

TESI DI LAUREA DI SECONDO LIVELLO
POLITECNICO DI TORINO
A.A 2018/2019



**Studio e progettazione di un esoscheletro pneumatico
attivo per uso industriale.**

RELATORE: TERENCEANO RAPARELLI

CANDIDATO: MARCO PAPPACENA

MATRICOLA: 242345

Corso di Studi in INGEGNERIA MECCANICA



Indice

Indice

Introduzione

Cenni di Anatomia.....	14
Esoscheletri e Classificazione.....	19
Stato dell'arte.....	23
Il caso studio.....	33

Capitolo Primo: *Analisi Cinematica e Dinamica* 34

1.1. Principio di Funzionamento.....	35
1.2. Analisi sperimentale del moto di flessione-estensione del tronco...	38
1.3. Analisi geometrica preliminare.....	41
1.4. Analisi Cinematica.....	44
1.5. Analisi dinamica.....	47



Indice

Capitolo Secondo: *Geometria e struttura dell'esoscheletro* 62

2.1. Analisi della struttura.....	63
2.2. Studio del sistema di rinvio mediante puleggia.....	66
2.3 Valutazione della corsa dell'attuatore.....	70
..	
2.4 Scelta dell'attuatore.....	72
2.5 Diagramma di corpo libero dell'attuatore.....	75

Capitolo Terzo: *Progettazione del back frame* 78

3.1. Metodologia di progettazione.....	79
3.2. Progettazione del back-frame.....	82
3.3. Analisi del contatto lamiera/braccio mobile.....	104
3.4. Progettazione del sistema di connessione tra attuatore e fune..	106

Capitolo Quarto: *Progettazione del Leg-Link* 115

4.1. Soluzione con braccio fisso.....	116
4.2. Soluzione senza braccio fisso.....	121
4.3. Le due soluzioni a confronto.....	125



Indice

Capitolo Quinto: <i>Il prototipo definitivo</i>	134
5.1. Ottimizzazione della geometria.....	135
5.2. Grandezze caratteristiche.....	137
5.3. Riprogettazione del Leg-link.....	144
5.5. Analisi cinematica del Leg-link.....	161
5.4. Analisi dell'interazione tra esoscheletro e utente.....	164
 Capitolo Sesto: <i>Progettazione del giunto d'anca</i>	 165
6.1. Analisi della struttura.....	166
6.2. Dimensionamento perni d'anca.....	169
6.3. Scelta dei cuscinetti.....	178
 Capitolo Settimo: <i>Conclusioni e Sviluppi futuri</i>	 181



Appendice

Appendice

A1. Progettazione braccio fisso	184
A1.1. Schema strutturale equivalente.....	184
A1.2. Diagramma di corpo libero della puleggia.....	186
A1.3. Piano yx.....	187
A1.4. Piano yz.....	191
A1.5. Piano xz.....	197
A1.6. Risultati.....	205
A1.7. Analisi agli elementi finiti (FEM).....	207
 A2. Dimensionamento perni	 209
A2.1. Reazioni vincolari.....	209
A2.2. Caratteristiche di sollecitazione.....	213
A2.3. Diagramma degli sforzi.....	214
 A3. Calcolo di verifica dei cuscinetti mediante strumento “Bearing Calculator” SKF.	 216
 A4. Messe in tavola Esoscheletro	 230



Indice delle figure

Indice delle figure

Figura 1 – Piani anatomici di riferimento.....	14
Figura 2 – Assi anatomici di riferimento.....	15
Figura 3 – Articolazione dell'anca.....	16
Figura 4 – Schema colonna vertebrale.....	17
Figura 5 – Allungamento colonna vertebrale durante analisi sperimentali.....	18
Figura 6 – Robotica collaborativa.....	20
Figura 7 – Esoscheletro Ekso.....	21
Figura 8 – Esoscheletro per deambulazione	23
Figura 9 – Muscle Suits	25
Figura 10 – Muscle Suits	26
Figura 11 – Muscolo pneumatico McKibben	27
Figura 12 – Esoscheletro Laevo	28
Figura 13 – Esoscheletro PLAD	29
Figura 14 – Analisi sperimentale PLAD	30
Figura 15 – HAL e HAL con sistema passivo.....	31
Figura 16 –Modello CAD operatore.....	35
Figura 17 – Evoluzione utente-esoscheletro durante il moto di flesso/estensione.....	36
Figura 18 – Ingrandimento Esoscheletro.....	36
Figura 19 – Analisi sperimentale moto flesso/estensione del tronco.....	38
Figura 20 – Traiettorie dei marker posizionati sul corpo durante la flessione.....	39
Figura 21 – Confronto Cicloidale sperimentale/teorica.....	40
Figura 22 – Prototipo iniziale.....	41
Figura 23 – Dati antropometrici	42
Figura 24 – Legge cicloidale ipotizzata.....	44
Figura 25 – Struttura prototipo iniziale.....	45
Figura 26 – Andamento accelerazione tangenziale spalla.....	46



Indice delle figure

Figura 27 – Diagramma di corpo libero esoscheletro.....	47
Figura 28 – Valutazione coppia corpo.....	49
Figura 29 – Coppia corpo e angolo di flessione in funzione del tempo.....	50
Figura 30 – Inerzia dell'uomo.....	52
Figura 31 – Andamento Coppia inerziale.....	53
Figura 32 – Coppia Affaticante.....	54
Figura 33 – Andamento coppie durante la flessione.....	55
Figura 34 – Andamento coppie in presenza di esoscheletro.....	56
Figura 35 – Ingrandimento valutazione coppia esoscheletro.....	57
Figura 36 – Modello Simscape Multibody.....	58
Figura 37 – Implementazione modello.....	59
Figura 38 – Confronto coppia muscolare simulata e calcolata analiticamente.....	60
Figura 39 – Coppia esoscheletro.....	61
Figura 40 – Geometria prototipo iniziale.....	64
Figura 41 – Ingrandimento sistema di rinvio della puleggia.....	66
Figura 42 – Valutazione sistema di rinvio.....	67
Figura 43 – Andamento dell'angolo rho in funzione del tempo.....	69
Figura 44 – Schema successive posizioni.....	70
Figura 45 – Valutazione corsa dell'attuatore.....	71
Figura 46 – Cilindro pneumatico.....	72
Figura 47 – Attuatore senza stelo SMC.....	73
Figura 48 – Andamento della tensione del filo.....	74
Figura 49 – Diagramma di corpo libero attuatore.....	75
Figura 50 – Andamento pressione in funzione del tempo.....	77
Figura 51 – Costituzione esoscheletro.....	78
Figura 52 – Schema strutturale equivalente.....	82
Figura 53 – Configurazione iniziale.....	83



Indice delle figure

Figura 54 – Configurazione più gravosa.....	84
Figura 55 – Ripartizione reazioni sul link mobile.....	85
Figura 56 – Ripartizione forze sul link mobile.....	86
Figura 57 – Piano yx.....	87
Figura 58 – Diagramma di corpo libero della puleggia.....	88
Figura 59 – Concio elementare.....	90
Figura 60 – Primo concio piano yx.....	91
Figura 61 – Secondo concio piano yx.....	91
Figura 62 – Terzo concio piano yx.....	92
Figura 63 – Quarto concio piano yx.....	93
Figura 64 – Andamento sforzo normale piano yx.....	94
Figura 65 – Andamento taglio piano yx.....	95
Figura 66 – Andamento momento flettente piano yx.....	96
Figura 67 – Modellizzazione piano yz e xz.....	97
Figura 68 – Andamento momento flettente yz.....	99
Figura 69 – Andamento momento flettente xz.....	100
Figura 70 – Tensioni back frame.....	102
Figura 71 – Analisi FEM.....	103
Figura 72 – Illustrazione montaggio lamiera/braccio mobile.....	104
Figura 73 – Schema equivalente.....	104
Figura 74 – Giunto rigido a gusci.....	105
Figura 75 – Vista posteriore back frame.....	106
Figura 76 – Diagramma di corpo libero meccanismo.....	107
Figura 77 – Diagrammi per valutare forze.....	108
Figura 78 – Configurazione asta AB.....	110
Figura 79 – Dispositivo con braccio fisso.....	116
Figura 80 – Grafico piegamento tronco/piegamento gambe.....	117



