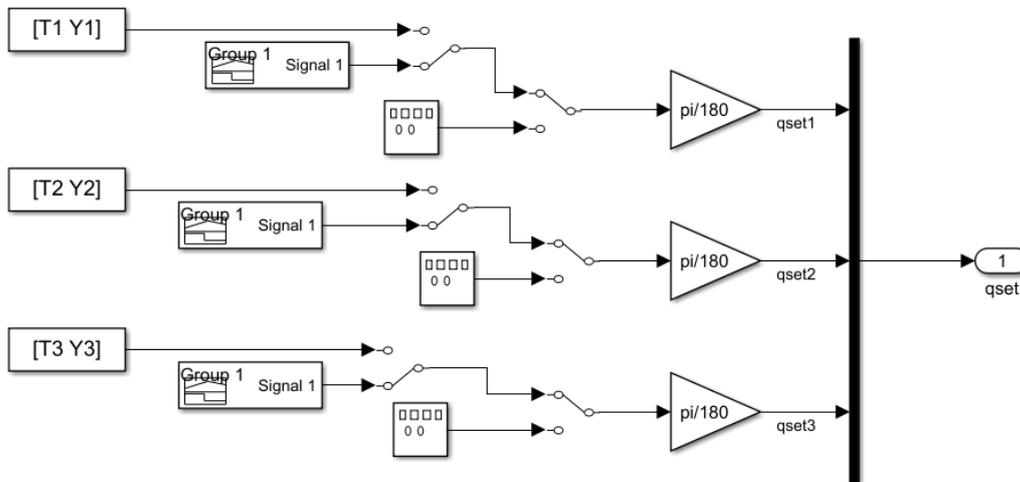


Figura 50 - Blocco "Joint Space Trajectory"

Il blocco ‘*Joint Space Trajectory*’ fornisce il set di movimento dei motori del robot, è uguale per tutte le versioni, in questo modello non si controlla la posizione del polso, ma il controllo avviene sulla posizione angolare dei motori, si effettua un controllo della traiettoria nello spazio dei giunti. In uscita da questo blocco si calcola l’errore tra la posizione attuale dei giunti e quella che devono raggiungere secondo le traiettorie specificate.

5.2. Blocco ‘Position control’

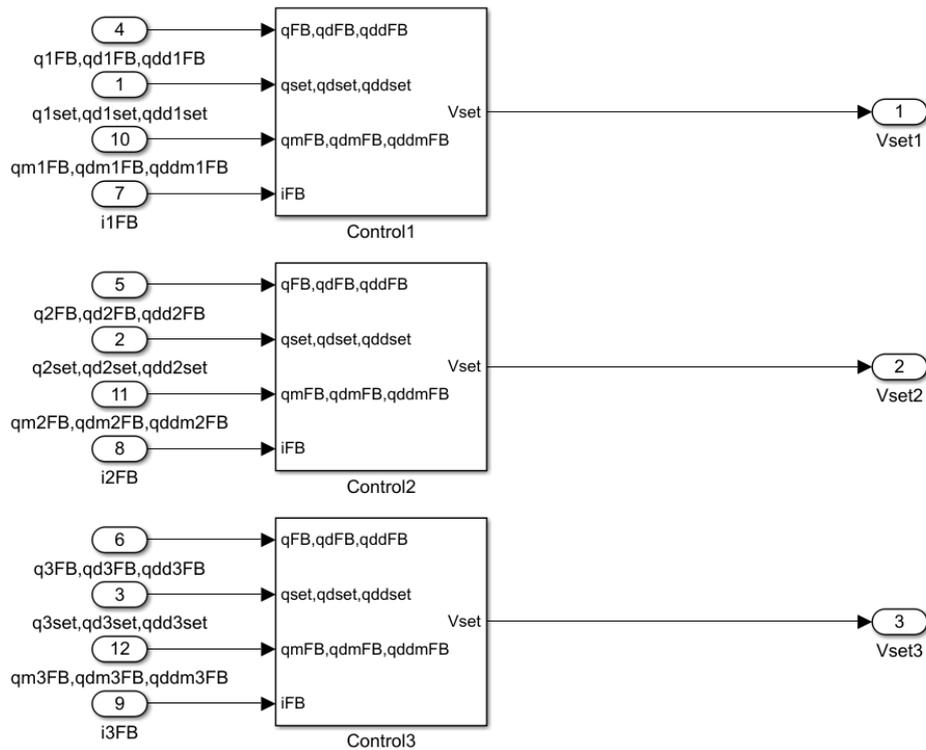


Figura 51 - Blocco "position control"

In questo gruppo ci sono tre controllori PI, uno per ogni giunto. In ingresso a ogni sotto blocco si ha:

- ❖ Set di posizione, dato dalle traiettorie specificate nel blocco precedente
- ❖ Feedback di posizione dato dall'encoder
- ❖ Feedback di velocità dato dal tachimetro
- ❖ Feedback di corrente dato dai sensori di corrente

Un controllore di tipo PI calcola l'errore nel seguente modo:

$$\text{errore compensato: } e = K_p(SET - FB) + K_I \int_0^t (SET - FB) dt$$

Questa operazione viene fatta per ogni anello da controllare. Si parte prima dall'errore di posizione, il quale, una volta compensato, fornisce il set di velocità angolare del giunto. Si calcola l'errore di velocità ed è quindi possibile poi trovare l'errore di corrente. Nelle figure successive si vede ciò che è appena stato descritto.

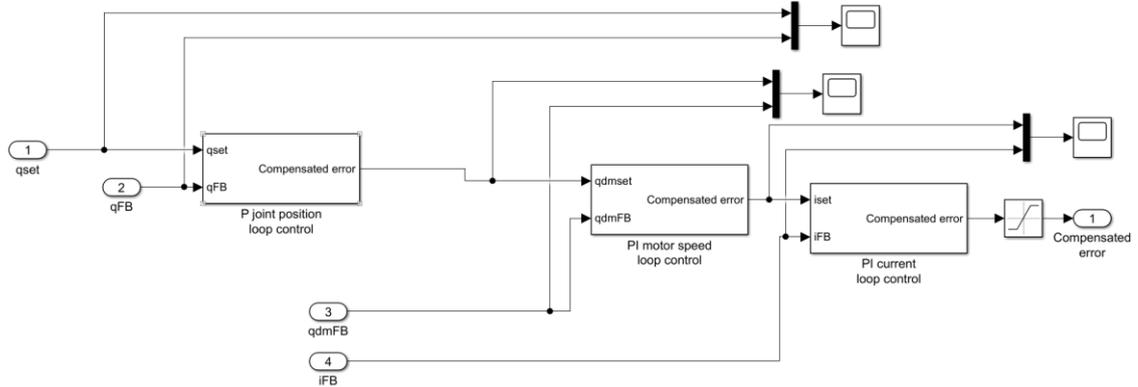


Figura 52 - Modello del controllo PI

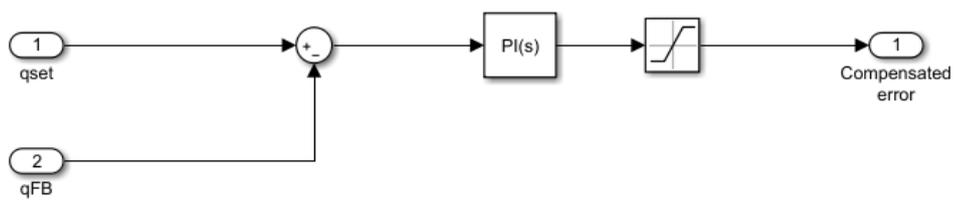


Figura 53 - PI posizione

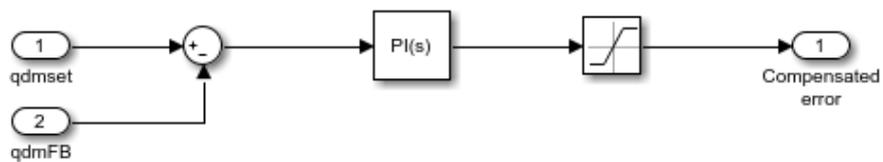


Figura 54 - PI velocità

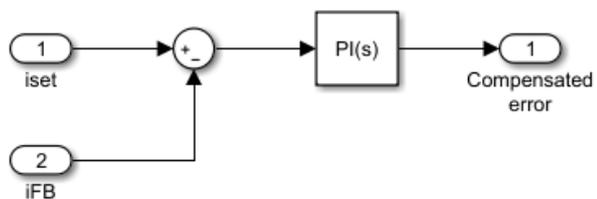


Figura 55 - PI corrente

5.3. Blocco ‘Motoreducers’

In uscita dal blocco di controllo si ha la tensione dei motori per raggiungere la coppia necessaria al raggiungimento della posizione angolare dei giunti. Si entra quindi nel blocco dei motoriduttori. In figura 56 si mostrano i motori impiegati nella versione 1.

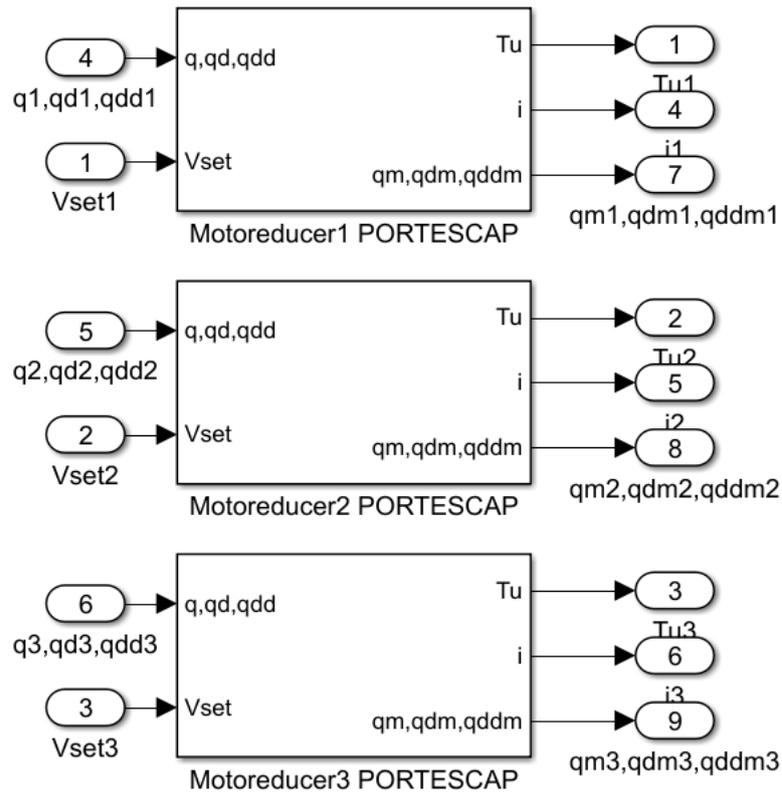


Figura 56 - Blocco motoriduttori versione 1

All'interno di ogni sottosistema si è realizzato il modello del motore, del riduttore e della cinghia se presente. Questi blocchi sono identici per tutte le versioni, cambiano solamente i parametri del motore usato. Nel caso in cui non ci sia la cinghia si elimina il blocco ‘cinghia’ oppure si mette come rapporto di riduzione pari a 1.

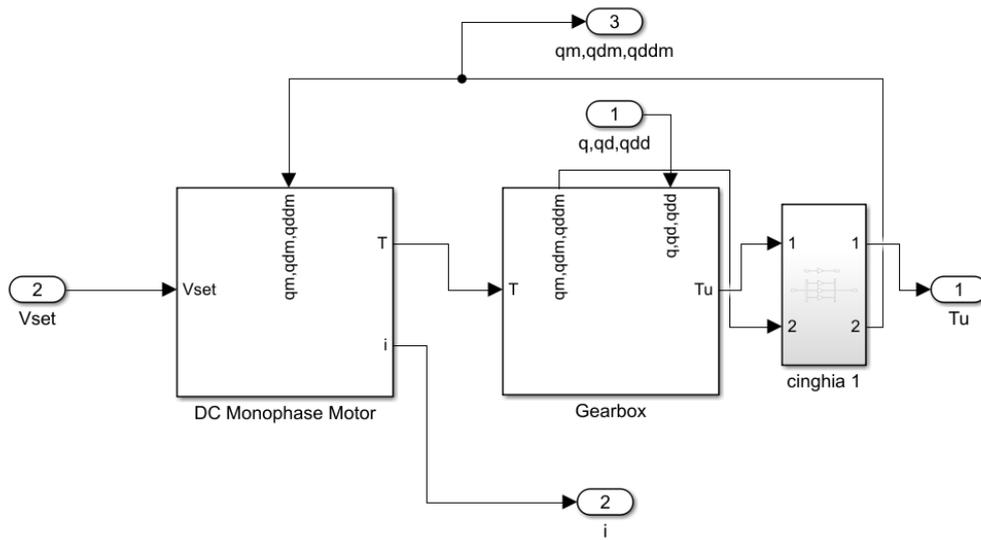


Figura 57 - Modello motore+riduttore+cinghia

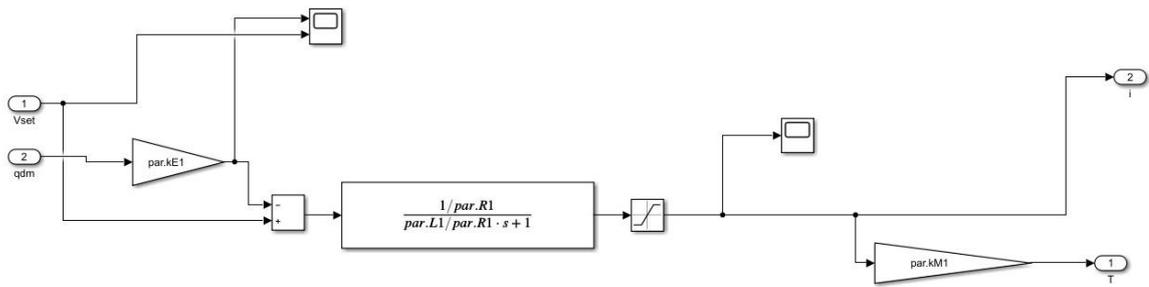


Figura 58 - Modello motore DC

Il modello del motore DC presentato in figura 58 è identico sia se si usa il motore Portescap sia il motore AK80-80; la differenza sta solo nei parametri caratteristici del motore:

- ❖ Resistenza: R [Ω]
- ❖ Induttanza: L [H]
- ❖ Costante di coppia: k_M [Nm/A]
- ❖ Costante di velocità: k_E [$V/rads$]
- ❖ Momento d'inerzia: J [$kg \cdot m^2$]

Le equazioni di governo del motore necessarie a costruire il modello sono le seguenti:

$$\begin{cases} V = R \cdot i + L \frac{di}{dt} + k_E \cdot \omega \\ T = k_M \cdot i \\ T = J \cdot \dot{\omega} + T_r + \gamma \cdot \omega \end{cases}$$

5.4. Blocco ‘Soft Robot’

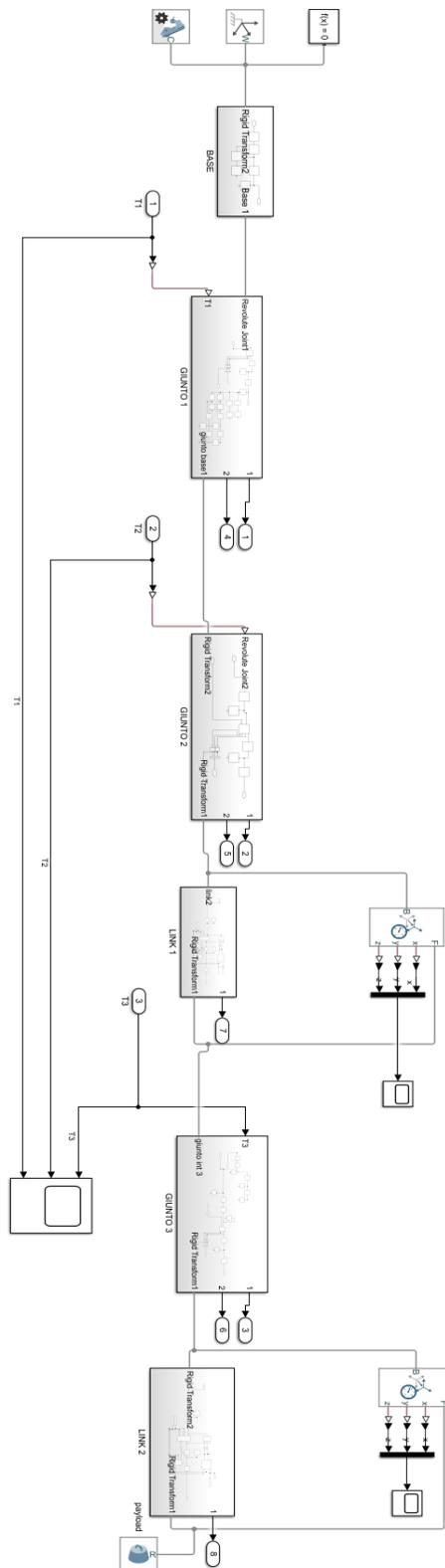


Figura 59 – Sottosistema ‘Soft Robot’

Dal blocco dei motori si hanno in uscita le coppie da fornire ai giunti per raggiungere la posizione angolare definita nel set. In questo sottosistema si assembla la struttura del robot usando i CAD dei componenti realizzati con solidworks.

È interessante focalizzare l'attenzione sulla modellazione del link, che, non è stato preso dal CAD ma è stato modellizzato in Simscape in modo da valutare in tempo reale la condizione di wrinkling moment durante il movimento dei link.

5.4.1. Modello del link

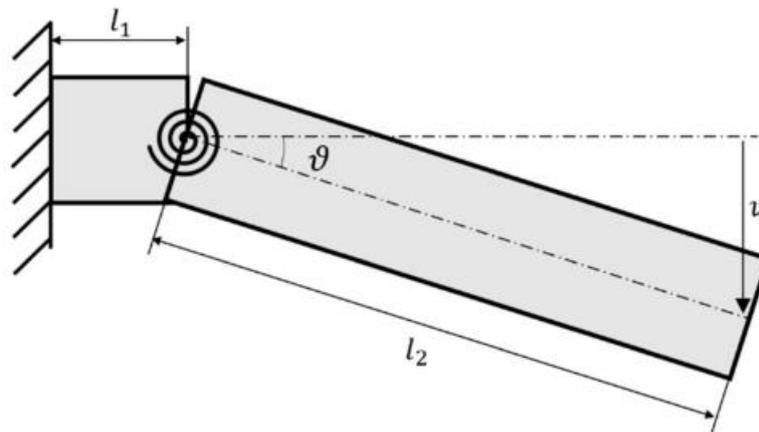


Figura 60 - Modello pseudo-rigido del link

Il cilindro gonfiabile è rappresentato come due corpi rigidi, aventi lo stesso diametro d e due lunghezze differenti l_1 e l_2 , in modo che la loro somma sia la lunghezza del link L . I due corpi sono collegati da una cerniera con una molla torsionale, il cui comportamento è descritto attraverso la legge di Hooke:

$$\tau = k\theta$$

dove θ è la deflessione angolare, k la rigidità torsionale e τ la coppia di reazione.