Indice delle figure

Figura 81 – Analisi grandezze caratteristiche soluzione con braccio fisso.....	118
Figura 82 – Rappresentazione soluzione con link fisso – Analisi angoli caratteristici.....	119
Figura 83 – Prototipo senza braccio fisso.....	121
Figura 84 – Analisi grandezze caratteristiche soluzione senza braccio fisso.....	122
Figura 85 – Analisi angoli caratteristici soluzione senza braccio fisso.....	123
Figura 86 – Modello leg link.....	125
Figura 87 – Schema strutturale equivalente leg link con braccio fisso.....	126
Figura 88 – Schema strutturale equivalente leg link senza braccio fisso.....	128
Figura 89 – Reazioni complessive soluzione con braccio fisso.....	130
Figura 90 – Reazioni complessive soluzione senza braccio fisso.....	131
Figura 91 – Riepilogo reazioni.....	132
Figura 92 – Ingombro laterale.....	133
Figura 93 – Prototipo definitivo.....	136
Figura 94 – Evoluzione temporale prototipo definitivo.....	137
Figura 95 – Analisi geometrica prototipo definitivo.....	138
Figura 96 – Triangoli geometrici soluzione finale.....	139
Figura 97 – Andamento angolo rho in funzione del tempo.....	140
Figura 98 – Valutazione grandezze del sistema di rinvio.....	141
Figura 99 – Andamento tensione della fune.....	142
Figura 100 – Andamento pressione camera attuatore.....	143
Figura 101 – Modello leg link.....	144
Figura 102 – Piano yx – Leg link.	145
Figura 103 – Primo concio piano yx.....	147
Figura 104 – Secondo concio piano yx.....	148
Figura 105 – Terzo concio piano yx.....	148
Figura 106 – Andamento sforzo normale Leg link piano yx.....	149
Figura 107 – Andamento taglio Leg link piano yx.....	150



Indice delle figure

Figura 108 – Andamento Momento flettente Leg link piano yx.....	151
Figura 109 – Leg link piano jkT.....	152
Figura 110 – Leg link piano ikT.....	154
Figura 111 – Momento flettente piano jkT.....	156
Figura 112 – Momento flettente piano ikT.....	157
Figura 113 – Modello Leg link.....	158
Figura 114 – Tensioni Leg link.....	160
Figura 115 – Cerniere Leg link.....	161
Figura 116 – Moto di adduzione.....	162
Figura 117 – Moto di abduzione.....	163
Figura 118 – Interazione uomo-esoscheletro.....	164
Figura 119 – Dispositivo definitivo.....	166
Figura 120 – Montaggio back frame.....	167
Figura 121 – Realizzazione pratica dell'esoscheletro.....	168
Figura 122 – Para-coscia con cerniere.....	168
Figura 123 – Giunto d'anca.....	169
Figura 124 – Vista frontale giunto d'anca.....	170
Figura 125 – Piano yz e xz – Perni d'anca.....	171
Figura 126 – Perno back frame.....	172
Figura 127 – Tensioni e coefficiente di sicurezza perno back frame.....	174
Figura 128 – Ingrandimento tensioni perno back frame.....	175
Figura 129 – Tensioni perno Leg link.....	176
Figura 130 – Ingrandimento tensioni perno Leg link.....	177
Figura 131 – Dimensioni caratteristiche cuscinetto.....	178
Figura 132 – Regolazione futura.....	182
Figura 133 – Schema Strutturale equivalente braccio fisso.....	184
Figura 134 – Schema con forze.....	185



Indice delle figure

Figura 135 – Diagramma di corpo libero puleggia.....	186
Figura 136 – Piano yx - braccio fisso.....	187
Figura 137 – Reazioni vincolari – piano yx.....	187
Figura 138 – Primo concio piano yx.....	188
Figura 139 – Diagramma degli sforzi piano yx – MATLAB.....	189
Figura 140 – Diagramma degli sforzi piano yx – Ftool	190
Figura 141 – Piano yz – Braccio fisso	191
Figura 142 – Reazioni vincolari piano yz.....	191
Figura 143 – Scomposizione travi.....	193
Figura 144 – Primo concio piano yz.....	194
Figura 145 – Secondo concio piano yz.....	194
Figura 146 – Terzo concio piano yz.....	195
Figura 147 – Diagramma degli sforzi piano yz.....	196
Figura 148 – Piano xz – braccio fisso.....	197
Figura 149 – Portale iperstatico.....	197
Figura 150 – Piedritto.....	198
Figura 151 – Traversa.....	198
Figura 152 – Primo concio piano xz.....	200
Figura 153 – Secondo concio piano xz.....	200
Figura 154 – Terzo concio piano xz.....	201
Figura 155 – Sforzo normale – piano xz.....	202
Figura 156 – Taglio – piano xz.....	203
Figura 157 – Momento flettente piano xz.....	204
Figura 158 – Modello braccio fisso.....	205
Figura 159 – Analisi FEM Tensione.....	207
Figura 160 – Analisi FEM Spostamento.....	207
Figura 161 – Dimensionamento perni.....	209



Indice delle figure

Figura 162 – Scomposizione travi.....	210
Figura 163 – Primo concio perno.....	213
Figura 164 – Secondo concio perno.....	213
Figura 165 – Momento flettente – Perno back frame – Piano yz.....	214
Figura 166 – Momento flettente – Perno back frame – Piano xz.....	214
Figura 167 – Momento flettente – Perno leg link – Piano yz.....	215
Figura 168 – Momento flettente – Perno leg link – Piano xz.....	215



Abstract

Abstract

Scopo del presente lavoro di tesi è lo studio e la progettazione di un esoscheletro pneumatico attivo per uso industriale.

Nella parte introduttiva si presentano i concetti base riguardanti l'anatomia umana e lo stato dell'arte dei dispositivi presenti in commercio.

Il lavoro si articola in sette sezioni: nel primo capitolo si introduce l'argomento soffermandosi sul principio di funzionamento e sulle ipotesi che hanno contraddistinto l'analisi cinematica e dinamica, implementando il modello multibody e confermando suddette assunzioni. Nella seconda sezione si effettua l'analisi funzionale e la successiva definizione geometrica della struttura, portando alla scelta definitiva dell'attuatore.

Nel capitolo successivo, introdotte le linee guida del progetto desunte da un'analisi approfondita dello stato dell'arte, si descrivono le metodologie di progettazione adottate dimensionando il back frame del dispositivo, con particolare attenzione ai punti critici di connessione tra gli elementi.

Nel quarto capitolo si procede con il dimensionamento del Leg link, confrontando due soluzioni alternative e valutandone i vantaggi e gli svantaggi. Nella quinta sezione, al fine di mettere in luce il lavoro svolto, è stato presentato il prototipo definitivo, ottimizzando la disposizione degli elementi, ridefinendo il dimensionamento del Leg link e l'analisi cinematica dello stesso.

Nel sesto capitolo si presenta il dimensionamento del giunto d'anca, progettando i perni e scegliendo i cuscinetti ottimali al fine di raggiungere le specifiche prefissate.

Nella settima, e ultima, sezione si evidenzia la conclusione del lavoro e si delineano i prossimi sviluppi del progetto.



Introduzione

Introduzione

La seguente parte introduttiva spiega quali sono gli aspetti analizzati antecedente lo studio e la progettazione del prototipo.

Poiché tale lavoro consiste nel dimensionamento di un dispositivo indossabile e dunque a contatto con il corpo umano, si è ritenuto necessario conoscere alcuni aspetti legati all'anatomia umana; In particolare la definizione di piani anatomici di riferimento, l'articolazione dell'anca e la colonna vertebrale.

In seguito, si presenteranno le diverse tipologie di esoscheletri e le loro applicazioni comuni per procedere con un'ampia panoramica riguardante lo stato dell'arte degli esoscheletri in commercio, soffermandosi sulle specifiche richieste e sui problemi riscontrati.

Infine si presenterà il caso studio definendo l'idea di prototipo da realizzare.

Cenni di Anatomia

Piani anatomici e assi anatomici del corpo umano.

Il corpo umano è costituito da segmenti in moto relativo, dunque ogni volta che un corpo si muove è necessario definire uno o più sistemi di riferimento.

Convenzionalmente si definisce una posizione anatomica di riferimento e rispetto ad essa vengono determinati i piani e gli assi anatomici.

Ognuno dei tre piani anatomici divide il corpo umano in due metà:

- *Piano sagittale*: è un piano verticale che divide la metà destra dalla metà sinistra, viene definito come piano di simmetria del corpo.
- *Piano frontale*: è un piano che divide la metà anteriore dalla metà posteriore.
- *Piano trasversale*: è un piano che passa dal baricentro e che divide la metà inferiore e la metà superiore.

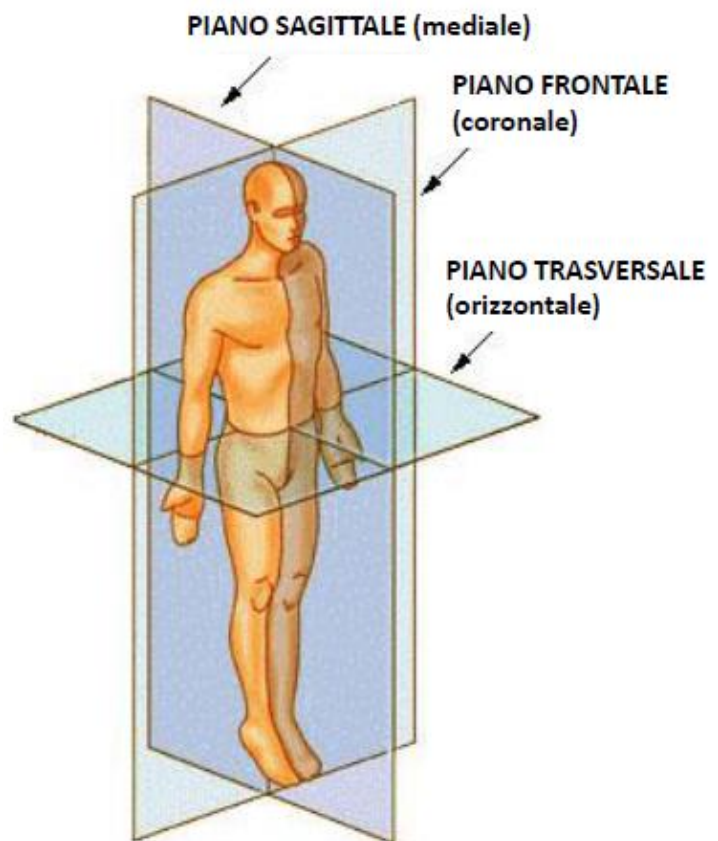


Figura 1-Piani anatomici di riferimento.

Cenni di Anatomia-Piani anatomici e assi anatomici del corpo umano

I tre assi di riferimento sono perpendicolari a ciascuno dei piani anatomici.

- Asse trasversale: asse perpendicolare al piano sagittale.
- Asse longitudinale: asse verticale perpendicolare al piano trasversale.
- Asse antero-posteriore: asse perpendicolare al piano frontale.

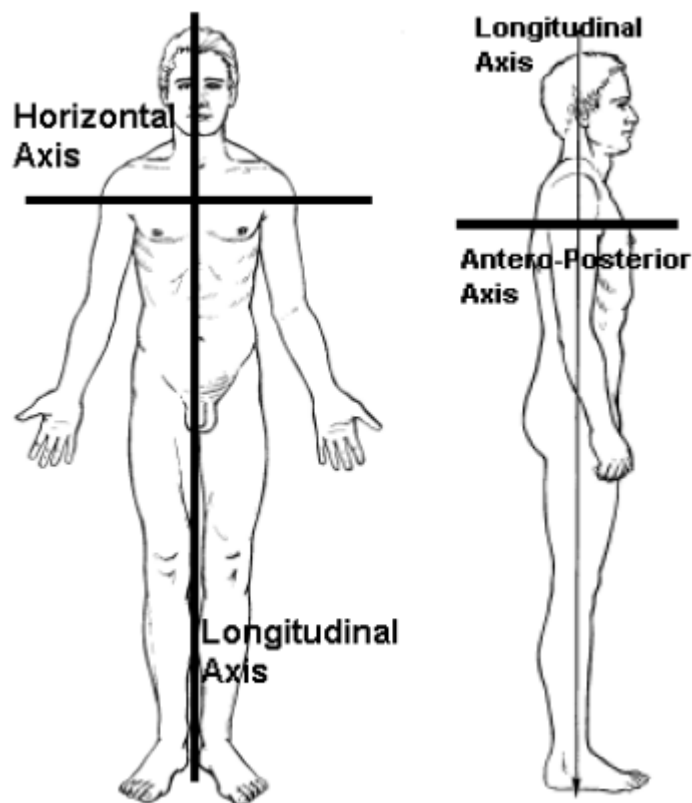


Figura 2-Assi anatomici di riferimento

L'articolazione dell'anca

Una delle articolazioni del corpo umano che consente più movimenti è quella dell'anca, chiamata enartrosi, perché le superfici accoppiate sono superfici sferiche.

L'enartrosi dunque è assimilabile ad un giunto sferico e garantisce il moto di flessione/estensione, adduzione/abduzione e torsione interna ed esterna.

Tale articolazione è una delle più importanti del corpo umano perché sostiene il peso corporeo e le forze di compressione durante il moto delle gambe.

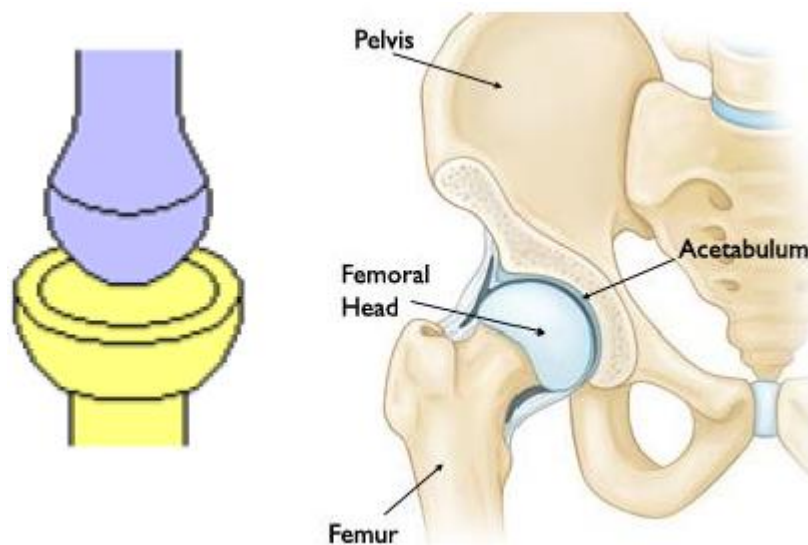


Figura 3-Articolazione dell'anca

Struttura anatomica colonna vertebrale

La colonna vertebrale è la struttura portante del corpo umano.

Essa non ha unicamente la funzione di protezione per il midollo spinale, ma funge anche da sostegno.

Come illustrato in figura si nota che dalla vista anteriore la colonna vertebrale è lineare e simmetrica, invece dalla vista laterale è a forma di S.

La colonna è costituita da 33 vertebre suddivise in quattro regioni:

- Cervicale: le vertebre di tale zona sono 7 vertebre sacrali e vengono denominate da C1 a C7.
- Toracica: le vertebre di tale zona sono 12 vertebre e vengono denominate da T1 a T12, queste vertebre aumentano di dimensione e larghezza.
- Lombare: le vertebre di tale zona sono 5 vertebre e vengono denominate da L1 a L5.
- Sacrale: le vertebre di tale zona sono 7 vertebre sacrali e vengono denominate da S1-S5 e infine ci sono le vertebre coccige.

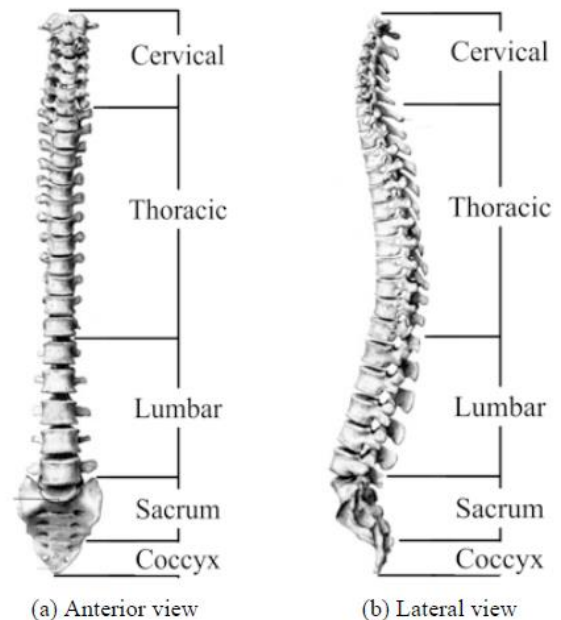


Figura 4-Schema colonna vertebrale

K. Huysamen tramite analisi sperimentali ha rilevato un allungamento della colonna vertebrale, compreso *tra 29.9mm-66,7 mm*, non legato all'angolo di flessione effettuato. [13].

Tale allungamento sarà considerato nelle fasi successive, ottimizzando il dimensionamento per evitare disagi all'operatore durante la giornata lavorativa.