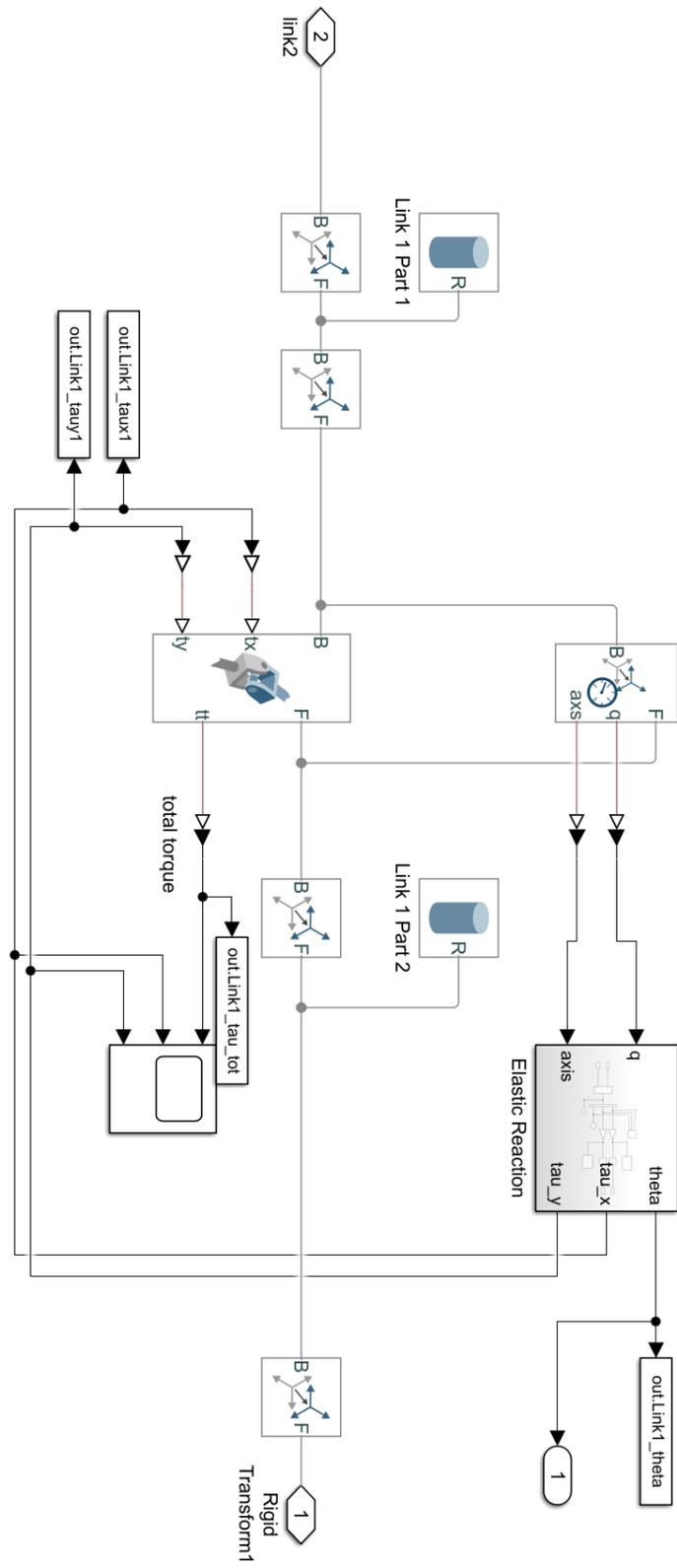


Figura 61 - Modello Multibody del link

Per modellare il link come mostrato in figura 60, in Simscape, si disegnano due cilindri di uguale raggio ma lunghezze diverse e si collegano tra loro tramite un giunto cardanico che deve trasmettere le coppie di reazione, lungo x e lungo y, che agiscono sul primo corpo e quindi anche sul secondo. Il valore delle coppie è calcolato nel blocco "Elastic Reaction" nel seguente modo: il sensore fornisce l'angolo di rotazione e l'asse, dai quali è possibile calcolarsi la deflessione angolare (θ) del link. Conoscendo ora θ si moltiplica per le rigidzze torsionali k_x e k_y e si calcolano le coppie torsionali di reazione τ_x e τ_y . Queste coppie vengono confrontate con il wrinkling moment del link lungo x e lungo y nei blocchi "Verifying Wrinkling Conditions".

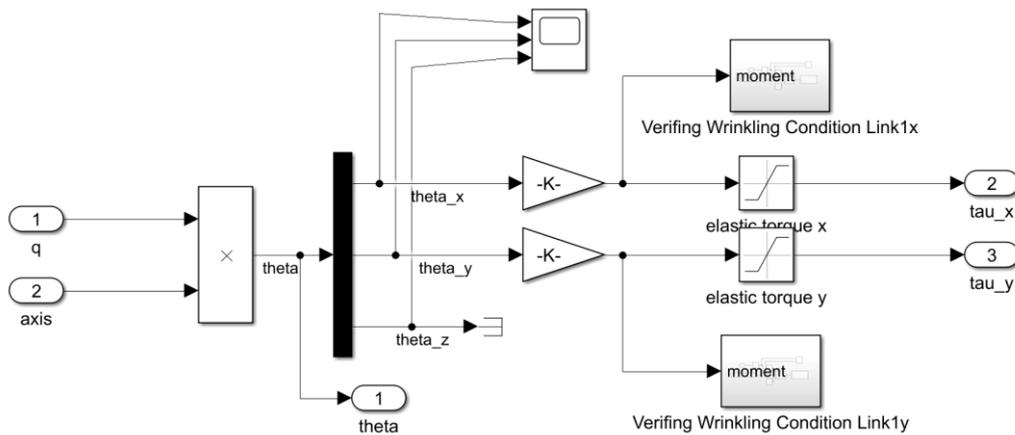


Figura 62 - Blocco "Elastic Reaction"

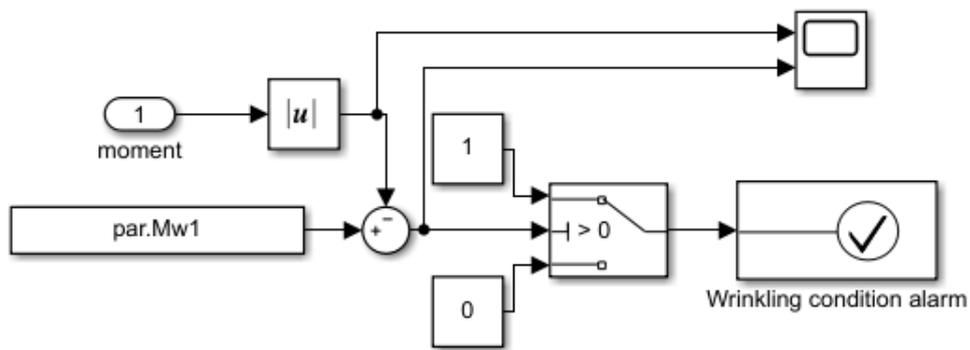


Figura 63 – Blocco “ Verifing Wrinkling Conditions”

In questo blocco si sottrae al wrinkilng moment calcolato tramite la formulazione di Wielgosz le coppie torsionali, lungo x e lungo y, che nascono sul link a causa delle deflessioni angolari. Nel caso in cui una delle due coppie superi il valore di wrinkilng moment comparirà un avviso che la condizione di wrinkling è stata superata lungo quale asse e in quale istante del moto.

Capitolo 6

Risultati simulazioni Multibody

In questo capitolo si riportano i risultati delle simulazioni effettuate sui tre modelli realizzati; si vuole valutare la risposta delle 3 diversi configurazioni a curve di input diverse, concentrandosi sulle vibrazioni a cui sono soggetti i link durante il moto a seconda del tipo di set. successivamente si effettuerà inoltre un'analisi parametrica variando pressione interna e masse dei giunti per valutare l'influenza di questi parametri sul moto generale del robot.

Prima di iniziare si deve regolare il controllo PI, ovvero trovare i valori adatti dei guadagni proporzionali e integrativo, si esegue quindi un tuning e poi si procede con le simulazioni. Il tuning viene effettuato dando come input un gradino e tramite una funzione di minimizzazione dell'errore si variano i guadagni fino a quando la curva di set e quella di feedback sono il più possibile sovrapposte.

Effettuato il tuning, per le simulazioni si usano tre diversi tipi di set:

- ❖ Gradino
- ❖ Rampa
- ❖ Rampa con raccordi, per avere un movimento meno ‘spigoloso’.

6.1. Set a gradino

6.1.1. Versione 1

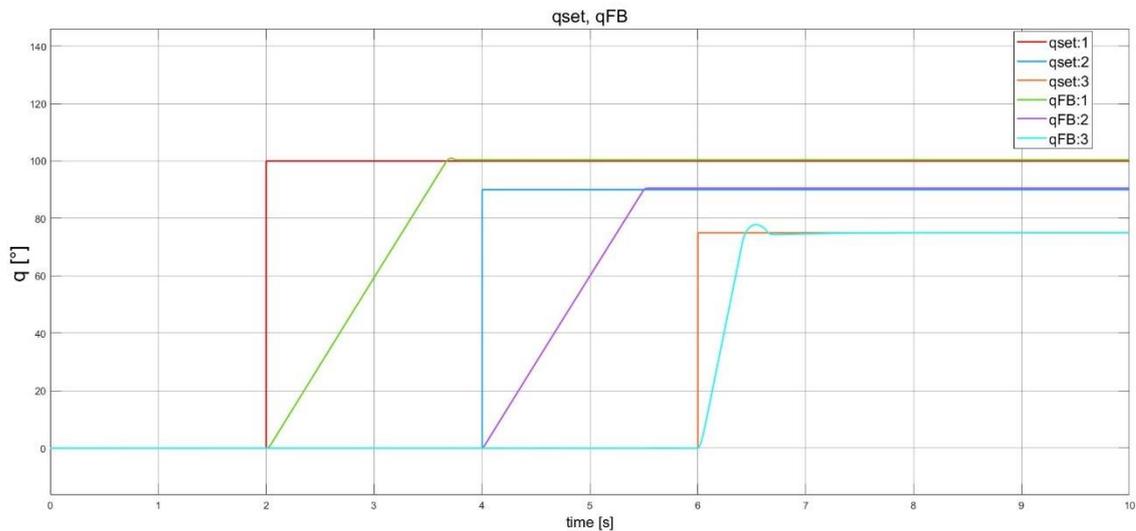


Figura 64 - Risposta versione 1 a set a gradino

Dalla figura 64 si nota che il tuning dei parametri del controllore PI è stato effettuato correttamente, poiché a regime non è presente un errore statico, dovuto al guadagno integrativo, e allo stesso tempo il sistema è abbastanza reattivo nella risposta, grazie al guadagno proporzionale. Il set a gradino provoca una forte vibrazione nei link perché i giunti ricevono una coppia molto elevata perché devono raggiungere la posizione desiderata in brevissimo tempo. Nella figura successiva (fig. 67) si vedono le deflessioni angolari, lungo x,y e z, dei due link.

Per comprendere il verso delle deflessioni angolari a cui è soggetto il link si deve prima definire il sistema di riferimento di ogni link.

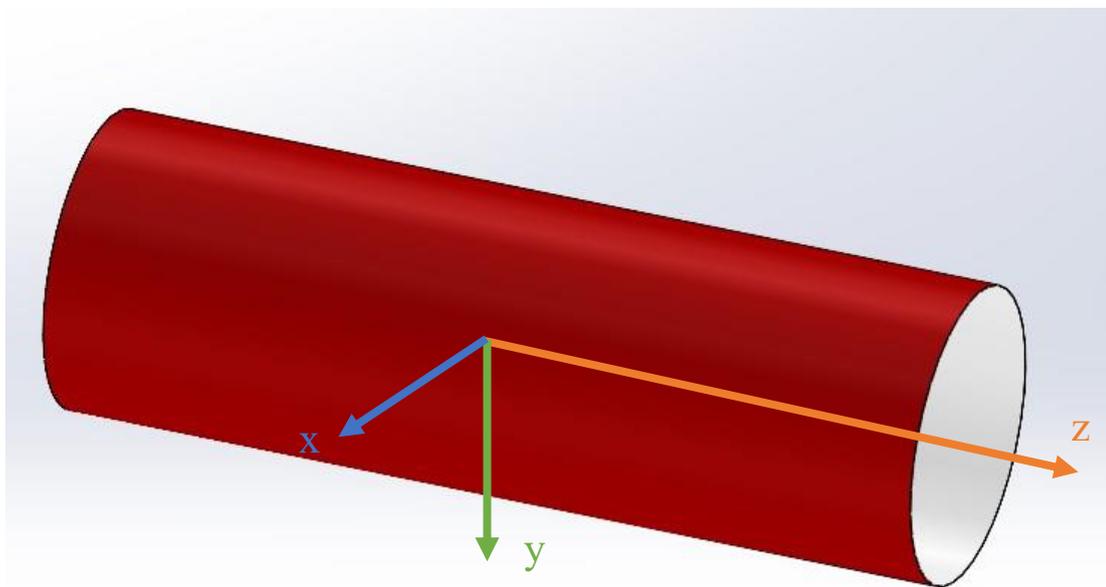


Figura 65 - Sistema rif. link 1 versione 1

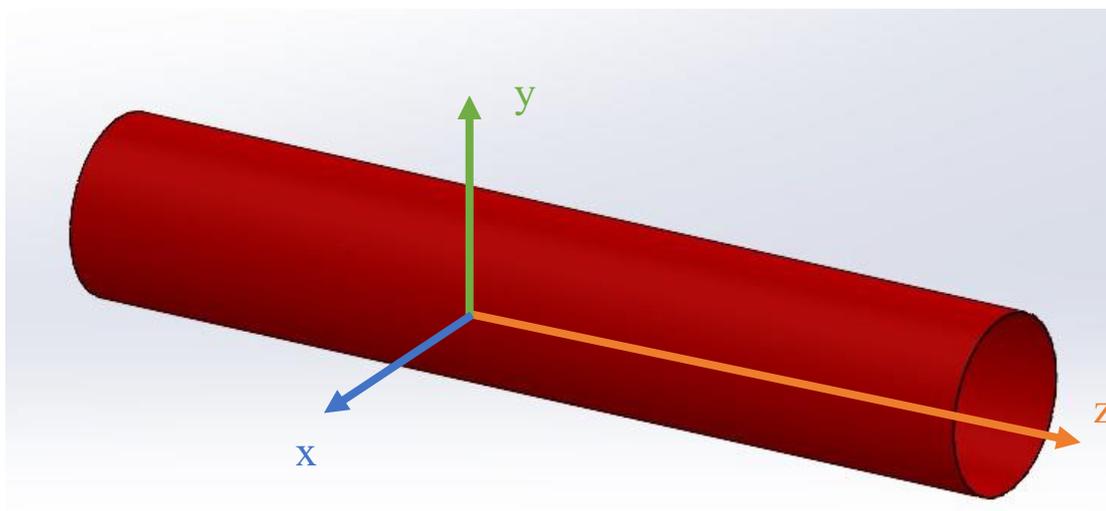


Figura 66 - Sistema rif. link 2 versione 1

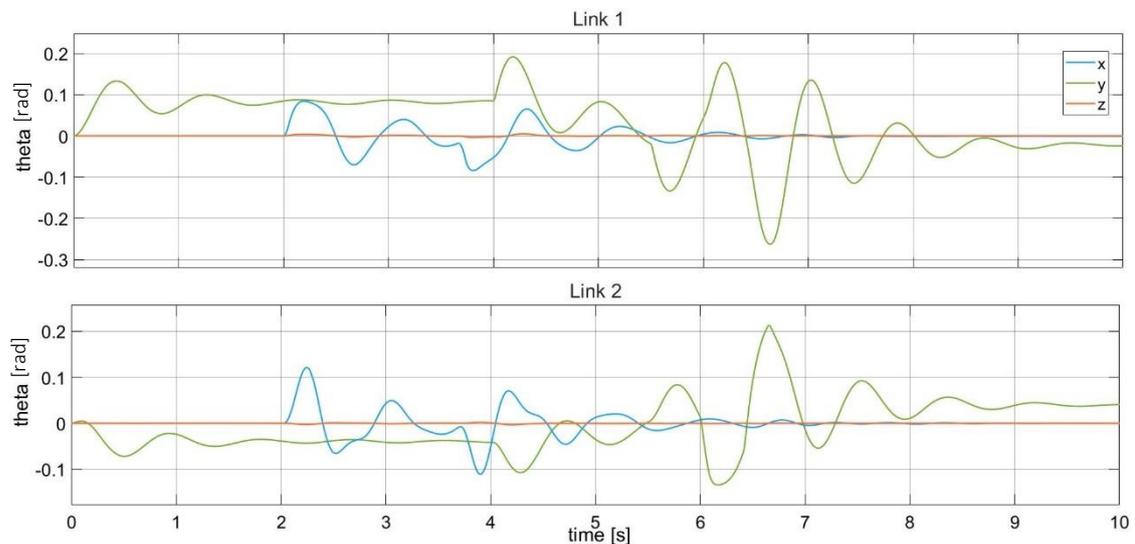


Figura 67 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 1

Si noti come le vibrazioni sono principalmente lungo x e lungo y perché le deformazioni torsionali sono bloccate (intorno all'asse z). La vibrazione lungo l'asse y inizia prima che avvenga il movimento del robot, ciò è causato dalla forza peso esercitata dal payload e dal giunto 2; ciò può essere risolto precaricando il giunto con la forza peso, tuttavia non viene fatto per poter utilizzare il modello per qualsiasi posa iniziale. Nel link 1 la vibrazione lungo y è positiva perché l'asse y è rivolta nel verso della gravità, mentre nel link 2 è negativa in quanto l'asse y è rivolto verso l'alto, opposto alla gravità.

Nelle figure successive si riportano i valori delle coppie che nascono sui link durante il moto e vengono confrontate con il wrinkling moment proprio del link. Le coppie sono direttamente proporzionali alle deflessioni mostrate in figura 67 e sono calcolate tramite le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} \tau_x = k_x \cdot \theta_x \\ \tau_y = k_y \cdot \theta_y \end{cases}$$

dove k_x e k_y sono le rigidezze torsionali lungo x e y.

I valori di k_x e k_y per il link 2 sono stati scelti pari a 172 Nm/rad , valore riportato nell'articolo "Preliminary Analysis of a Lightweight and Deployable Soft Robot for Space Applications" [16] che riassume le prove sperimentali eseguite in laboratorio, mentre per il link 1 si sono scelti valori di k il doppio di quelli del link 2, ipotizzando una dipendenza lineare dal raggio.

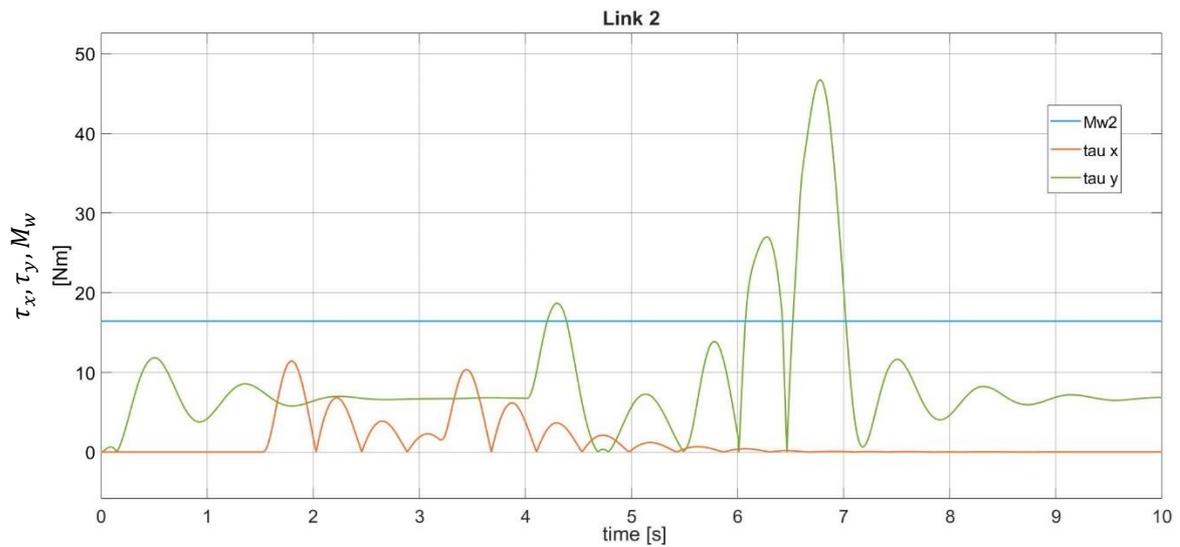


Figura 68 - Verifica wrinkling moment Link 2

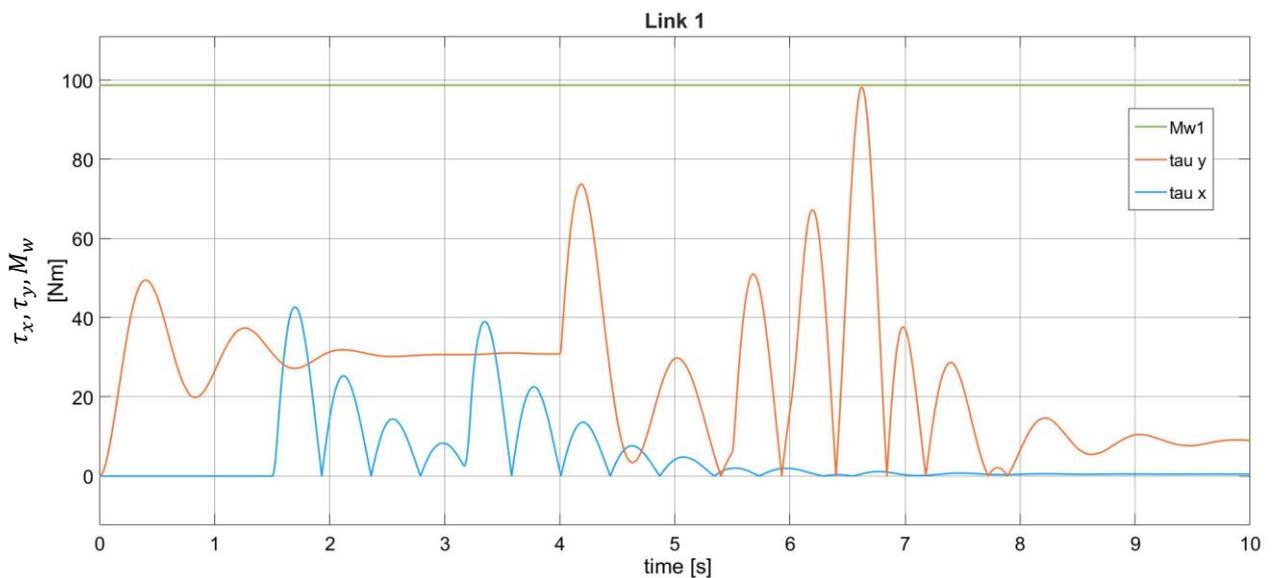


Figura 69 - Verifica wrinkling moment Link 1

In figura 68, è mostrato l'andamento delle coppie torsionali sul link 2 nel caso di input a gradino; si vede che viene superata la condizione di wrinkling moment con un payload di 1 kg, mentre nello studio di fattibilità si era arrivati alla conclusione che il link 2 con le dimensioni e la pressione interna specificate poteva sorreggere payload fino a 2.25 kg. Da ciò nasce l'esigenza di utilizzare set che non presentano cambi troppo repentini di posizioni angolari.

6.1.2. Versione 2

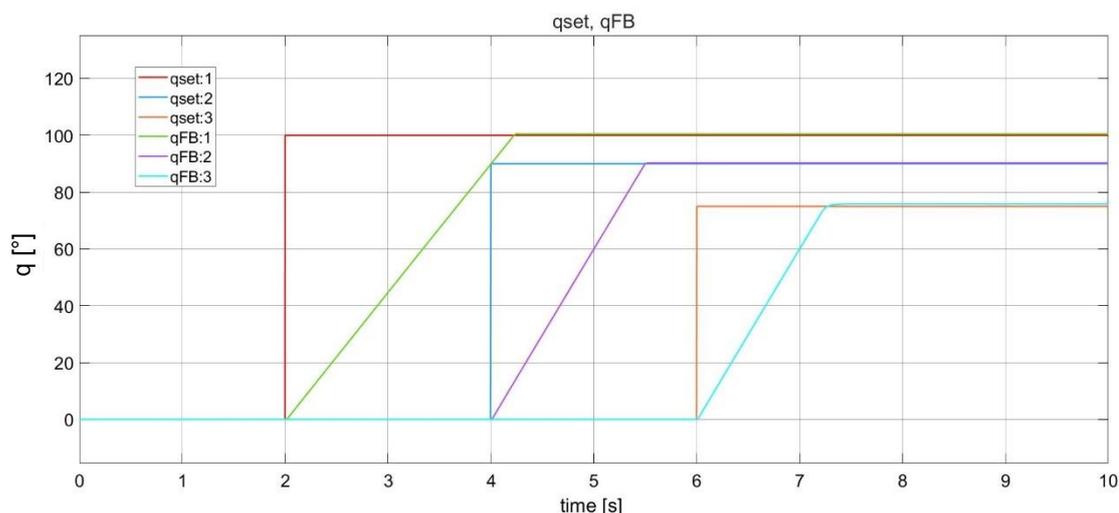


Figura 70 – Risposta versione 2 a set a gradino

Anche per la versione 2 il tuning del controllore PI ha portato a risultati soddisfacenti, naturalmente i valori dei guadagni sono diversi rispetto a quelli ricavati per la versione 1 perché, anche se i motori usati sono gli stessi, cambia la massa del giunto 2 e inoltre il motore 3, per muovere il link 2, presenta la cinghia di riduzione, quindi sarà più lento nel raggiungere il set.

Nella figura 73, si riportano le vibrazioni a cui sono soggetti i link. Si noti come l'ampiezza di oscillazione sia più grande rispetto al caso precedente, inoltre sono molto grandi sia lungo x che lungo y.

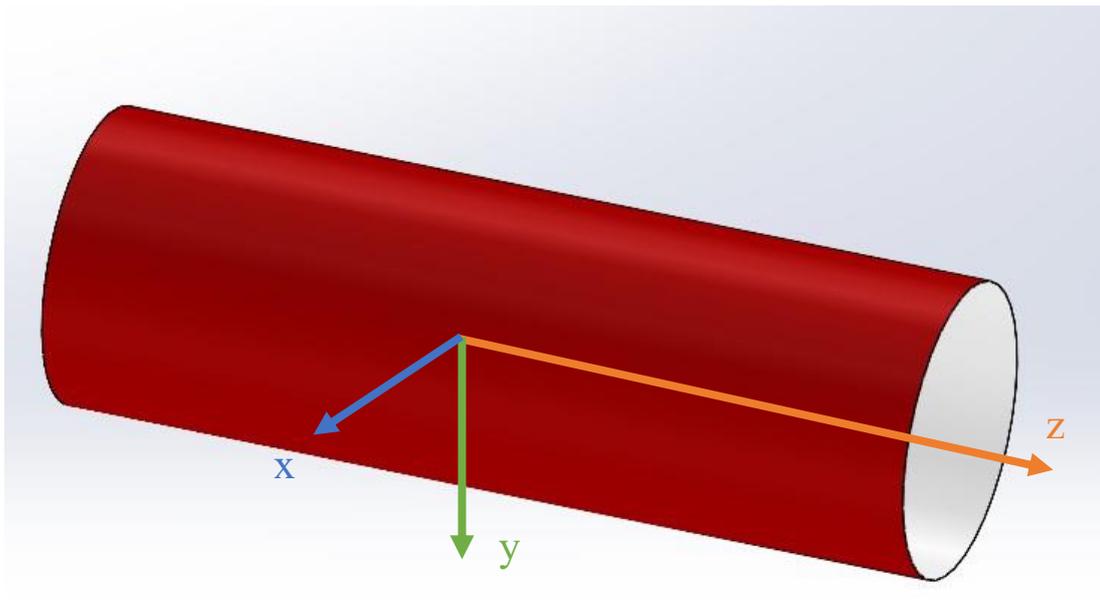


Figura 71 - Sistema rif. link1 versione 2

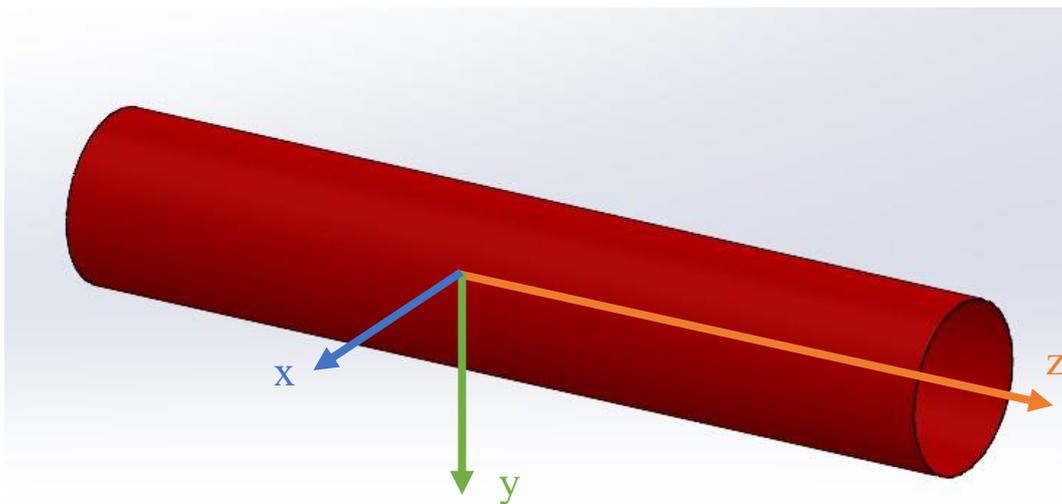


Figura 72 - Sistema rif. link 2 versione 2

In questa versione i sistemi di riferimento dei due link sono uguali, ci aspettiamo quindi lo stesso trend delle vibrazioni lungo x e y, in particolare le vibrazioni dovute alla forza peso avranno valore positivo in entrambi i casi poiché gli assi y sono rivolti verso il basso.

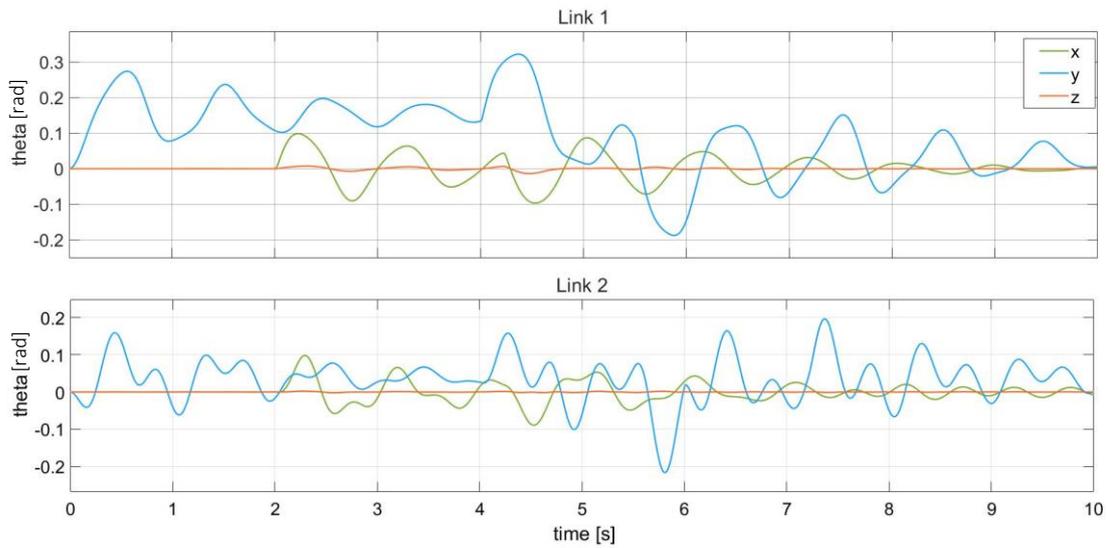


Figura 73 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 2

Le vibrazioni sul link 2 sono molto maggiori rispetto al caso precedente perché per far essere reattivo questo sistema i guadagni proporzionali nel controllo sono molto elevati, quindi il robot ha un movimento più scattoso che comporta una durata delle oscillazioni maggiore. Come per la versione precedente, anche in questo caso si riportano i grafici che confrontano i wrinkling moment con le coppie torsionali a cui sono soggetti i link.

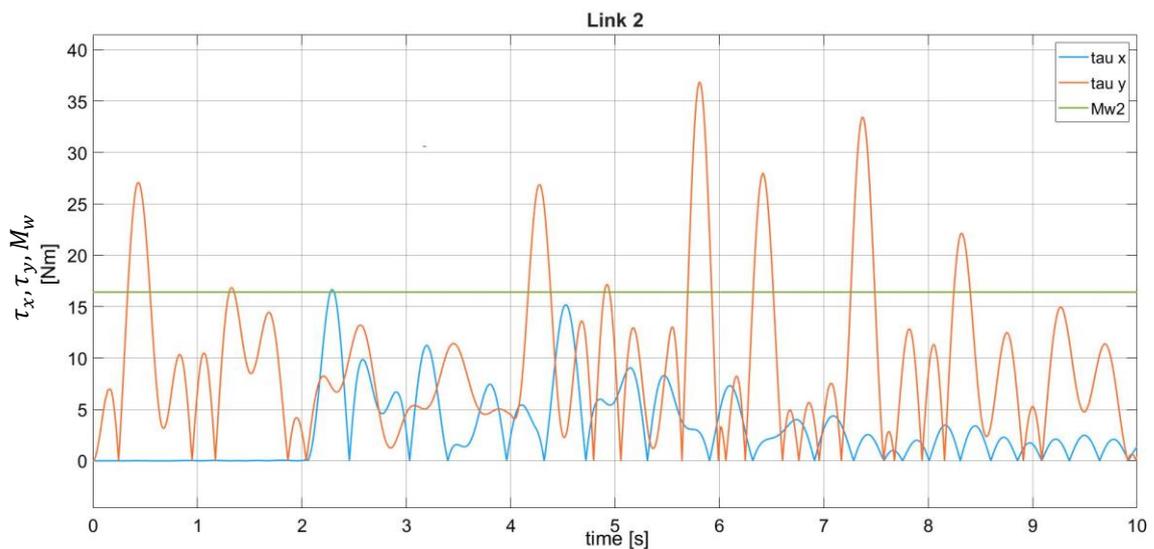


Figura 74 - Verifica wrinkling moment link 2

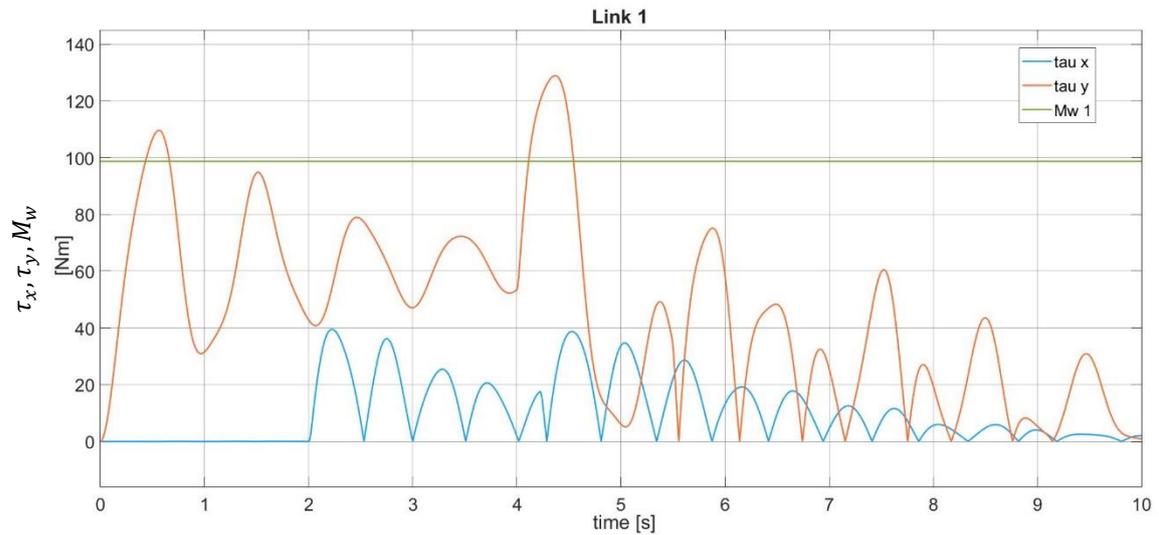


Figura 75 - Verifica wrinkling moment link 1

In questa versione dando un set di posizione a gradino si supera la condizione di wrinkling moment in entrambi i link; ciò è causato dall'elevata massa del giunto di collegamento tra i link e dai guadagni del controllore PI che sono elevati e rendono il sistema molto "scattoso". In questa configurazione, oltre ad usare input ricordati, sarà necessario anche ottimizzare il giunto per evitare la nascita di pieghe sulla superficie dei link.

6.1.3. Versione 3

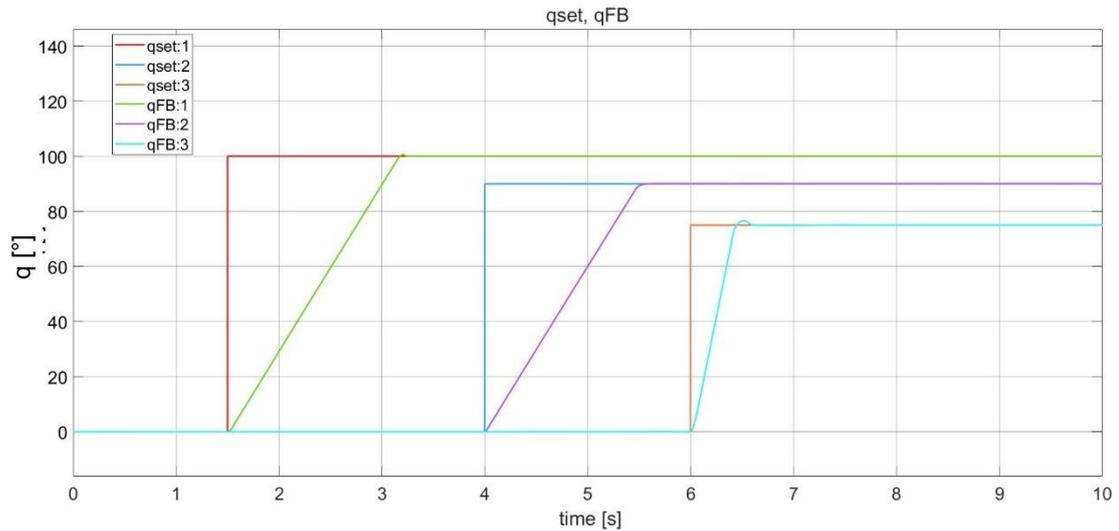


Figura 76 – Risposta versione 3 a set a gradino

Nella versione 3, per movimentare il link 1 c'è solo un motore, al contrario delle altre due versioni. Infatti, da come è visibile in figura 76, il raggiungimento del set è molto lento quando è dato un input a gradino, tuttavia questo comporta delle vibrazioni lungo x sul link 2 molto contenute come si vede nella figura 79.