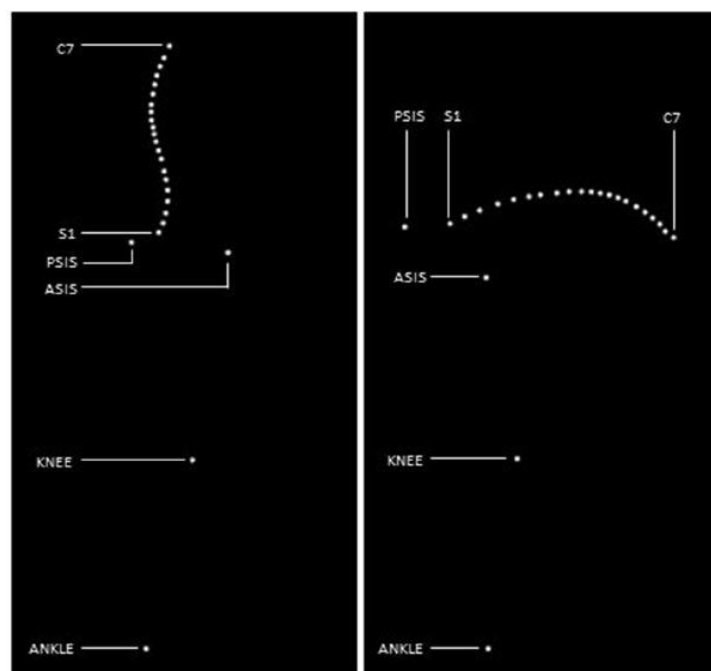


Figura 5. Allungamento della colonna vertebrale durante analisi sperimentali effettuate K. Huysamen et al. [13]



Esoscheletri e Classificazione

Disturbi muscoloscheletrici

Nonostante la tendenza in atto nell'automazione e nella meccanizzazione dell'industria, molti lavoratori sono ancora esposti a carichi di lavoro fisici a causa della movimentazione dei materiali (oltre il 30% della popolazione attiva nell'UE), dei movimenti ripetitivi (63%) e di scomode posture del corpo (46%), come riferiscono i dati Eurofond 2012.

Questi dati, che sono stati relativamente stabili nell'ultimo decennio, contribuiscono al fatto che i disturbi muscoloscheletrici legati al lavoro (DMS) continuano a colpire un numero considerevole di lavoratori.

Questo problema impatta in modo gravoso sui lavoratori, ai quali procurano sofferenza, ai datori di lavoro, perché riducono l'efficienza aziendale e al Paese perché incide sulla spesa sanitaria e assistenziale.

Il 25 % dei lavoratori dell'UE soffre di mal di schiena e il 23% accusa dolori muscolari. [1]

La completa automazione risolverebbe questi problemi, ma questo non è sempre possibile, ad esempio in un contesto di prodotti che variano continuamente, la capacità umana di osservare, decidere ed eseguire azioni adeguate in frazioni di secondo è necessaria.

Così, i lavoratori sono ancora esposti a varie attività produttive quali quelle di montaggio o di movimentazione dei materiali e quindi sono sottoposti a dei rischi.

I disturbi più comuni sono senso di peso, senso di fastidio, intorpidimento, formicolio e rigidità. Quest'ultimi aumentano considerevolmente quando l'uomo compie determinati movimenti.

Esoscheletri e classificazione

Come riferisce M.P.de Looze c'è un crescente movimento nell'industria moderna verso la robotica collaborativa¹, per migliorare l'uso della robotica, mantenendo al tempo stesso la flessibilità degli esseri umani. [12]

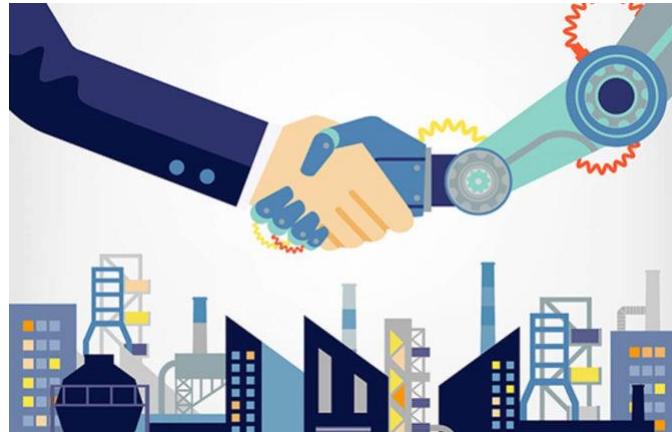


Figura 6-Robotica Collaborativa. Fonte: Pradal

Approfondimento

*1 -- La robotica collaborativa è una filosofia di lavoro all'interno di un determinato ambiente, in cui l'operatore può lavorare affiancato al robot.
Tale macchina è dotata di sensori che rilevano la prossimità umana e sono in grado di reagire garantendo sicurezza rispetto ai classici robot industriali.
Il robot collaborativo non necessita di uno spazio di lavoro recintato e aiuta l'operatore a svolgere le mansioni quotidiane.*

Per la movimentazione manuale una soluzione è l'utilizzo di esoscheletri.

Il vantaggio principale dell'applicazione di un esoscheletro è quello di trarre pieno profitto dalla creatività e dalla flessibilità dell'uomo, in particolare in ambienti dinamici.

Esoscheletri, Classificazione e Applicazioni

Il concetto di esoscheletro può essere identificato come un'estensione dell'esoscheletro biologico, una struttura progettata per assistere i movimenti umani, per aumentare le prestazioni degli esseri umani e per ripristinare normali capacità nei pazienti affetti da disturbi.



Figura 7-Esoscheletro Ekso

Gli esoscheletri possono essere suddivisi in:

- **Attivi**: costituiti da uno o più attuatori che alimentati correttamente riducono lo sforzo muscolare dell'uomo, riproducendo il funzionamento del muscolo umano.
- **Passivi**: costituiti da elementi elastici, tra cui molle, ammortizzatori che durante il movimento umano immagazzinano energia e successivamente la restituiscono per sostenere una postura o per compiere un'operazione.

Possono essere anche classificati come *antropomorfo*, *quasi antropomorfo*, e *non antropomorfo*, a seconda del tipo di allineamento e dei gradi di libertà concessi all'uomo.



Esoscheletri e classificazione

Una struttura antropomorfa è progettata per allinearsi perfettamente e meccanicamente con il corpo umano, consentendo tutti i gradi di libertà all'uomo.

Un sistema quasi-antropomorfo è progettato per consentire movimenti simili, anche se gli assi di rotazione dei giunti non sono perfettamente allineati con quelli umani.

Una struttura non antropomorfa è progettata per avere un compito definito e permette di ridurre l'impatto dei carichi esterni sull'uomo.

Infine si possono suddividere anche in base alla parte del corpo da supportare: *arti inferiori, superiori, inferiori e superiori o a giunto singolo*.

Applicazioni

Il principale campo di applicazione degli esoscheletri è quello per scopi medici/riabilitativi in cui i dispositivi sono destinati a fini terapeutici/riabilitativi per sostenere le persone fisicamente deboli, ferite o disabili.

Un piccolo numero di esoscheletri è stato progettato anche per applicazioni militari, per permettere il sollevamento e il trasporto di carichi pesanti.

Lo sviluppo di esoscheletri progettati per assistere l'uomo adatti ad applicazioni industriali è in ritardo. [12]

Dalla recensione effettuata nel 2015 da M.P.de Looze è emerso che la maggior parte degli articoli pubblicati sugli esoscheletri per applicazioni industriali è datata dal 2010 in poi, ciò sta a significare l'attuale elevato interesse. [12]

Al fine di avere una panoramica complessiva per ciò che concerne lo stato dell'arte degli esoscheletri, nella sezione successiva ne elencheremo ed esamineremo alcuni.

La maggior parte degli esoscheletri e dei dispositivi esaminati sono in fase sperimentale e non pronti per essere utilizzati nella pratica.

Stato dell'arte

Pneumatically actuated exoskeleton for gait rehabilitation

Il primo esoscheletro descritto è una struttura attiva utilizzata in ambito medico per la deambulazione.

Il sistema pensato da N. Koceska, [8], presenta 10 gradi di libertà in modo da garantire al paziente tutti i movimenti necessari per recuperare l'andatura corretta.

Come mostra la figura, per poter controllare i movimenti delle articolazioni dell'anca e del ginocchio sono presenti quattro attuatori pneumatici con stelo a doppio effetto, a cui vengono collegate due valvole proporzionali.

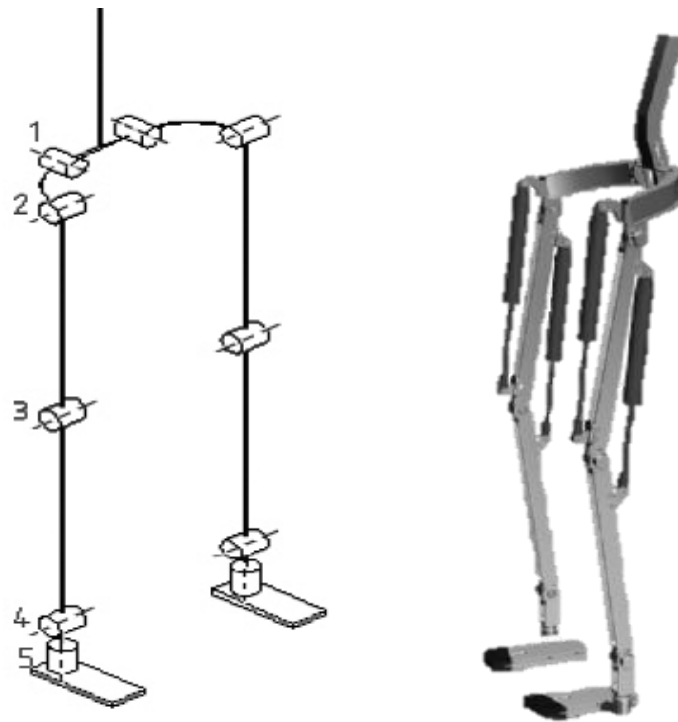


Figura 8-Esoscheletro per deambulazione [8]



Stato dell'arte

Le dimensioni degli attuatori sono di $\varnothing = 32 \text{ mm}$ in grado di fornire una forza di circa 700 N con una pressione di alimentazione 9 bar .

Dopo analisi FEM la struttura esoscheletrica è stata realizzata in alluminio 6082 T6 ($\sigma_y = 200 \text{ MPa}$) in modo da garantire la sicurezza del paziente.

Per poter guidare le gambe del paziente in modo corretto è stato sviluppato un controllo fuzzy con un compensatore di forza aggiuntivo considerando un modello di andatura di riferimento.

Inoltre, vengono utilizzati dei potenziometri rotazionali al fine di conoscere gli angoli di rotazione dell'anca e del ginocchio.

Dalle prove sperimentali si è ottenuto che durante la deambulazione i cilindri commettevano un errore di posizionamento massimo di $5/6 \text{ mm}$, tollerabile per gli scopi desiderati.

Muscle Suits

Il dispositivo sviluppato da Y. Muramatsu, [4], aiuta l'uomo a sollevare carichi tramite i muscoli artificiali McKibben².

La struttura attiva, rappresentata in figura è costituita da quattro attuatori, due pulegge e due para-coscia con la funzione di reazione contro il sollevamento della parte superiore del corpo.

Il funzionamento è basato sulla generazione di un momento attorno all'anca fornito dall'attuatore che permette all'uomo di sollevare il carico senza sforzo.

Da opportune ipotesi effettuate da Y. Muramatsu, la coppia massima fornibile dal sistema, è pari a:

$$C = F_{McKibben} * n^{\circ} * r_{puleggia} = 1500 * 4 * 0.02 = 120 Nm$$

Dunque, raggiungendo un ottimo risultato per ciò che riguarda la riduzione del carico di oltre il 40 %.

Dopo alcune prove sperimentali sono stati riscontrati dei problemi dovuti al disagio e al fastidio nell'interazione uomo-macchina, successivamente risolti.

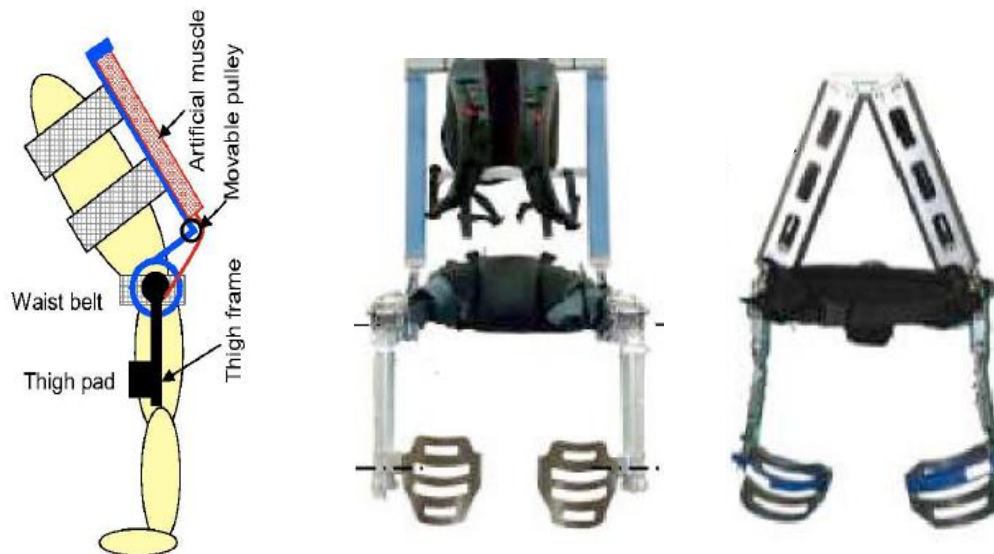


Figura 9-Muscle Suits [4]

Stato dell'arte

T. Ito per ciò che riguarda il settore medico, [7], progettò il dispositivo per aiutare i medici adibiti al trasporto di persone anziane.

Il suo studio portò alla progettazione dell'articolazione dell'anca in due parti distinte per consentire i movimenti naturali durante il suo utilizzo.

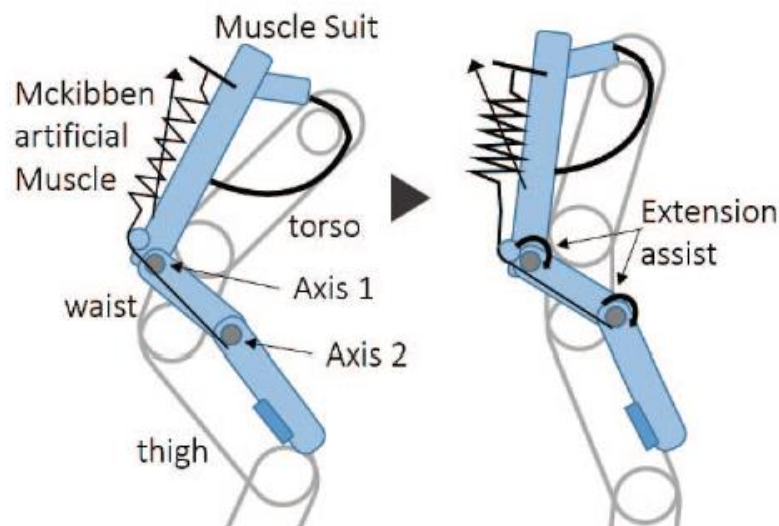


Figura 10-Muscle Suits [7]

L'alimentazione in questo caso avveniva tramite interruttori tattili o di espirazione essendo le mani non disponibili durante il trasferimento.

Tuttavia, sono stati riscontrati problemi per quanto riguarda il controllo del movimento.

Approfondimento

2. Il muscolo di McKibben è costituito da una camera deformabile di forma cilindrica, una maglia esterna che costituisce il vincolo alla camera quando questa è pressurizzata, e due testate che permettono il collegamento a vincoli, carichi esterni e l'alimentazione con il fluido in pressione.

Il principio di funzionamento del muscolo di McKibben si basa sull'inestensibilità di fibre (1) avvolte ad elica intorno alla camera gonfiabile interna (2) ed ancorate alle testate di estremità (3) che permette l'ancoraggio e l'alimentazione dell'attuatore.

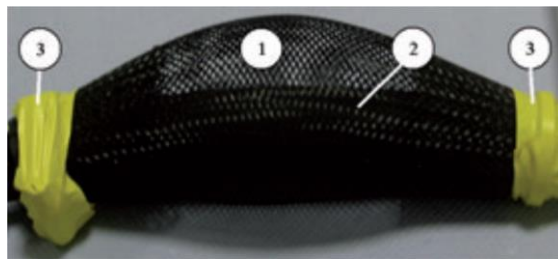


Figura 11-Muscolo pneumatico McKibben [14]

In presenza di una pressurizzazione della camera interna si ha un'espansione della camera stessa che viene a contatto con le fibre inestensibili avvolte intorno ad essa. Queste ultime, ancorate alle testate di estremità, avvicinano le testate quando la camera, sotto l'azione del fluido in pressione, assume un ingombro radiale maggiore. In questo modo si realizza una contrazione del muscolo.

Tipiche pressioni di esercizio vanno da 1-5 bar

Il McKibben, ha alcuni importanti inconvenienti, soprattutto per quanto riguarda il suo controllo, ma anche per quanto riguarda la durata di vita: la membrana flessibile è collegata a raccordi terminali rigidi che introducono sollecitazioni e quindi un possibile collasso della membrana.

Un altro inconveniente potrebbe essere il rigonfiamento del muscolo, infatti più alta è la pressione, più alta è l'energia che può essere trasferita, e potrebbe verificarsi lo scoppio. [14]

Laevo

L'esoscheletro Laevo è un dispositivo passivo che riduce l'attività muscolare nella parte inferiore della schiena [9].

Tale dispositivo è costituito da tre tipologie di imbottiture: due pettorali, uno posteriore e due per le gambe.

Il funzionamento si basa sul trasferimento delle forze dalla parte bassa della schiena alle imbottiture del torace e delle gambe.