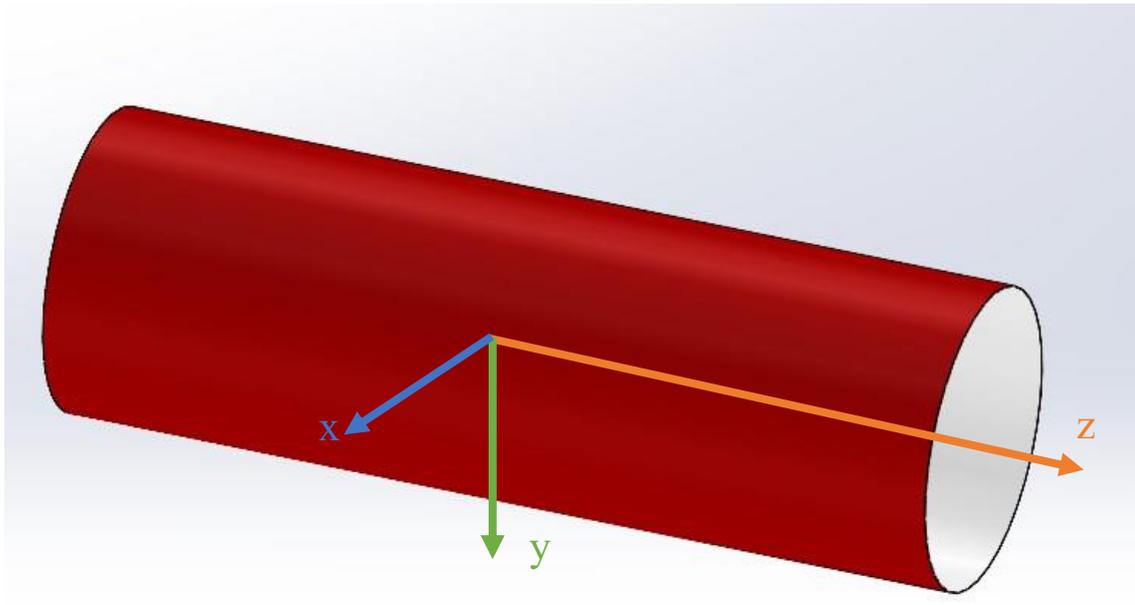


Figura 77 - Sistema rif. link1 versione 3

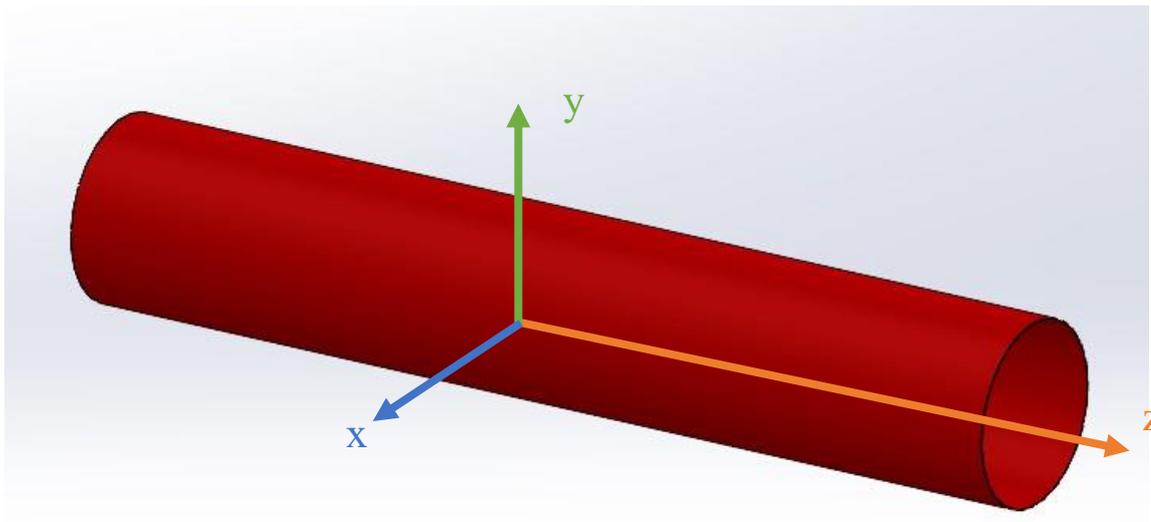


Figura 78 - Sistema rif. link2 versione 3

In questa versione i sistemi di riferimento coincidono con quella della versione 1, gli assi y dei due link sono opposti.

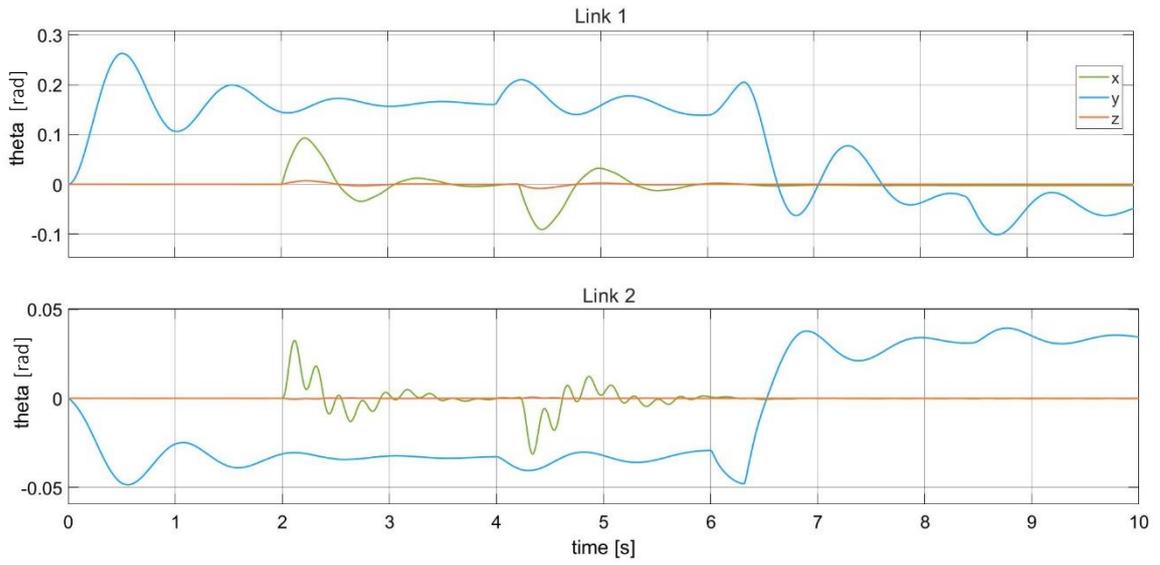


Figura 79 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 3

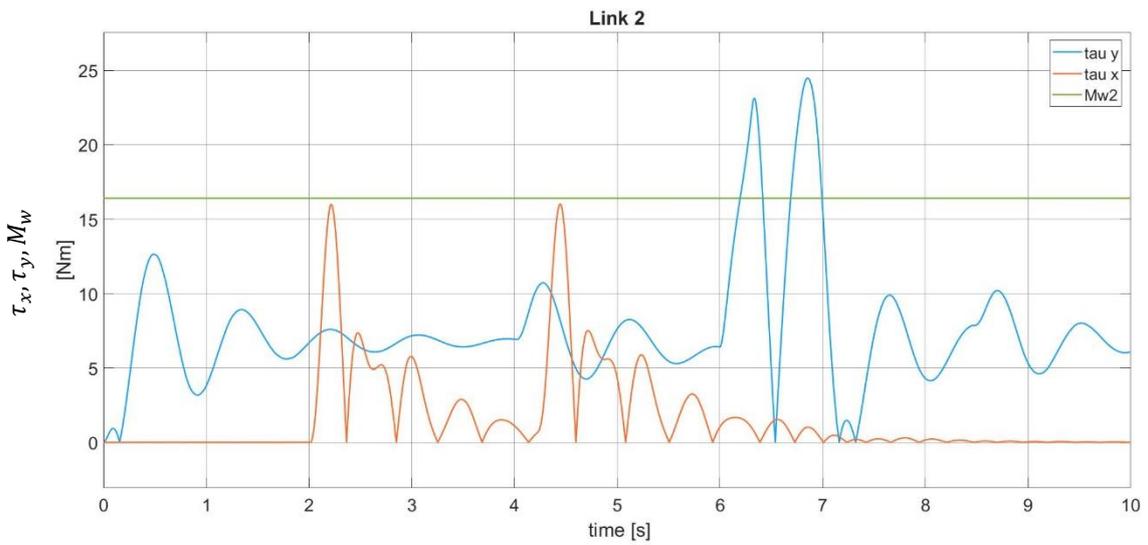


Figura 80 - Verifica wrinkling moment link 2

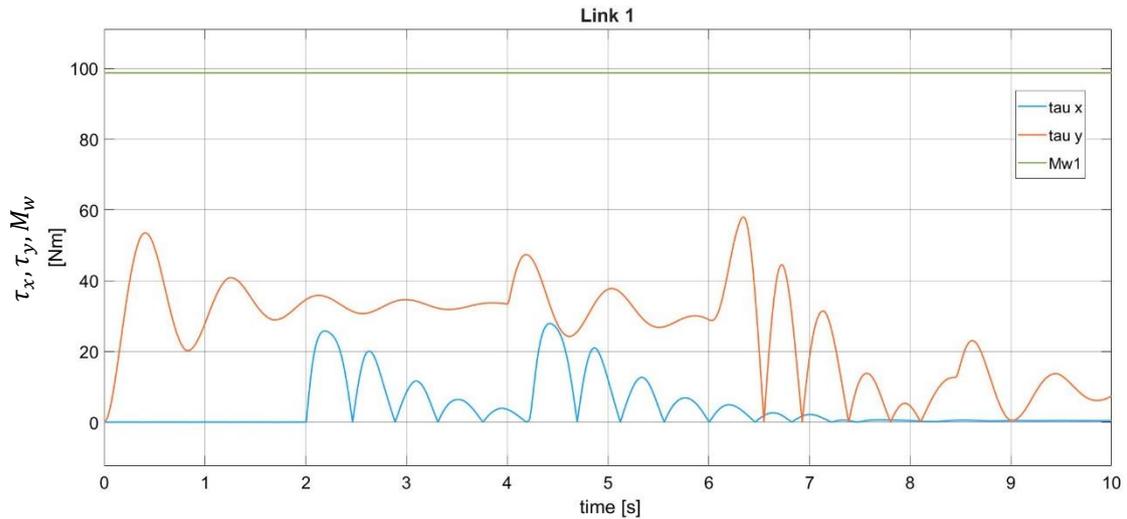


Figura 81 - Verifica wrinkling moment link 1

In questa versione si supera la condizione di wrinkling solo nel link 2 come avviene nella prima versione. È interessante notare che in questa versione si supera il valore di wrinkling moment quando inizia il moto del link 2 ($t = 6 s$), mentre nella versione 1 avviene quando inizia il movimento del link 1 ($t = 4 s$), poiché il movimento di questo link è molto più veloce nella prima versione piuttosto che in quest'ultima.

6.2. Set a rampa

6.2.1. Versione 1

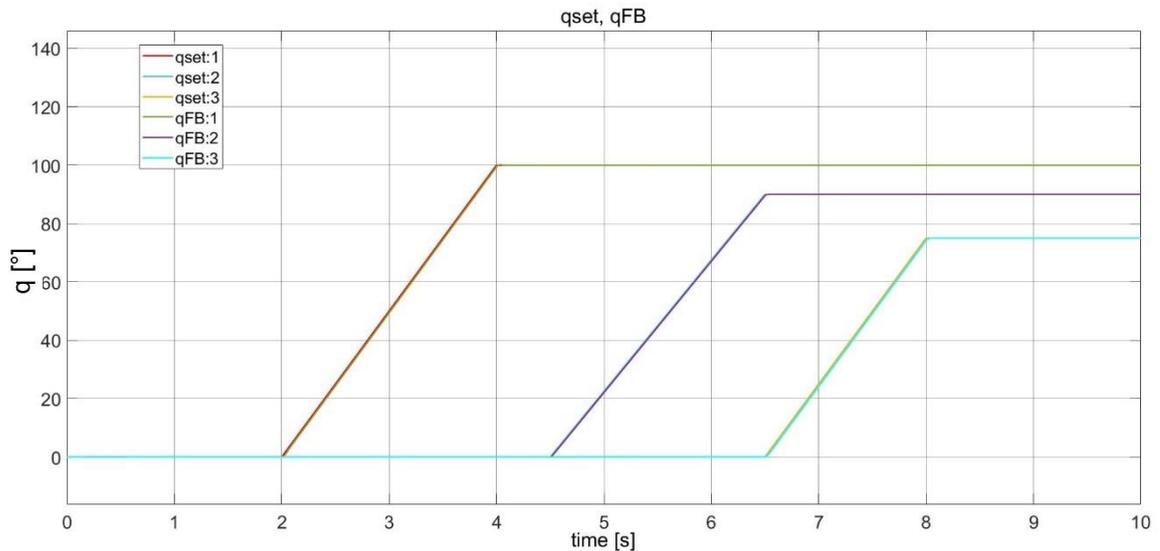


Figura 82 – Risposta versione 1 a set a rampa

In figura 82 è ancora più visibile il corretto tuning dei parametri del controllore, le curve di set e feedback di ogni giunto sono pressoché sovrapposte per tutta la durata della simulazione. Per quanto riguarda le vibrazioni (fig. 83) sono ridotte rispetto al caso di input a gradino perché la posizione angolare dei giunti non cambia repentinamente. Le vibrazioni che si riducono maggiormente cambiando il tipo di set sono quelle lungo l'asse x.

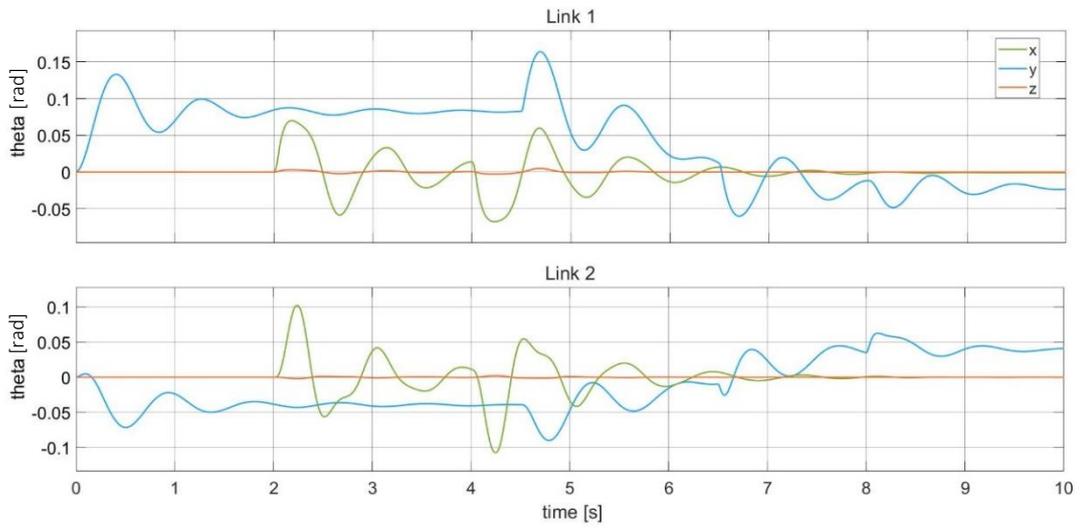


Figura 83 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 1

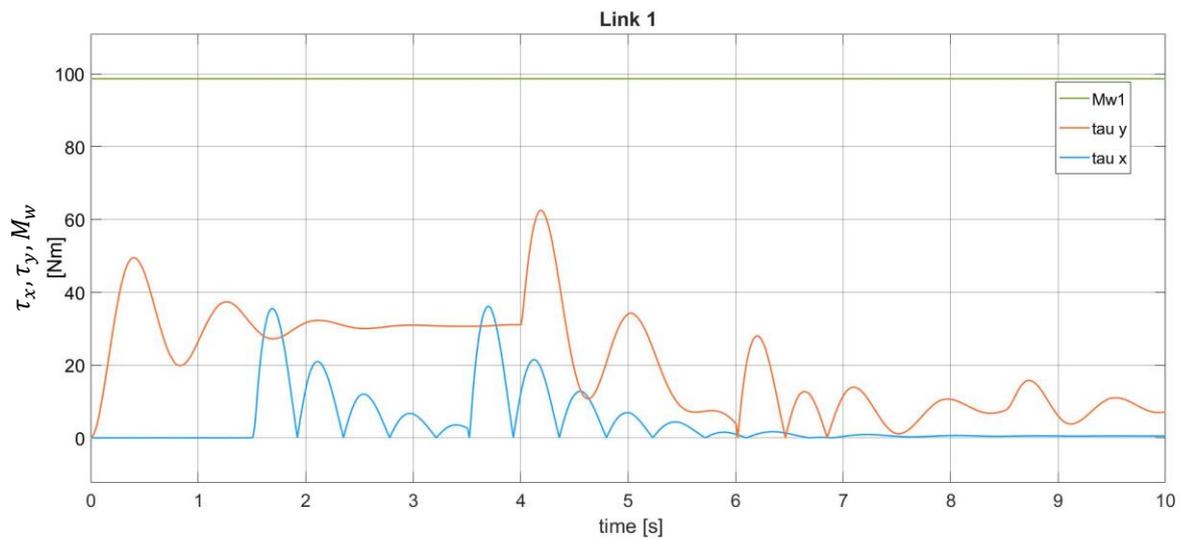


Figura 84 - Verifica wrinkling moment Link 1

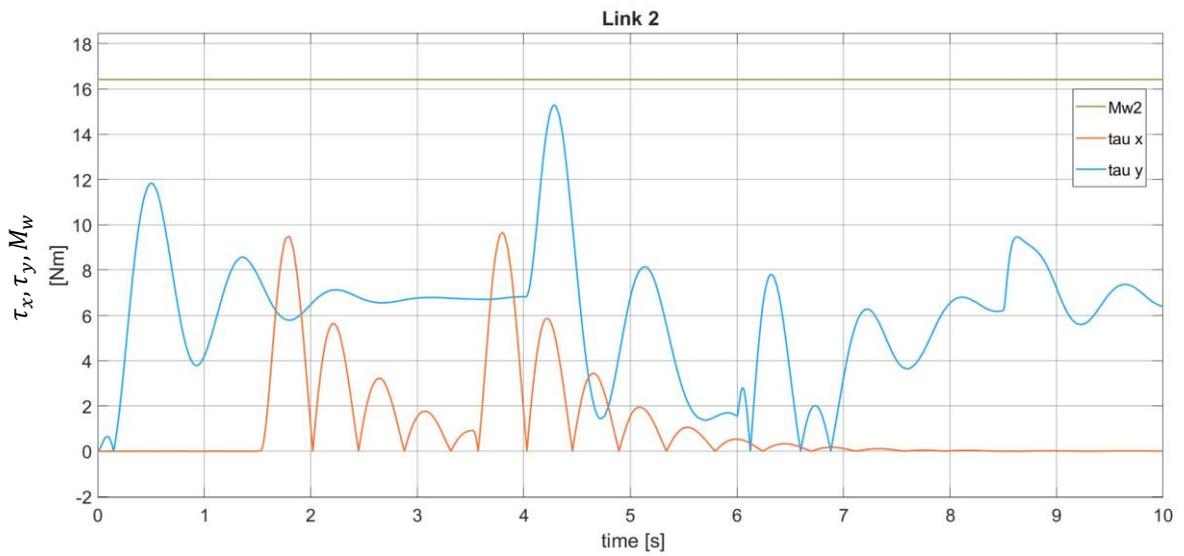


Figura 85 - Verifica wrinkling moment Link 2

Nella prima versione realizzata, come si vede in fig. 84 e fig. 85, un input non troppo rapido è già sufficiente per evitare di superare la condizione di wrinkling moment in entrambi i link.