Dagli studi effettuati di T. Bosch è stata rilevata una minore attività muscolare e un minore disagio nella regione lombare quando veniva indossato l'esoscheletro. [9]

In seguito a tale diminuzione, il tempo di resistenza dell'operatore è stato triplicato.

Inoltre, sono state riscontrate alcune problematiche dovute all'interfaccia tra la struttura e l'uomo, in particolare alle ginocchia, imposte dalla struttura in maniera troppo estesa.

Lo studio effettuato conclude con una preoccupazione legata al design e alla progettazione degli esoscheletri con una possibile limitazione nell'applicazione di essi nel campo industriale riguardante il disagio da parte dei lavoratori nell'indossare tale dispositivo. [9]



Figura 12-Esoscheletro Laevo [9]

PLAD

Il principio del PLAD comprende elementi elastici che sono situati in parallelo all'erettore spinale, in modo da consentire una condivisione del carico tra la colonna vertebrale, spalle, bacino ed estremità inferiore.

Quando il PLAD viene indossato, durante la flessione, l'energia viene immagazzinata all'interno degli elementi elastici. Nella fase successiva di estensione, questa energia immagazzinata viene rilasciata.

Come risultato si ottiene una riduzione dello sforzo muscolare nelle operazioni di carico e scarico di oggetti pesanti.

Il PLAD, [6], è costituito da sei elementi elastici ancorati alle spalle e alle ginocchia e da un distanziatore pelvico.

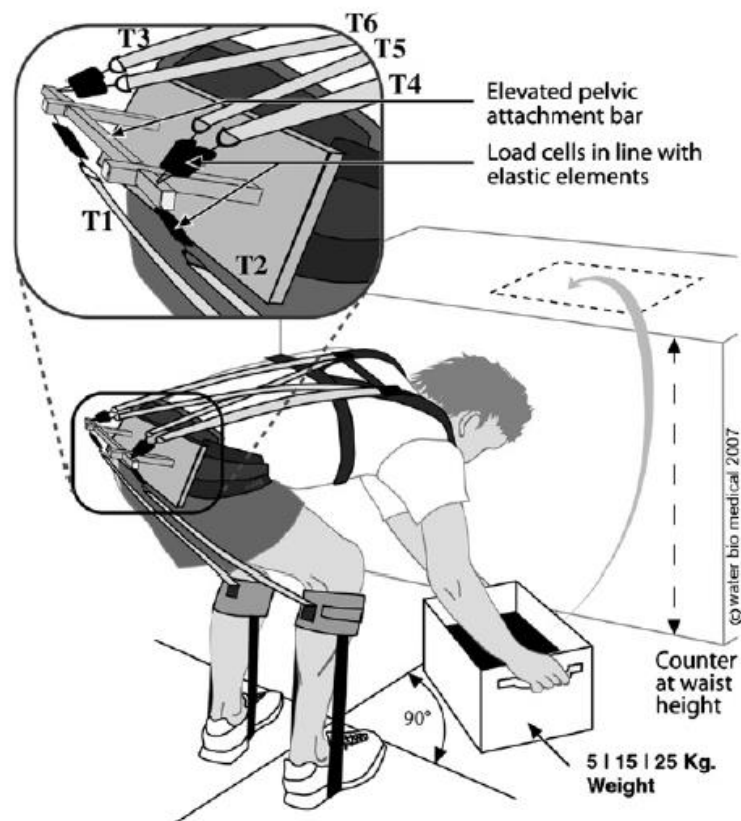


Figura 13-Esoscheletro PLAD [6]

Stato dell'arte

Il materiale utilizzato per gli elementi elastici superiori è Theraband TM (Akron, OH, USA) con un coefficiente elastico $k = 1610 \text{ N/m}$.

Per poter misurare la forza di allungamento sono stati montati degli estensimetri.

Come dimostrato da Abdoli-E in [6], il PLAD nella fase di flessione ed estensione ha ridotto i momenti L4/L5 dal 14 al 20 % e ha ridotto lo sforzo dell'ereettore spinale tra il 14.4 % e il 27.6 % quando vengono sollevati carichi simmetrici di 5, 15, 25 kg.

Sono stati riscontrati diverse problematiche relative al disagio alle spalle e alle ginocchia dovuti allo sfregamento della struttura sulle spalle e sul ginocchio.



Figura 14-Analisi Sperimentali PLAD [6]

HAL e HAL con sistema passivo

H. Hara e Y. Sankai, nel 2010, propongono un metodo per ridurre il carico lombare causato dalla flessione del tronco e al movimento dinamico durante il sollevamento di un carico pesante.

Come enunciato da H. Hara e Y. Sankai, [2], HAL è costituito dalla struttura principale, dal controllo e dall'alimentazione.

La soluzione adottata consentiva all'operatore un grado di libertà sul piano sagittale e tramite potenziometri multigiro venivano registrati gli angoli relativi del movimento di flessione dell'anca.

Il principio di funzionamento è basato sulla trasmissione della coppia attraverso la struttura. Tramite sensori BES, rilevano il segnale che il cervello manda al muscolo e quindi sono in grado di assistere l'uomo nel modo e nel momento corretto.

Successivamente, nel 2012, [11], H. Hara e Y. Sankai realizzarono HAL con un sistema passivo e ottenendo risultati migliori riguardanti lo stress lombare tramite l'utilizzo di un software 3D.

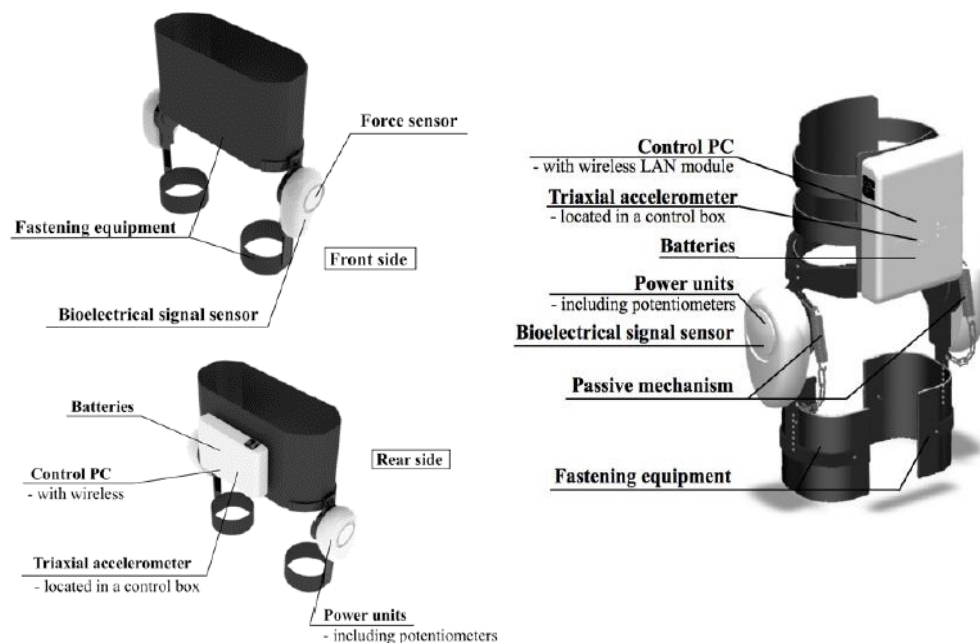


Figura 15-HAL e HAL con sistema passivo



Specifiche e problemi riscontrati

Diverse riviste di letteratura scientifica, Yang et al. (2008), Gopura e Kiguchi (2009), Lee et al. (2012) Viteckova, Kutilek, e Jirina (2013), si sono rivolte agli aspetti tecnici degli esoscheletri, ma pochi, se non addirittura nessuno, affronta l'effetto sulla persona umana.

Viteckova, Kutilek, e Jirina (2013) concludono dalla loro revisione tecnica che, nonostante i notevoli progressi nel campo della robotica collaborativa, c'è ancora la necessità di sviluppare ulteriormente esoscheletri leggeri compatibili con gli operatori, in modo da risolvere le problematiche.

Una delle problematiche relative al campo degli esoscheletri è il peso che l'operatore deve sostenere durante la giornata lavorativa con il dispositivo indossato.

Ovviamente i dispositivi attivi saranno più pesanti dato che presenteranno degli attuatori e quindi questa problematica è tutt'oggi una sfida stimolante.

Un'altra specifica è la sensazione di compiere certi movimenti da parte dell'uomo, quindi il dispositivo dovrebbe essere dimensionato in modo da concedere il maggior numero di gradi di libertà alla struttura.

Infine, un'altra problematica è che ad oggi non esistono le norme internazionali di sicurezza per l'applicazione industriale degli esoscheletri e questo è un ostacolo significativo per la loro realizzazione e diffusione.

Sulla base di tali specifiche e sui problemi riscontrati nelle diverse soluzioni finora realizzate è iniziato il nostro studio.