6.2.2. Versione 2

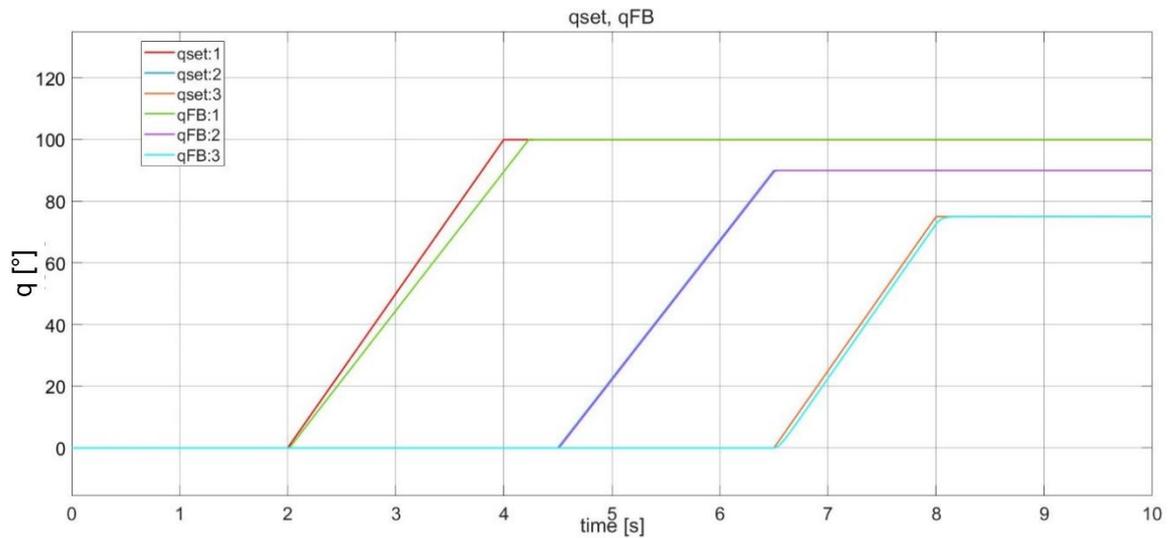


Figura 86 - Risposta versione 2 set a rampa

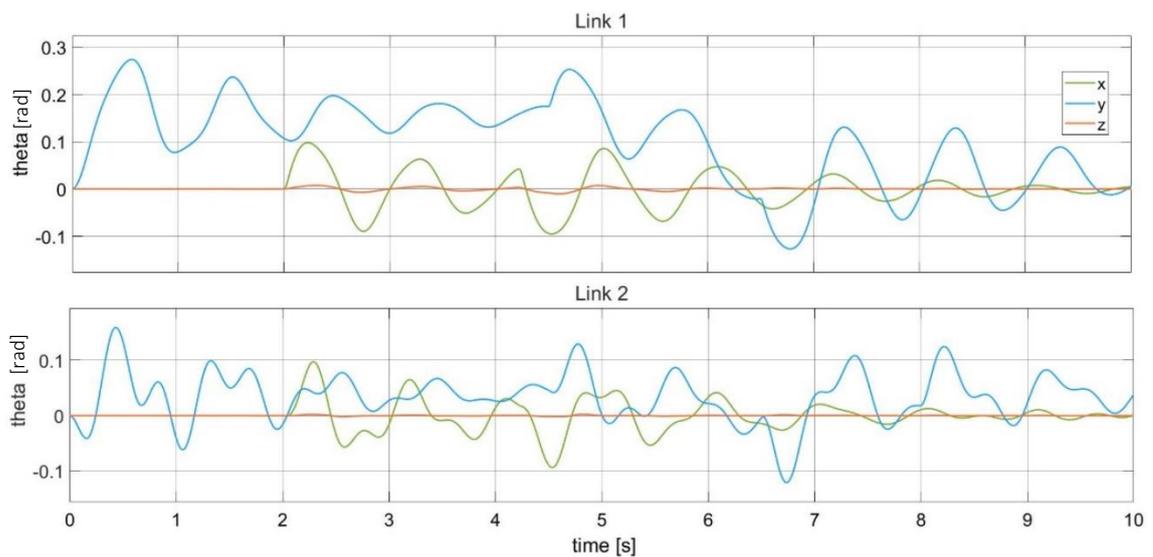


Figura 87 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 2

In questa versione l'utilizzo di un input a rampa riduce non di molto le vibrazioni che sono ancora pericolose sia per l'ampiezza ma anche per l'irregolarità di andamento, questo si trasforma in una sollecitazione sui link che provoca il superamento della condizione di wrinkling moment.

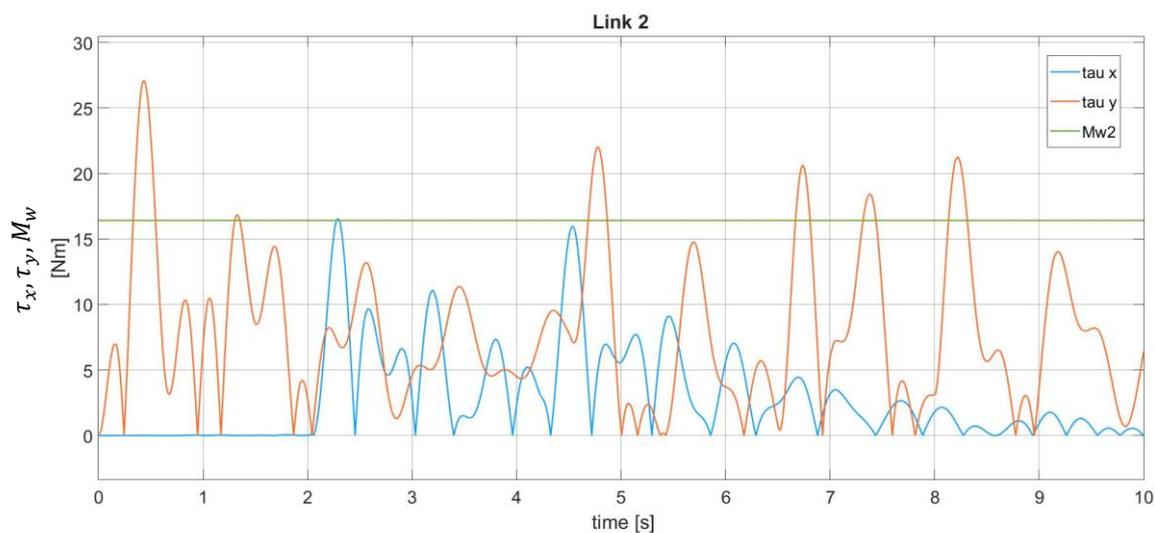


Figura 88 - Verifica wrinkling moment link 2

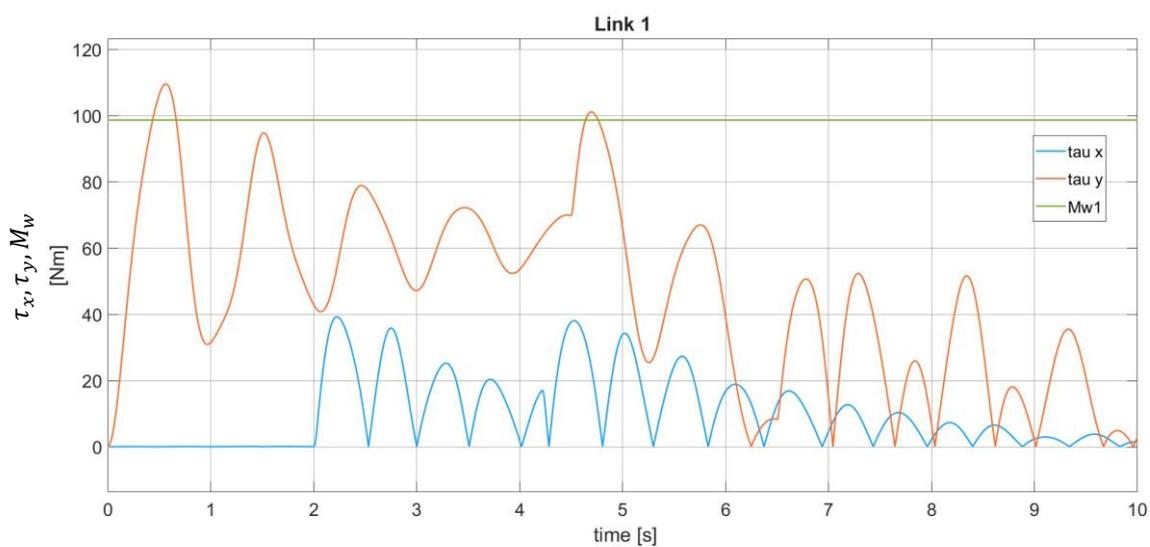


Figura 89 - Verifica wrinkling moment link 1

È interessante notare che in questo caso il valore di wrinkling moment non viene superato a causa dell'inizio del moto del robot, ma è causato dal peso proprio del giunto di collegamento e dal payload. Ci aspettiamo quindi che, anche nel caso dell'ultimo tipo di input, in questa configurazione si arrivi comunque a superare il valore di wrinkling moment.

6.2.3. Versione 3

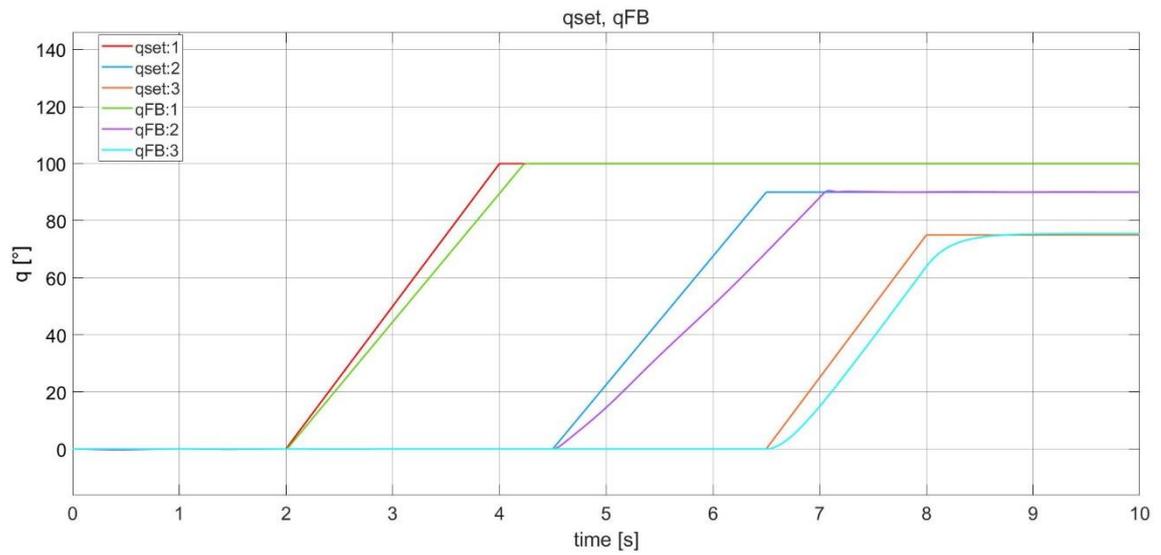


Figura 90 - Risposta versione 3 a set a rampa

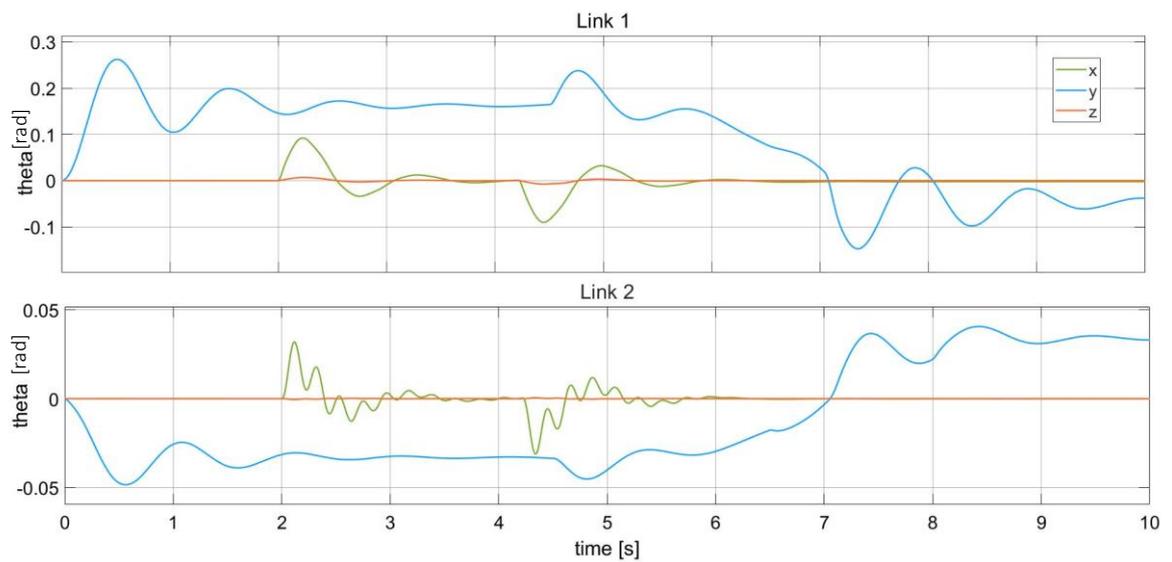


Figura 91 - θ_x , θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 3

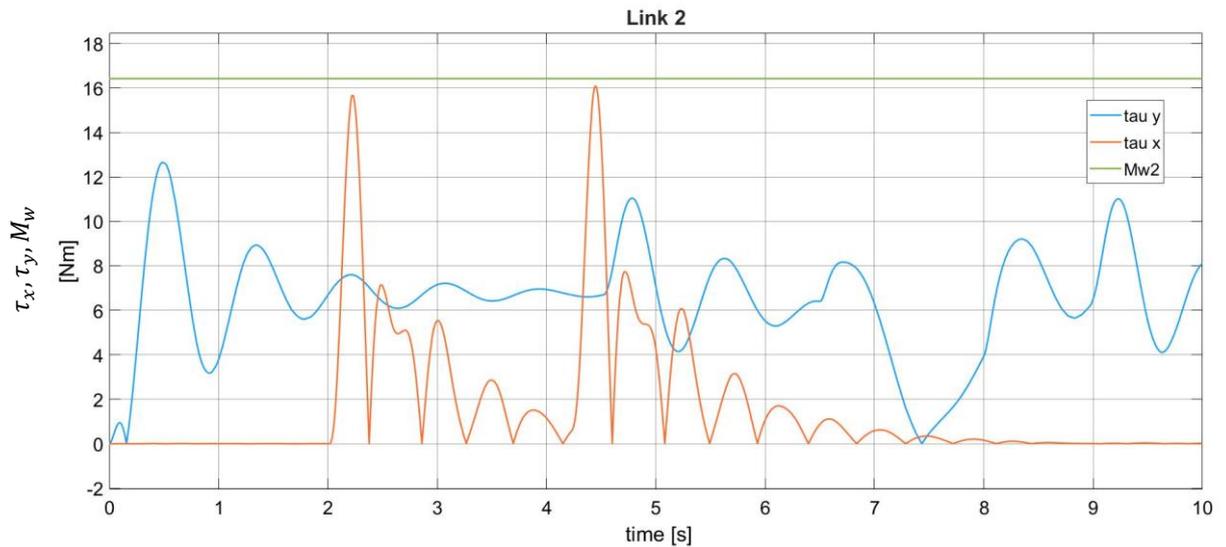


Figura 92 - Verifica wrinkling moment link 2

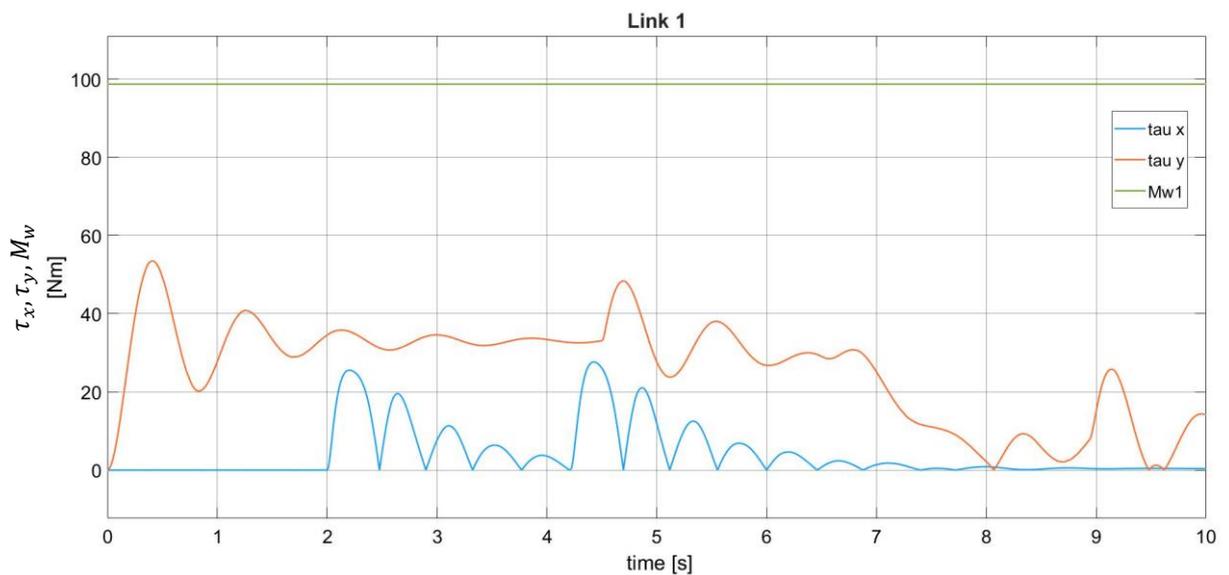


Figura 93 - Verifica wrinkling moment link 1

In questa versione, come nella prima, il cambio di input è sufficiente per non far superare la condizione critica, tuttavia nel link 2, in corrispondenza del movimento della base ($t = 2\text{ s}$) e del link 1 ($t = 4\text{ s}$), le coppie torsionali sono elevate, ciò è dovuto, come descritto anche prima, all'elevato valore dei guadagni proporzionali che rendono il sistema molto scattoso.