Il caso studio

Il caso studio

L'idea iniziale è quella di progettare un dispositivo indossabile che permette di assistere l'utente nelle attività di lavoro e che gli conceda il maggior numero di gradi di libertà.

L'esoscheletro sarà di tipo attivo, simile al Muscle Suits, [4], piuttosto che a Laevo, [9], costituito da un attuatore pneumatico e da un sistema di rinvio composto da funi e pulegge.

L'obiettivo è quello di generare una coppia di assistenza intorno all'anca e scaricare la coppia di reazione sulle cosce attraverso un adeguato para-coscia.

Si è preferito ottenere tale coppia tramite un meccanismo che tende a sostenere l'operatore da dietro piuttosto che a spingere da davanti poiché il sistema nel complesso è posizionato dietro la schiena dell'operatore

La coppia di assistenza generata è pari al 30% della coppia complessiva che affatica i muscoli durante una flessione del tronco senza esoscheletro.

Tale percentuale consente all'utente di far lavorare i muscoli nel modo corretto senza incorrere in danni.

Nel corso del progetto si terrà particolare attenzione al peso complessivo della struttura poiché l'operatore dovrà indossare il prototipo per l'intera giornata lavorativa.



Capitolo Primo

Analisi Cinematica e Dinamica

Nel primo capitolo si spiegano le fasi che hanno portato allo studio della cinematica e della dinamica del sistema. Si descrive il principio di funzionamento del dispositivo e le ipotesi effettuate per la definizione delle grandezze geometriche fondamentali.

L'analisi cinematica e dinamica è incentrata sulla valutazione delle componenti principali che caratterizzano il sistema e sulla definizione di una legge del moto adeguata al movimento di flessione/estensione del tronco.

Le ipotesi e i risultati ottenuti saranno validati tramite prove sperimentali e simulazioni tramite il software Simscape Multibody®.

1.1. Principio di funzionamento

L'idea di base consiste nella generazione di una coppia di assistenza in modo da ridurre lo sforzo dell'operatore durante il movimento di flessione/estensione del tronco.

Dopo una serie di ricerche effettuate per ciò che concerne l'anatomia umana, i muscoli che permettono di compiere tale piegamento sono i sacrospinali e i muscoli addominali.

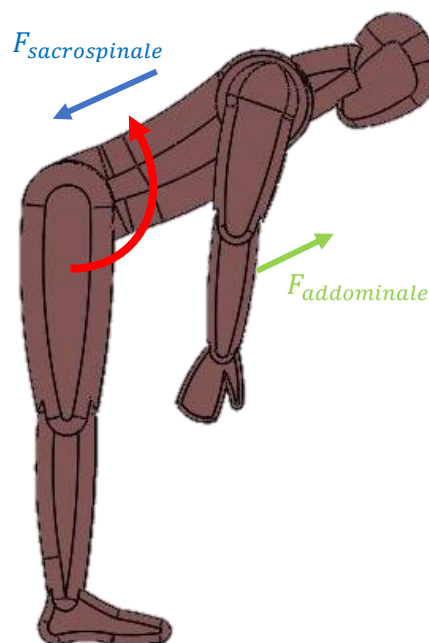


Figura 16-Modello CAD operatore

Si intuisce che per poter assistere il lavoratore è necessario che si generi una coppia di assistenza intorno all'anca.

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

La soluzione iniziale prevede 2 attuatori posti su una struttura rigida, una fune metallica che collega il para-coscia e lo stelo dell'attuatore e due pulegge che permettono di mantenere in tensione la fune.

L'immagine evidenzia il comportamento del dispositivo durante il piegamento in avanti.

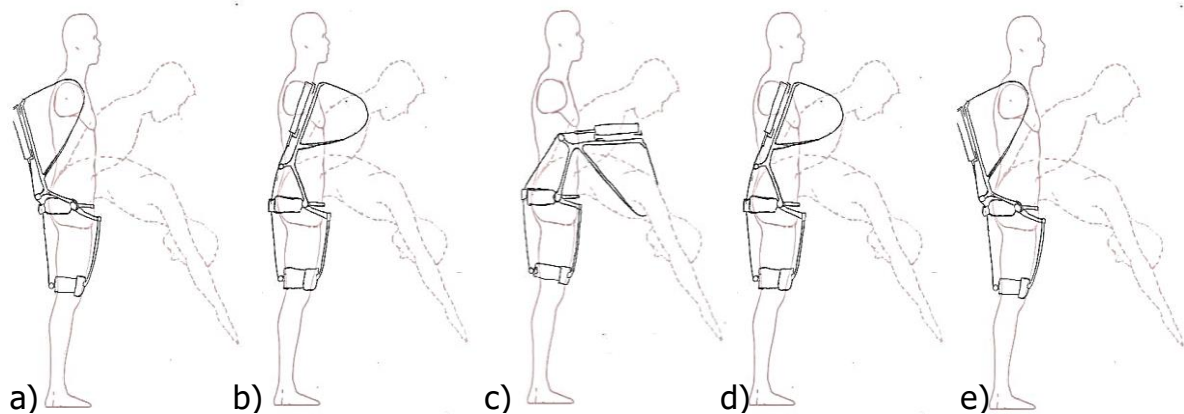


Figura 17-Evoluzione utente-esoscheletro durante il moto di flessione/estensione del tronco

Il funzionamento è basato sull'interazione e la controreazione della fune metallica collegata tra il para-coscia e lo stelo dell'attuatore.

Durante il piegamento, la fune metallica viene messa in tensione e lo stelo dell'attuatore fuoriesce.

Alimentando gradualmente la camera anteriore dell'attuatore, si mette in tensione la fune, che tramite la geometria ad L della struttura rigida (evidenziata in giallo) permette di generare una coppia di assistenza intorno all'anca.

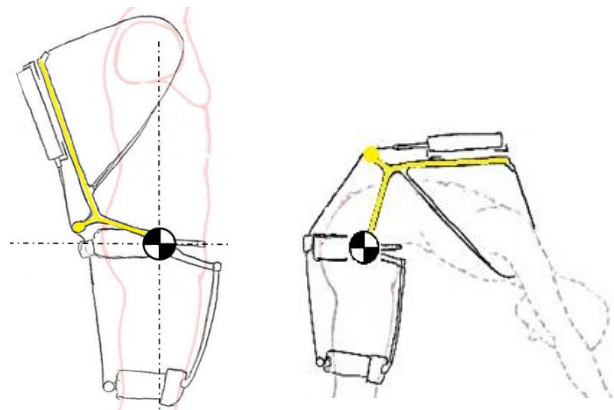


Figura 18-Ingrandimento esoscheletro



Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Ipotesi semplificative

Conoscendo le numerose variabili presenti nel corpo umano durante il moto di flessione, si è deciso di semplificare l'analisi effettuando la seguente ipotesi di lavoro:

- Moto di flesso/estensione del tronco solo nel *piano sagittale* mantenendo le gambe tese.

Successivamente verrà abbandonata tale ipotesi per poter rendere il lavoro più realistico possibile.

Il problema iniziale è stato quello di capire quale legge del moto fosse più assimilabile ad un piegamento svolto nella giornata lavorativa da parte di un utente in modo da poter avere una base di partenza per lo studio cinematico e dinamico.

Si è ipotizzata la legge cicloidale, costituita da due fasi: una di discesa e una di risalita.

Si è considerato che l'operatore potesse compiere 60° di piegamento in 1 secondo per ognuna delle fasi.

Queste ipotesi sono state validate tramite analisi sperimentali in laboratorio riproducendo la flessione del tronco in diverse condizioni, riprendendo tale moto tramite una videocamera che ci ha permesso di compiere elaborazioni successive.

1.2. Analisi sperimentale del moto di flessione-estensione del tronco

L'analisi sperimentale è stata affrontata effettuando 4 piegamenti di flessione del tronco per ogni condizione di lavoro:

- Flessione del tronco normale
- Flessione del tronco con ginocchia tese
- Flessione del tronco a step
- Flessione del tronco con schiena eretta.