6.3. Set a rampa con raccordi

6.3.1. Versione 1

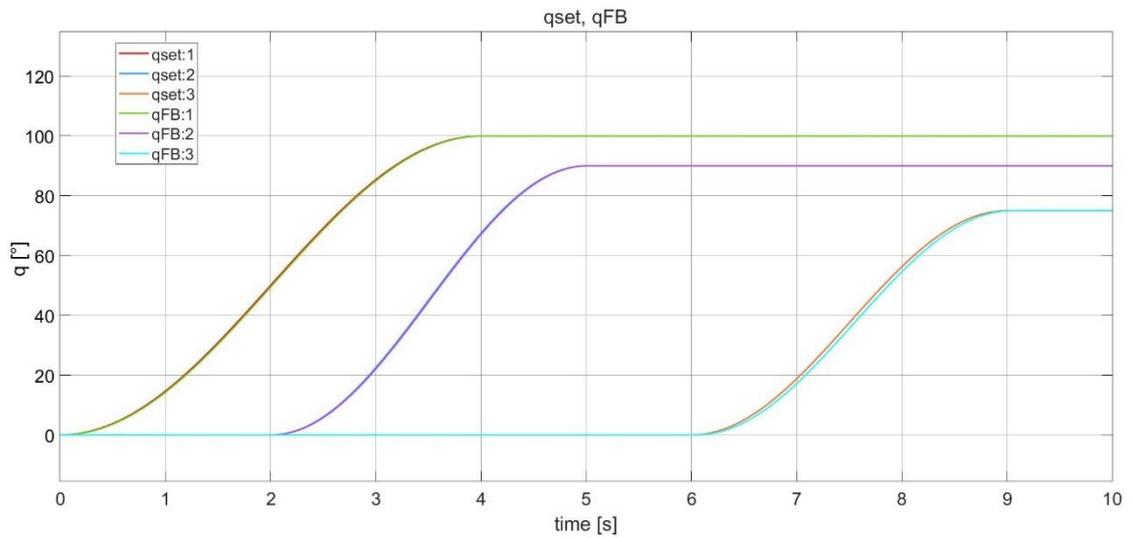


Figura 94 - Risposta versione 1 a set a rampa con raccordi

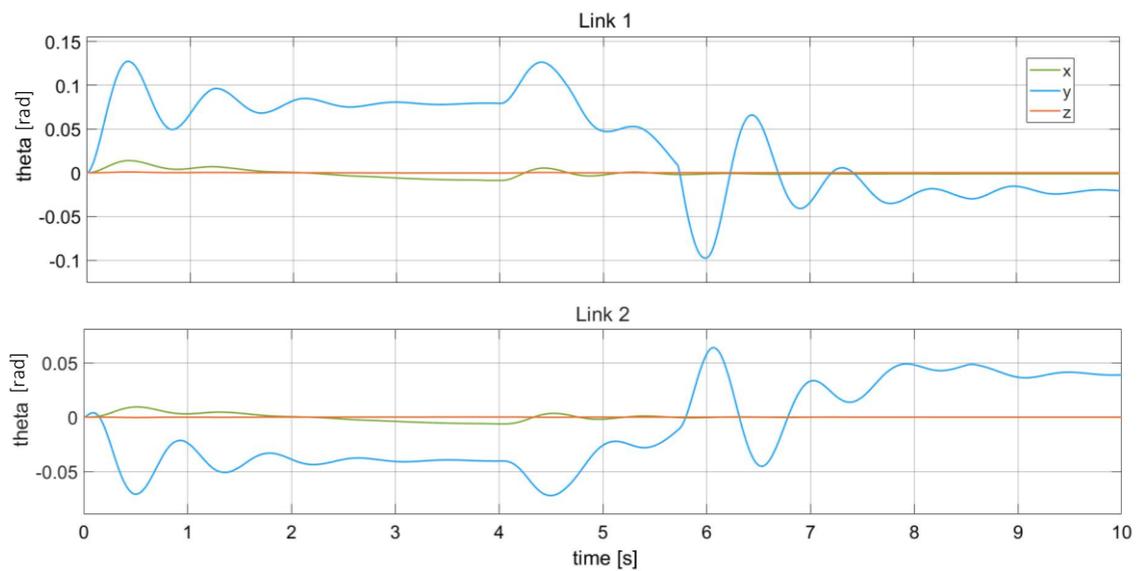


Figura 95 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 1

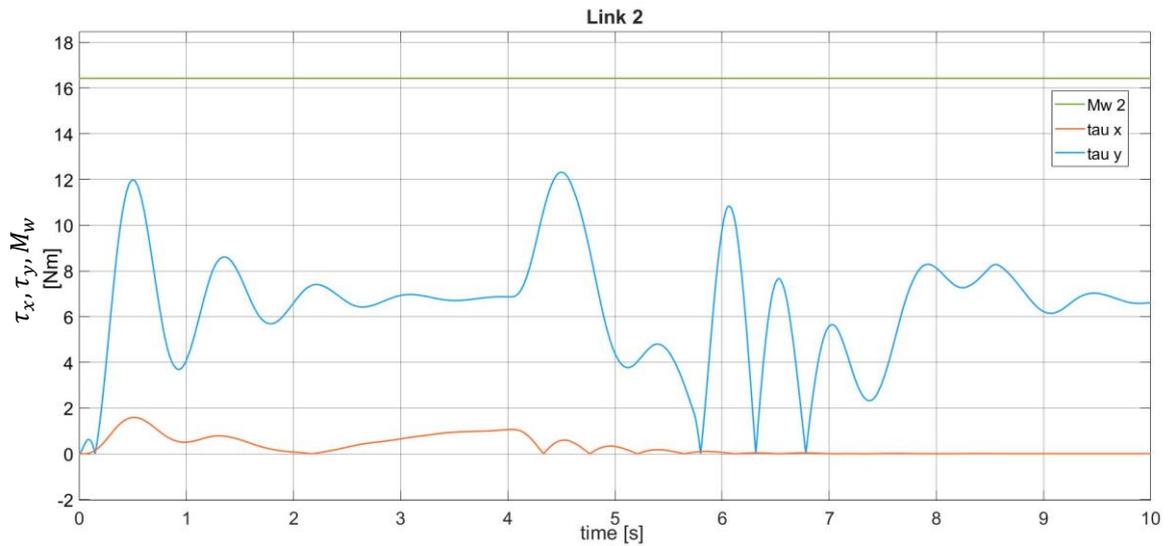


Figura 96 - Verifica wrinkling moment link 2

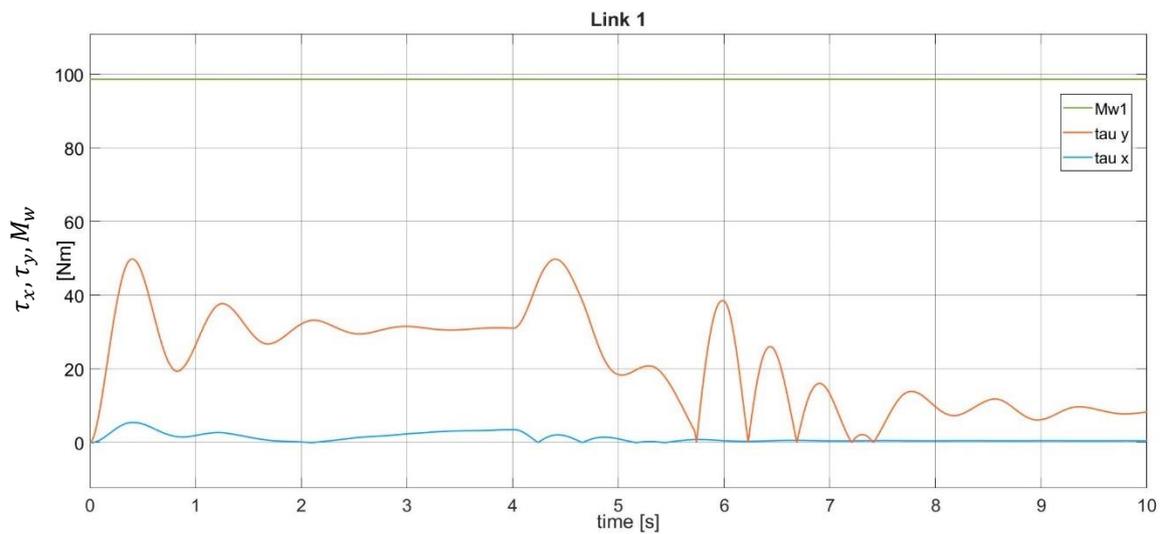


Figura 97 - Verifica wrinkling moment link 1

Si osserva che le vibrazioni lungo l'asse x nascono subito poiché la rotazione del robot lungo l'asse verticale inizia subito e non a $t = 2\text{ s}$ come avveniva per gli input precedenti, ed inoltre, le vibrazioni lungo x sono prossime a zero e di conseguenza anche le coppie torsionali τ_x sono pressoché nulle nei due link.

6.3.2. Versione 2

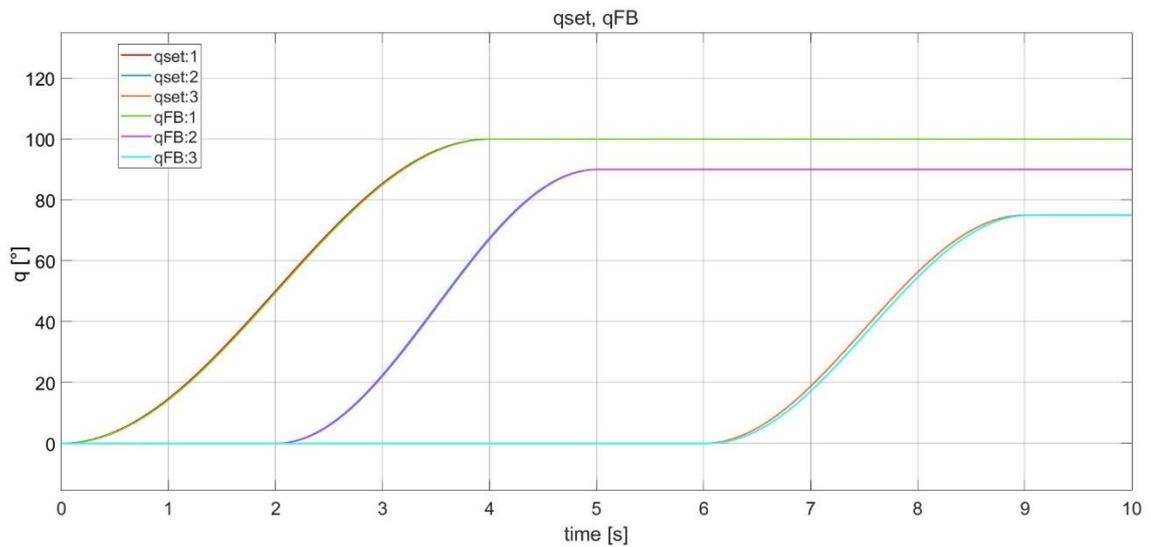


Figura 98 - Risposta versione 2 a set a rampa con raccordi

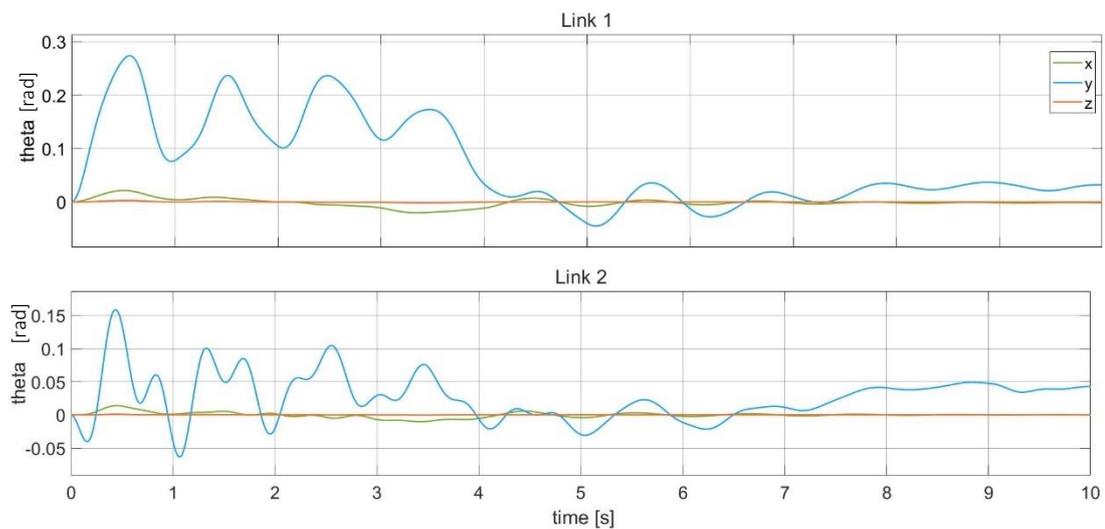


Figura 99 - θ_x, θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 2

Le vibrazioni lungo x sono prossime a zero anche in questa versione, tuttavia quello lungo y sono ancora elevate, infatti, dalle figure a pagina successiva si vede che viene ancora superato il valore di wrinkling moment a causa delle coppie torsionali lungo y .

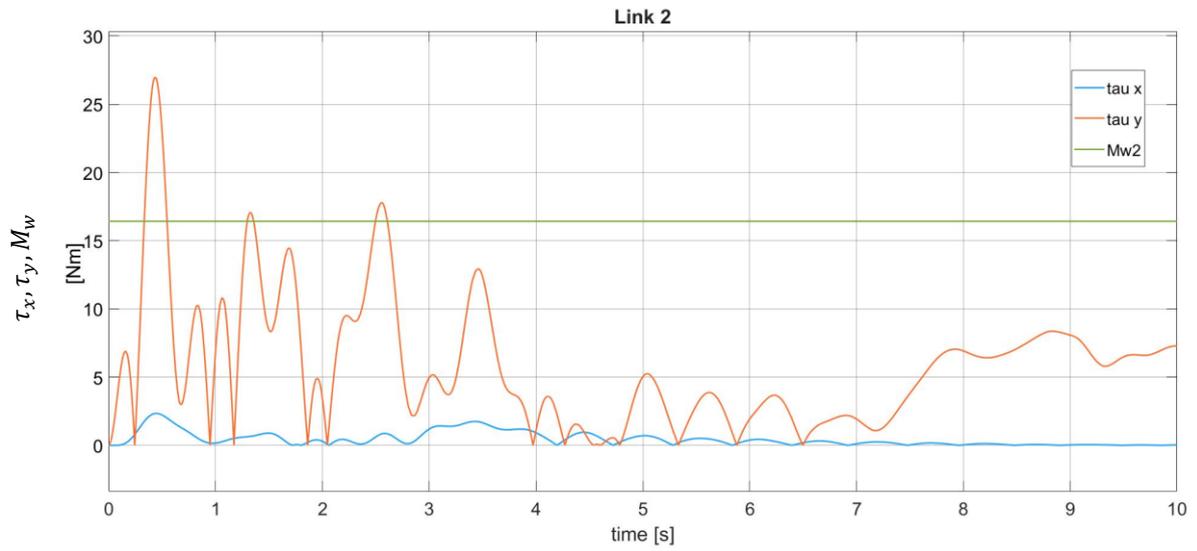


Figura 100 - Verifica wrinkling moment link 2

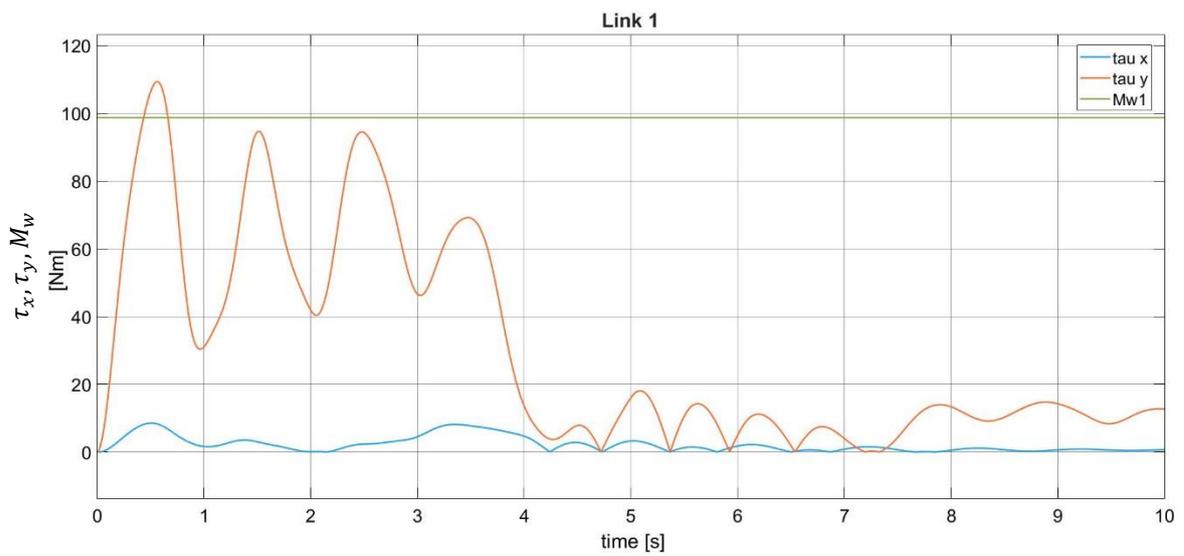


Figura 101 - Verifica wrinkling moment link 1

6.3.3. Versione 3

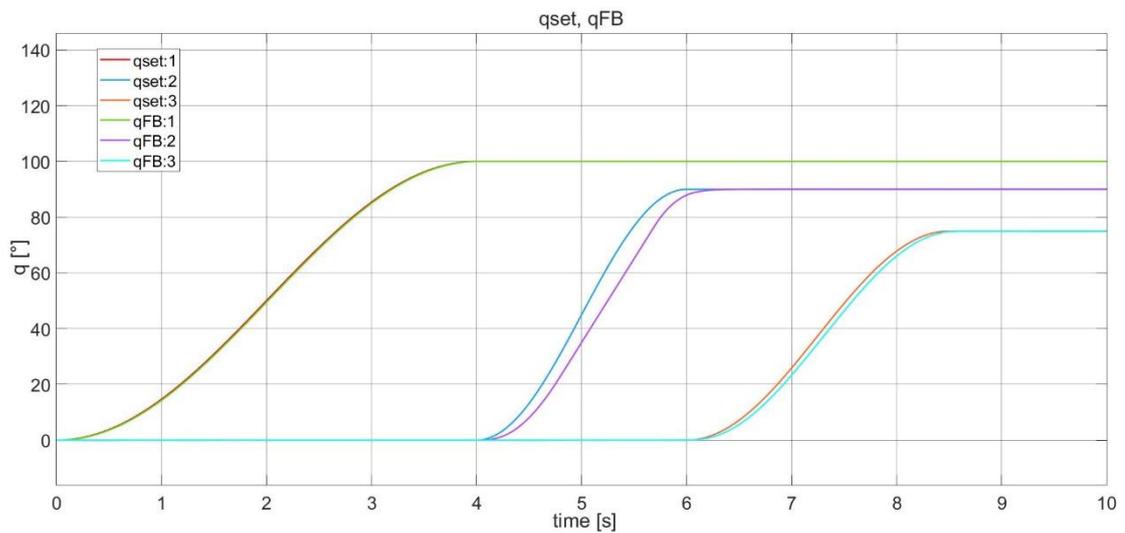


Figura 102 - Risposta versione 3 a set a rampa con raccordi

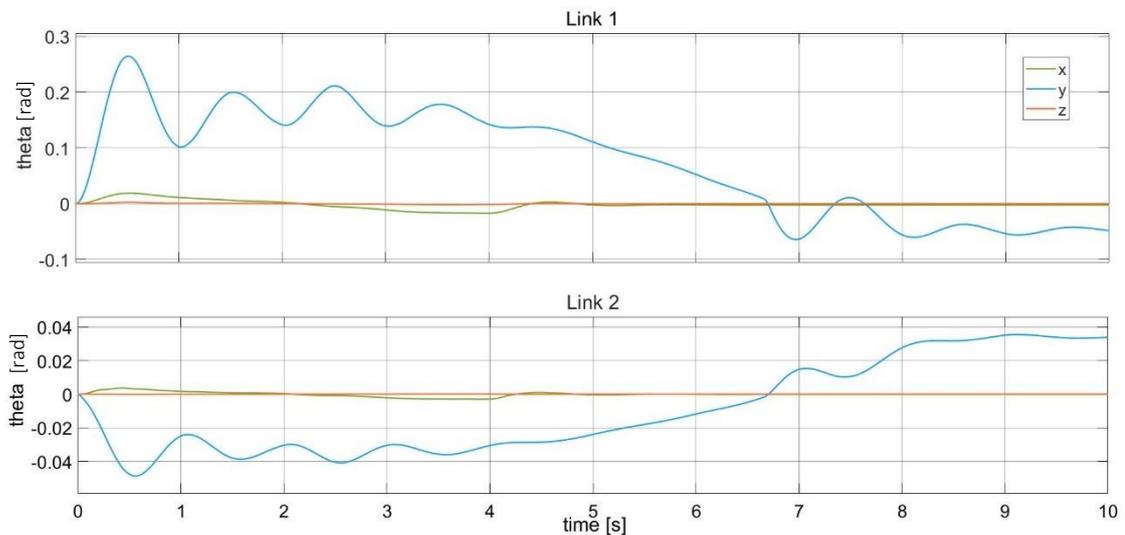


Figura 103 - θ_x , θ_y e θ_z nel link 1 e link 2 versione 3

Osservando la fig. 86 e la fig. 94 si nota che le vibrazioni lungo y nel link 1 siano diverse nelle due versioni (1 e 3) nonostante la massa del giunto tra i link e il tipo di set siano gli stessi. Ciò è principalmente dovuto dai guadagni del controllore PI, in particolare, nella versione 3 sono più elevati perché è presente un solo motore per movimentare il primo link, mentre nella versione 1 ci sono due motori.

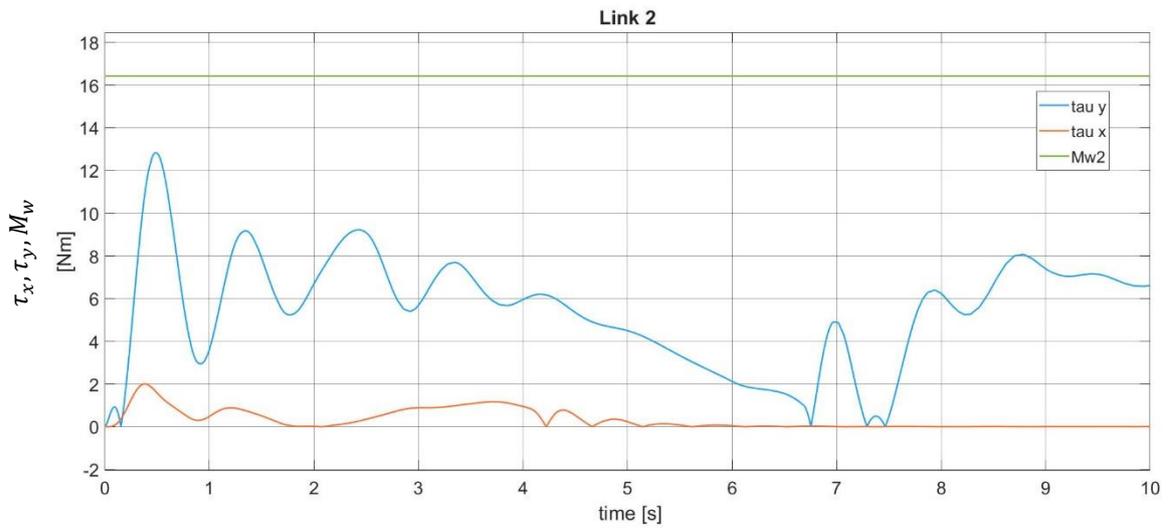


Figura 104 - Verifica wrinkling moment link 2

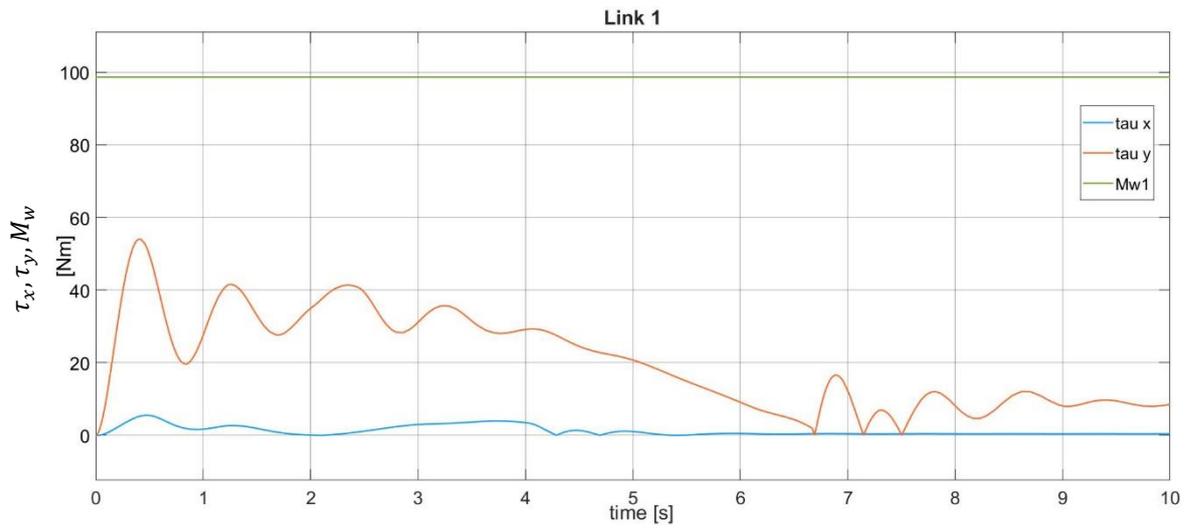


Figura 105 - Verifica wrinkling moment link 1

Quest'ultimo tipo di set riduce di molto le vibrazioni sui link, soprattutto lungo l'asse x che diventano prossime a zero e di conseguenza le coppie. Le vibrazioni lungo y non sono facili da ridurre cambiando il tipo di set perché sono dovute alla forza di gravità che agisce sulle masse in gioco. Un modo per ridurle è aumentare la pressione interna ai link rendendoli più rigidi, oppure ridurre le masse dei giunti, soprattutto nella versione 2. Per questioni di sicurezza non si può alzare troppo la pressione interna, si procede quindi ad un'ottimizzazione topologica del giunto 2 in tutte le versioni con il fine di ridurre il peso mantenendo invariate le caratteristiche di rigidità.

6.4. Ottimizzazione topologica dei giunti

Come descritto precedentemente le vibrazioni lungo l'asse y nei link sono causate dalle masse che gravano sui link stessi, e non possono essere ridotte adottando input raccordati. Soprattutto nella seconda versione presentata, è necessario ridurre la massa del giunto perché causa il superamento del valore massimo di momento sopportabile dai link. Tramite il software Solidworks è stato effettuato uno studio topologico con il fine di ridurre il peso del giunto 2 nelle tre versioni, poiché la massa di quel giunto grava sul link 1.

6.4.1. Versione 1 e versione 3

Il giunto situato tra i link nella versione 1 è uguale a quello usato nella versione 3, non presenta l'uso della cinghia di trasmissione, ma è composto da due componenti principali. In realtà il giunto non presenta una massa elevata come nel caso della versione 2, infatti non provoca mai il superamento del wrinkling moment.

Per una migliore ottimizzazione topologica dei componenti si parte da giunti più massicci, si definiscono le forze che agiscono su di essi, i vincoli di geometria come la lunghezza del componente, le dimensioni dei fori per l'inserimento del motore e delle viti e le dimensioni della superficie cilindrica per il bloccaggio del link. Il software calcola la configurazione di minor peso in grado di sopportare i carichi definiti senza arrivare al collasso della struttura. Di seguito si riportano i componenti di partenza e quelli ottenuti dopo l'ottimizzazione.

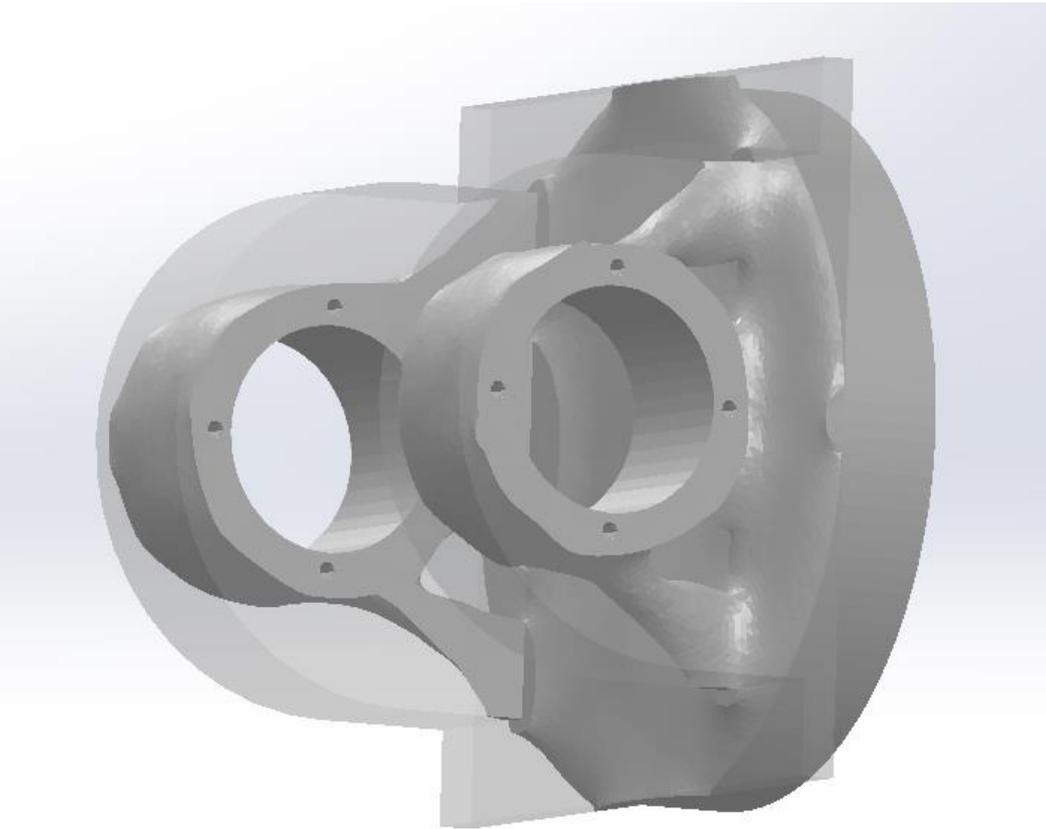
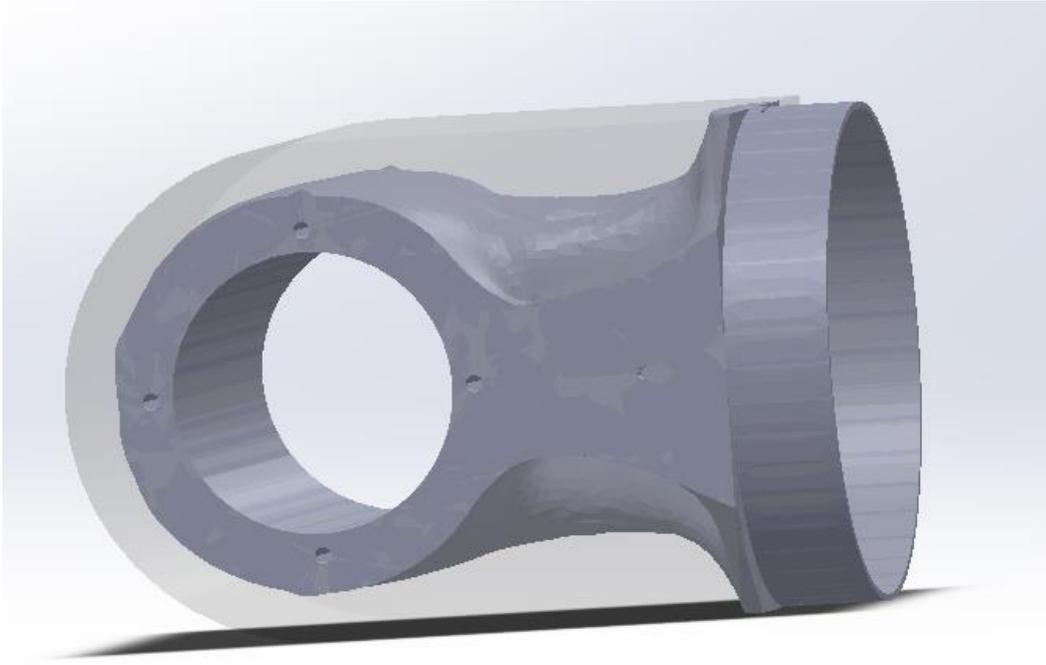


Figura 106 - Ottimizzazione giunto versioni 1 e 3

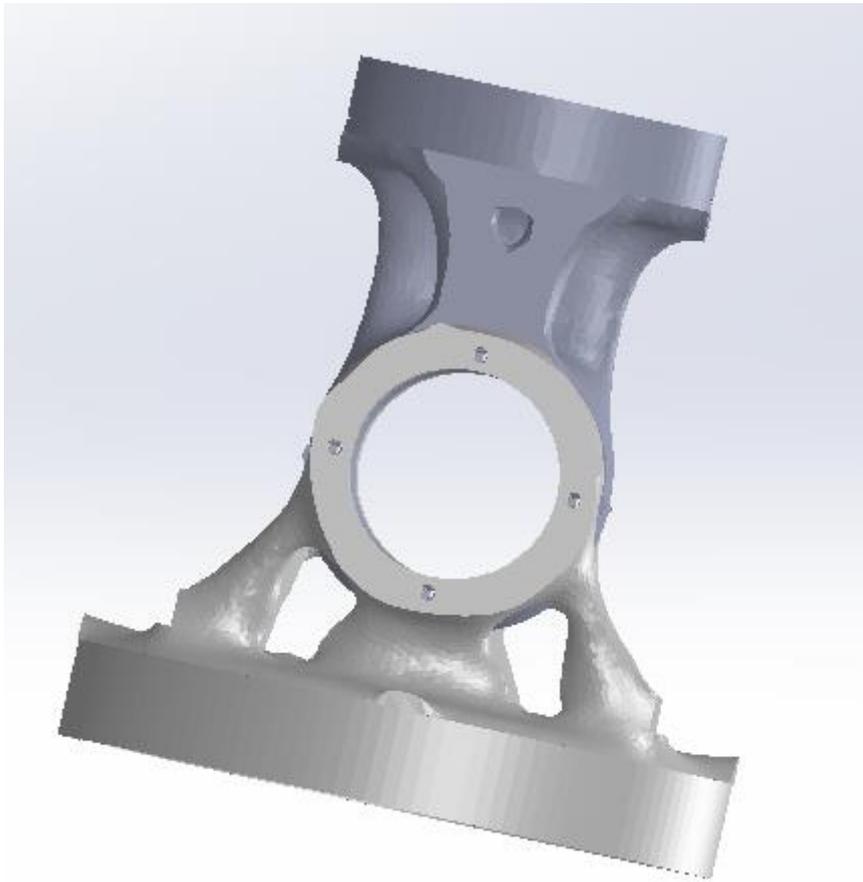


Figura 107 - Giunto ottimizzato versioni 1 e 3

Di seguito si riportano le masse dei due nuovi componenti e si confrontano con quelle riportate in tabella 11 nel paragrafo 4.5. La riduzione maggiore di massa si ha nel componente solidale al link 1 che passa da 0.75 kg a 0.55 kg mentre la massa dell'altra parte di giunto diminuisce di 100 g , da 0.600 kg a 0.500 kg .

Valutiamo ora l'influenza di questa diminuzione di peso sulle vibrazioni, lungo l'asse y , che nascono sui link durante il movimento del braccio robotico. Si riportano solamente le simulazioni effettuate usando come set di posizione la rampa con i raccordi che già riduceva al minimo le vibrazioni lungo x .

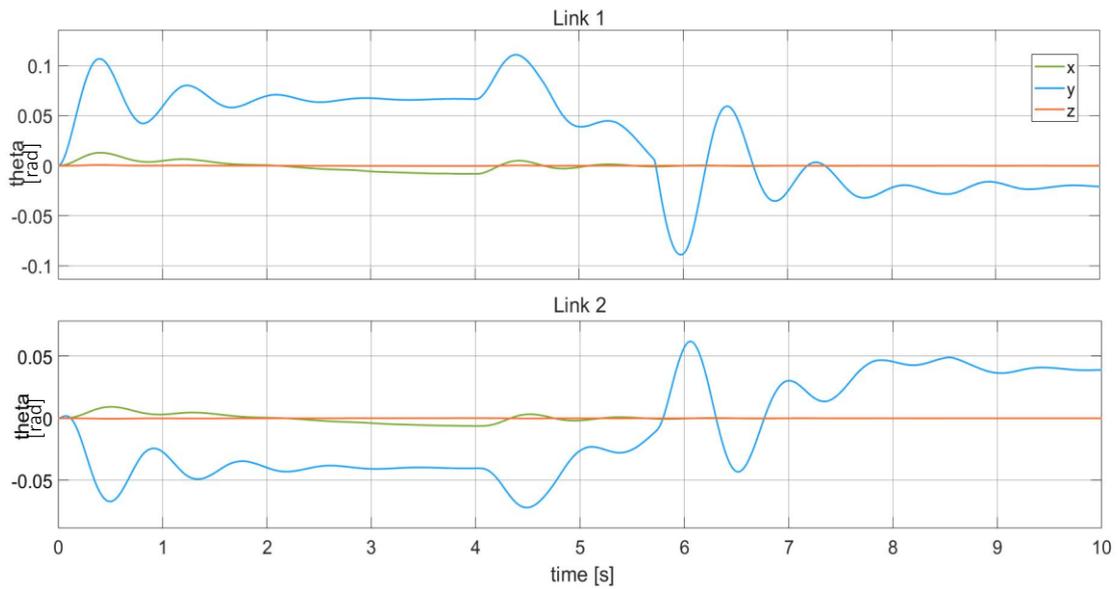


Figura 108 - Vibrazioni con giunto ottimizzato vers. 1

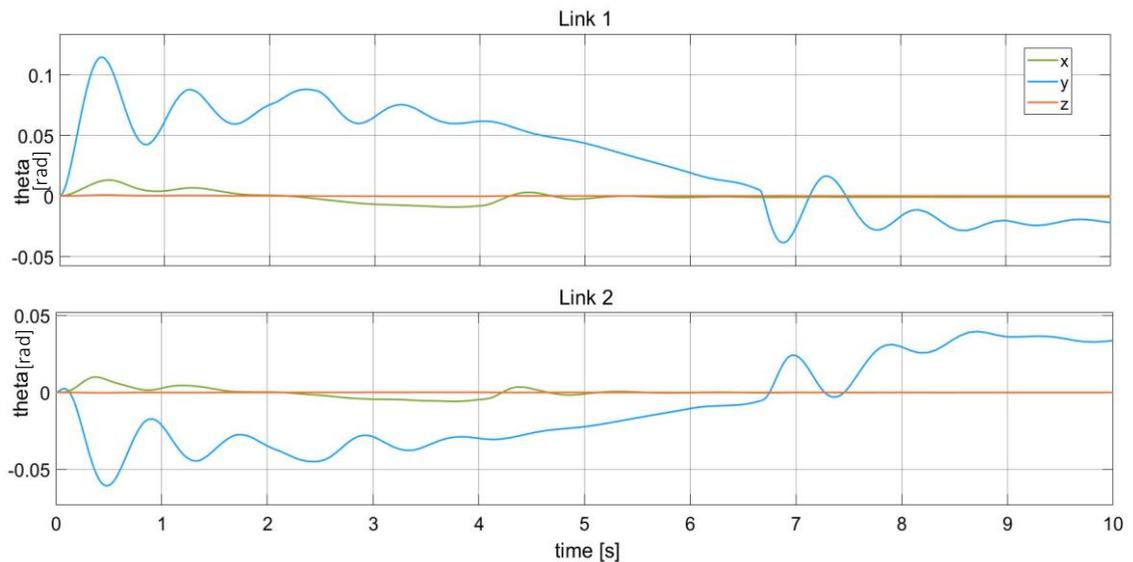


Figura 109 - Vibrazioni con giunto ottimizzato vers. 3

La diminuzione della massa del giunto riduce maggiormente le vibrazioni lungo l'asse y sul link 1, tuttavia, la riduzione delle vibrazioni non è altissima perché le masse non sono cambiate significativamente. La deflessione lungo x era già pressoché nulla grazie al set raccordato.