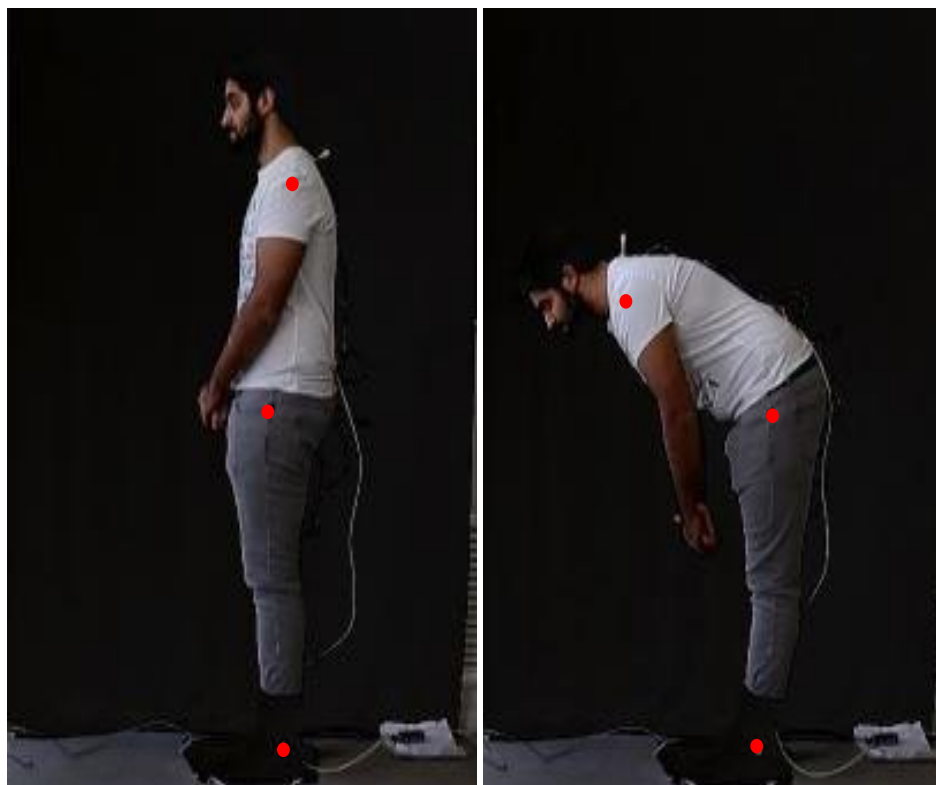


Figura 19-Analisi sperimentale moto flessione/estensione

Tali prove sono state eseguite posizionando sul centro dell'anca, sulla spalla e sulla caviglia dei marker in modo tale da rendere elaborabile il video tramite un software specifico per poter ricavare le traiettorie di tali punti.

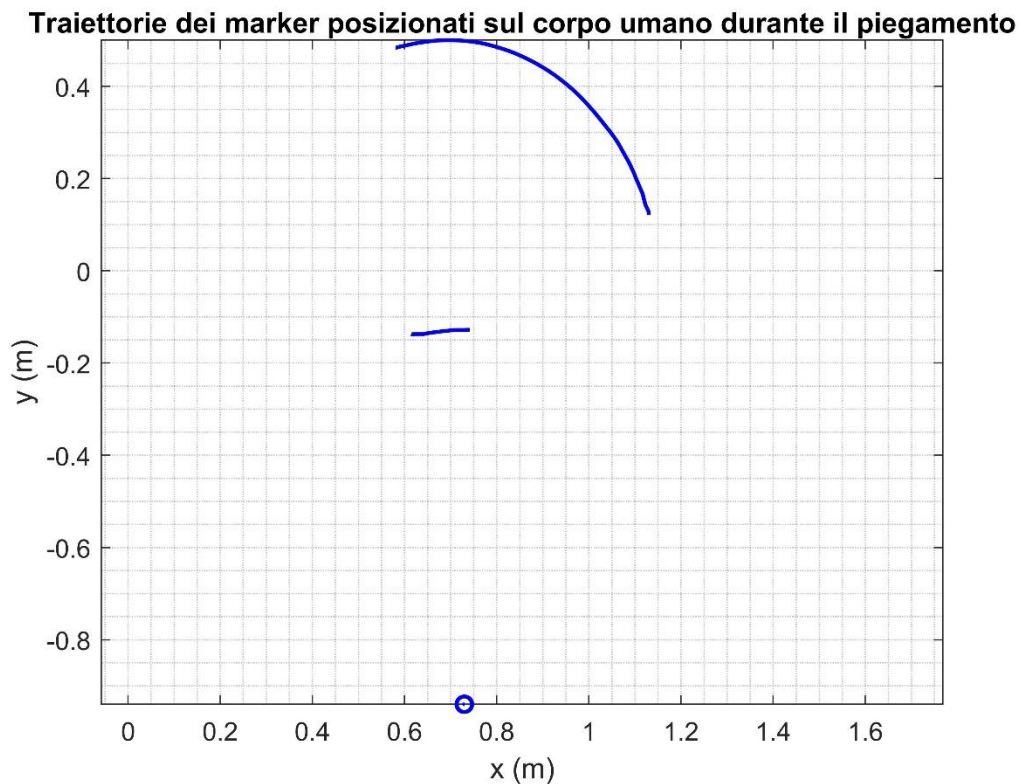


Figura 20-Traiettorie dei marker posizionati sul corpo durante la flessione

Come illustra il grafico, la traiettoria dei tre marker è stata implementata su MATLAB e sono stati ricavati gli spostamenti dei punti dell'utente durante il piegamento e la risalita.

Con accelerometri posizionati sulla schiena è stato possibile ricavare l'andamento dell'accelerazione angolare, della velocità e spostamento angolare del tronco in funzione del tempo.

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Nonostante siano state compiute diverse simulazioni di flessione in svariate condizioni di lavoro, i risultati ottenuti confermano l'ipotesi iniziale.

Come si nota dal grafico sotto riportato, l'andamento teorico e quello sperimentale sono sostanzialmente identici per tutte le condizioni di lavoro.

Ovviamente, il tempo impiegato nelle diverse prove effettuate in laboratorio è variabile, ma il confronto tra cicloidale teorica e cicloidale sperimentale è sempre valido.

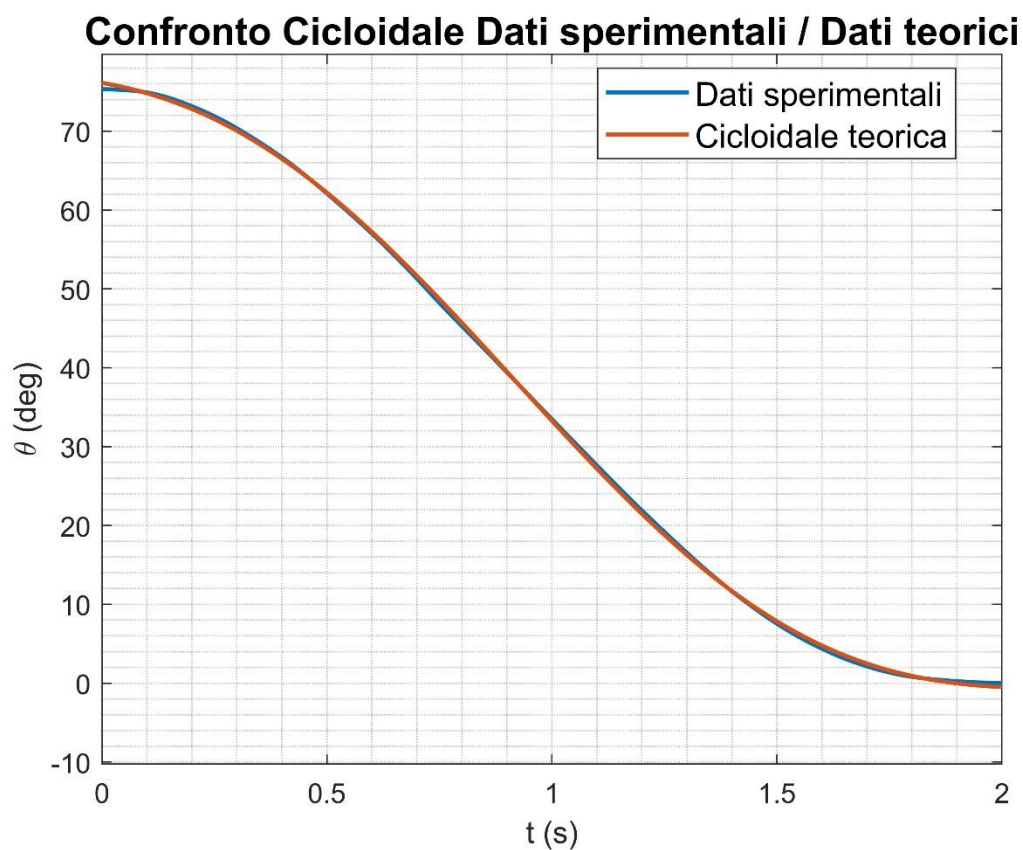


Figura 21-Confronto Cicloidale sperimentale e teorica

1.3. Analisi geometrica preliminare

La progettazione e la definizione geometrica dei componenti che costituiscono il prototipo è stata modificata svariate volte durante lo svolgimento del progetto.

In questa fase è stata esaminata la parte superiore del dispositivo, costituita dalla struttura rigida che ospiterà l'attuatore.

Come viene riportato in figura, il prototipo iniziale è costituito da un braccio fisso e uno mobile, con l'idea che quest'ultimo possa seguire l'operatore durante il moto di flessione.