6.4.2. Versione 2

In questa versione l'ottimizzazione topologica è necessaria perché riportato nei grafici precedenti si supera la condizioni di wrinkling moment in entrambi i link per qualsiasi set dato ai giunti. Anche in questa versione si prendono in considerazione solo le due parti principali che costituiscono il giunto, ovvero quelle collegate ai link, poiché gli altri componenti (tappi, alloggiamento motore, cuscinetti) non influenzano molto la massa totale.

La parte di giunto solidale al link 1 presenta diverse zone che devono essere conservate: i fori per l'alloggio dei cuscinetti, per il passaggio dell'albero, per il posizionamento del motore e l'asola per il passaggio della cinghia. Di seguito è riportata l'ottimizzazione della parte appena descritta.



Figura 110 - Ottimizzazione parte 1 del giunto versione 2

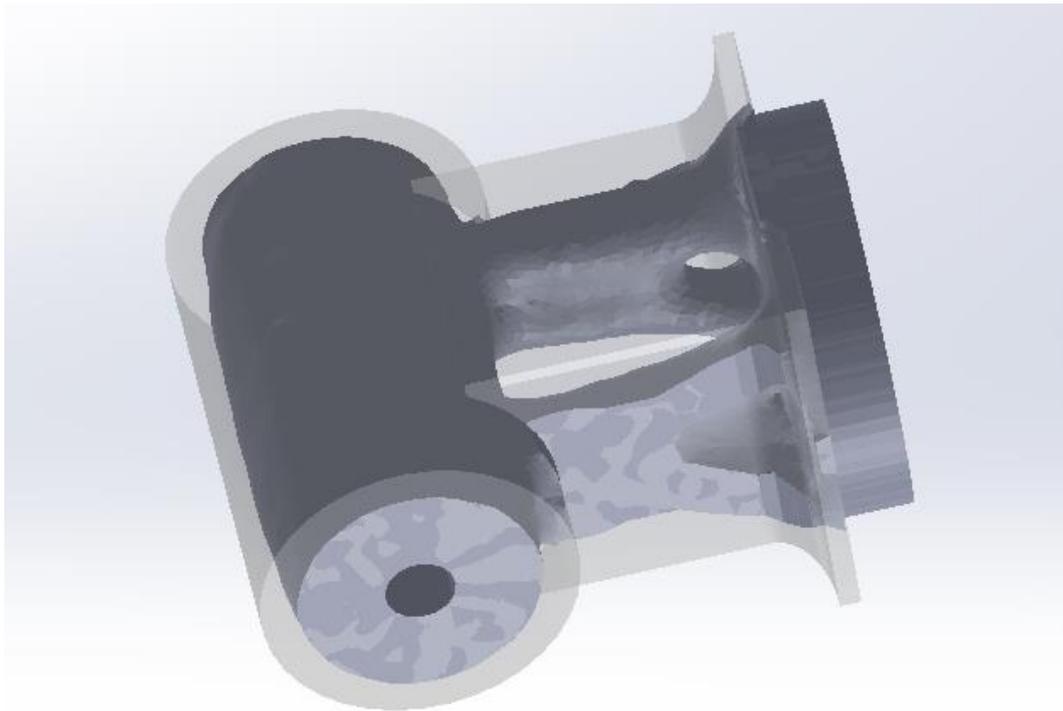


Figura 111 - Ottimizzazione parte 2 del giunto versione 2

Con il processo di ottimizzazione, in questa versione, si è arrivati a significative riduzioni delle masse dei due componenti, precisamente la prima parte è passata da una massa iniziale di 3 kg ad una massa di 1.8 kg , mentre il secondo componente da 1.5 kg a 0.65 kg . Verifichiamo ora le vibrazioni che nascono sui link, considerando, come nel paragrafo precedente, solo l'input a rampa con i raccordi.

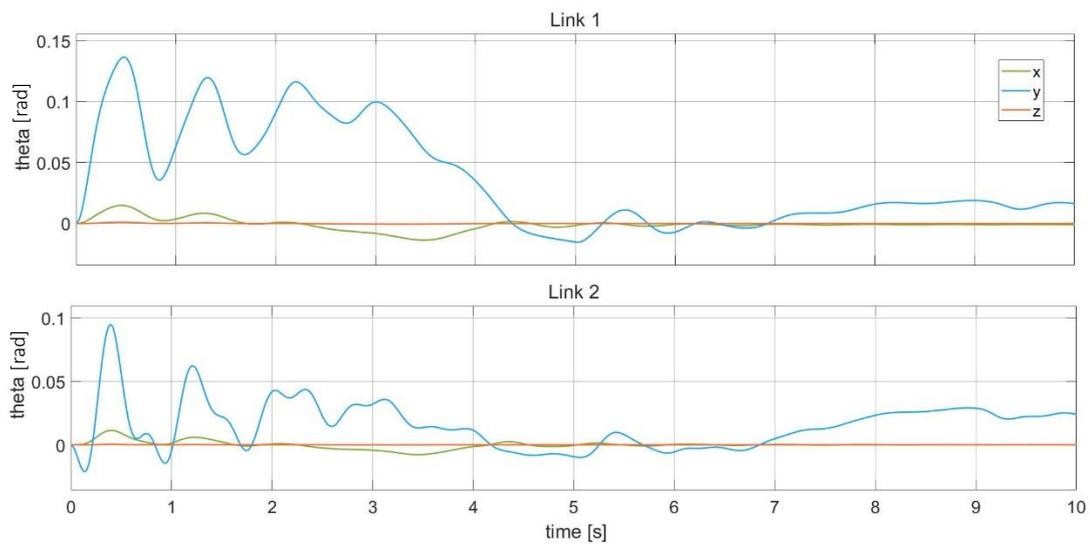


Figura 112 - $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ nel caso di giunto ottimizzato versione 2

Dalla fig. 112 si nota un'importante riduzione di ampiezza delle oscillazioni lungo l'asse y nei due link. Nelle figure successive si riportano le coppie torsionali agenti sui link confrontate con il wrinkling moment.

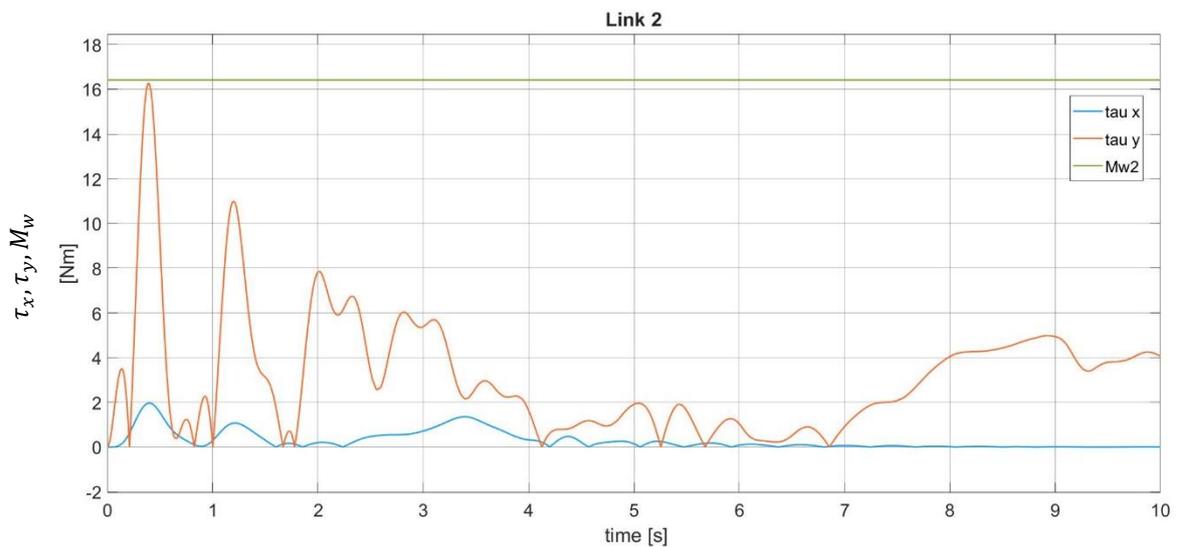


Figura 113 - Verifica wrinkling moment giunto ottimizzato link 2 vers.2

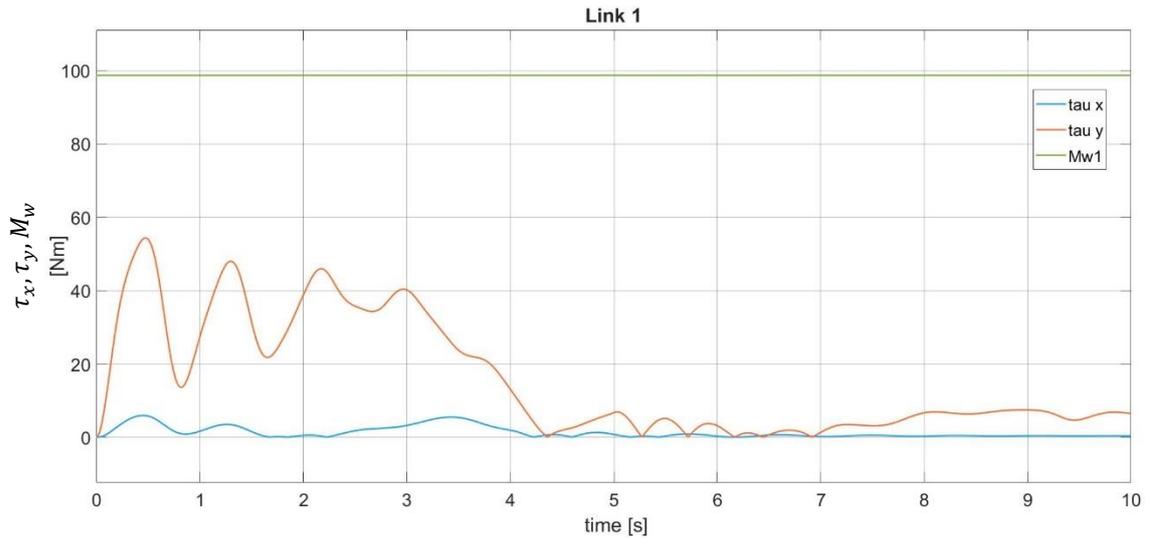


Figura 114 - Verifica wrinkling moment giunto ottimizzato link 1 vers.2

Osservando le fig. 113 e 114, si nota che i due link non arrivano più alla condizione di wrinkling, tuttavia, la coppia torsionale lungo y sul link 2, arriva ad un valore molto vicino a quello di wrinkling moment. Quel picco di τ_y è da imputarsi al primo movimento del link 1: non appena parte la simulazione il giunto ruota verso il basso a causa del peso del payload e del giunto 2, ma secondo il set di posizione dovrebbe essere fermo, quindi il controllore calcola un errore e fornisce al motore una coppia elevata per farlo tornare nella posizione desiderata. Nel grafico successivo si nota quello che è stato appena descritto, la coppia è molto elevata perché deve contrastare sia il momento dato dal giunto 2 che quello dato dal payload.

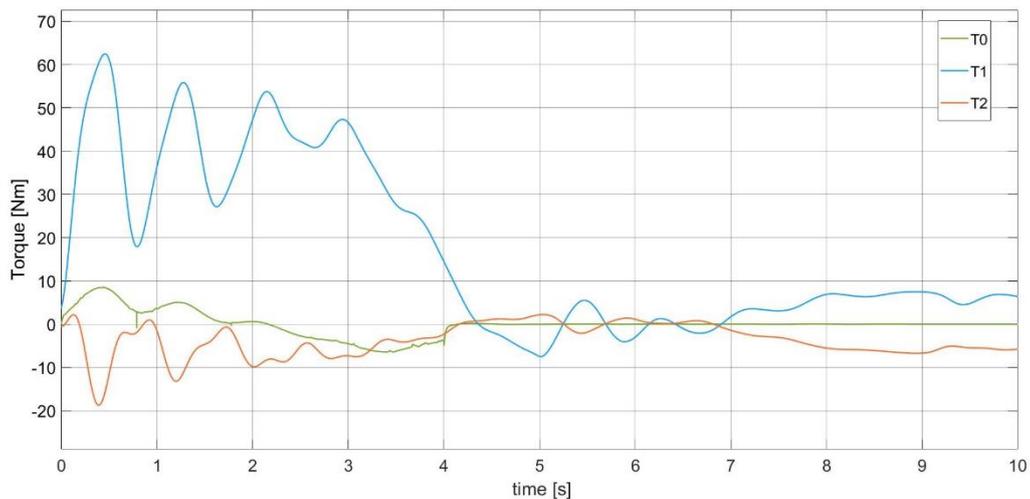


Figura 115 - Coppie sui giunti vers.2 ottimizzata

Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo della tesi è stato quello di progettare un braccio robotico composto da due link di materiale soft che possano essere gonfiati all'esigenza; il grande vantaggio è il basso peso complessivo del robot e soprattutto, quando i link non sono gonfiati il volume occupato è ridotto e quindi è facile trasportare il braccio robotico e gonfiarlo arrivati a destinazione.

Inizialmente è stata eseguita un'indagine in letteratura selezionando articoli di diversi autori che trattavano i criteri di cedimento di strutture gonfiabili. Tutti gli autori consultati fanno risalire il cedimento della struttura gonfiabile alla formazione di una piega sulla superficie sotto l'azione di un certo carico, tale carico viene definito wrinkling moment. Le formulazioni di wrinkling moment riportate dai diversi autori si differenziano tra loro dal tipo di trattazione seguita: la struttura può essere considerata come una membrana o come un guscio. I risultati ottenuti trattando la struttura come una membrana si assomigliano tra loro: il wrinkling moment è direttamente proporzionale alla pressione e al cubo del raggio esterno. Dalle prove sperimentali eseguite, si è osservato che a formulazione più coerente con quanto osservato in laboratorio è quella presentata da Wielgosz et al.

Scelta la formulazione di wrinkling che verrà utilizzata, si è eseguito uno studio di fattibilità dei link per identificare i parametri caratteristici: raggio esterno, pressione, payload e lunghezza. Da questo studio si è notata la necessità di adottare il link 1 con un raggio di 100 mm , mentre il link 2 un raggio di 55 mm . La pressione interna utilizzata è di 400 mbar e la lunghezza dei link è 600 mm .

Definite le grandezze dei link è possibile calcolare il massimo payload applicabile all'estremità del robot, e da questo calcolare le coppie che devono sviluppare i motori elettrici che azionano i link. Si sono presi in considerazione due tipi di gruppo motore e riduttore: il primo (Portescap) presenta un peso e ingombro ridotto ma le coppie sviluppate non sono alte, mentre il secondo (T-Motor) ha coppie elevate ma un peso più significativo rispetto al primo, tuttavia è già dotato di driver ed encoder.

Si realizzano tre configurazioni di braccio robotico differenti tra loro dai motori utilizzati in ogni giunto e di conseguenza dalla struttura del giunto stesso. Di queste configurazioni sono stati realizzati i modelli multibody per la valutazione dinamica del robot, focalizzandosi sulle vibrazioni che nascono sui link durante il moto, responsabili del raggiungimento della condizione di wrinkling, e l'influenza del tipo di set di posizione fornito ai giunti, e dalla massa di quest'ultimi.

Si è notato che un tipo di set a gradino, causa il superamento del valore limite di wrinkling moment anche con payload minori di quanto calcolato nello studio di fattibilità. Utilizzando diversi tipi di set, prima a rampa e poi rampa con i raccordi, si ha una notevole riduzione di deflessioni angolari lungo l'asse x , mentre lungo l'asse y , dove gravano i pesi dei giunti e del payload, non avviene una significativa riduzione di vibrazioni. Per limitare allora queste deflessioni verticali si è eseguita un'ottimizzazione topologica dei giunti al fine di ridurre il peso mantenendo invariate le proprietà di rigidità. Si è osservato un miglioramento molto importante nella seconda versione realizzata in quanto presentava un giunto tra i link molto pesante che causava il raggiungimento della condizione critica per qualsiasi tipo di set adottato.

Come sviluppi futuri si consiglia una migliore ottimizzazione dei giunti, considerando anche quelli alla base per limitare ulteriormente il peso totale del braccio robotico. Sarà poi necessaria un'adeguata progettazione dell'end effector per poter applicare un polso o un'utensile, ed infine si devono eseguire delle prove sperimentali al fine di validare il modello presentato.

Bibliografia

- [1] Veldman SL, Bergsma OK, Beukers A. “Bending of anisotropic inflated cylindrical beams”, *Thin-Walled Structures* 43 (2005) 461–475.
- [2] Stein M, Hedgepeth JM. “Analysis of partly wrinkled membranes”. NASA TN D-2456; 1964.
- [3] Donnell LH. “Stability of thin walled tubes under torsion” NACA report 479; 1933. p. 95–116.
- [4] Brazier LG. “On the flexure of thin cylindrical shells and other thin sections”. *Proc R Soc Ser A* 1927; 116:104–14.
- [5] Wood JD. “The flexure of a uniformly pressurized, circular, cylindrical shell” *J Appl Mech* 1958;25(12):453–8.
- [6] Baruch M, Arbocz J, Zhang GQ. “Imperfection sensitivity of the Brazier effect for orthotropic cylindrical shells”. Delft University of Technology: Report LR-687; 1992.
- [7] Stephens WB, Starnes JH, Almroth BO. “Collapse of long cylindrical shells under combined bending and pressure loads”. *AIAA J* 1975;13(1):20–5.
- [8] Zender GW. “The bending strength of pressurised cylinders”. *J Aerospace Sci* 1962;29(3):362–3.
- [9] Anonymous, “Buckling of thin-walled circular cylinders”. NASA space vehicle design criteria. NASA SP-8007; 1965.
- [10] Wielgosz C, Thomas JC. “Deflections of inflatable fabric panels at high pressure”. *Thin-Walled Struct* 2002; 40(6):523–36.

- [11] Veldman SL, “Wrinkling prediction of cylindrical and conical inflated cantilever beams under torsion and bending”. *Thin-Walled strct* 44 (2006); 211-215
- [12] Adler AL, Mikulas MM, Hedgepeth JM. “Static and dynamic analysis of partially wrinkled membrane structures”. *Proceedings of the 41st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC structures, structural dynamics, and materials conference, Atlanta, GA; 2000. AIAA paper 2000-1810.*
- [13] Thomas JC., Le Van A. “Inflatable beams subjected to axial forces” (2019): 160-171.
- [14] Thomas JC. “Key design considerations for tensile and inflatable structures: Inflatable structures” (2015):26-37.
- [15] Le Van A., Wielgosz C. “Bending and buckling of inflatable beams: Some new theoretical results”. *Thin-Walled Structures* 43 (2005) 1166–1187.
- [16] Mario Troise, Matteo Gaidano, Pierpaolo Palmieri and Stefano Mauro “Preliminary Analysis of a Lightweight and Deployable Soft Robot for Space Applications” Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino.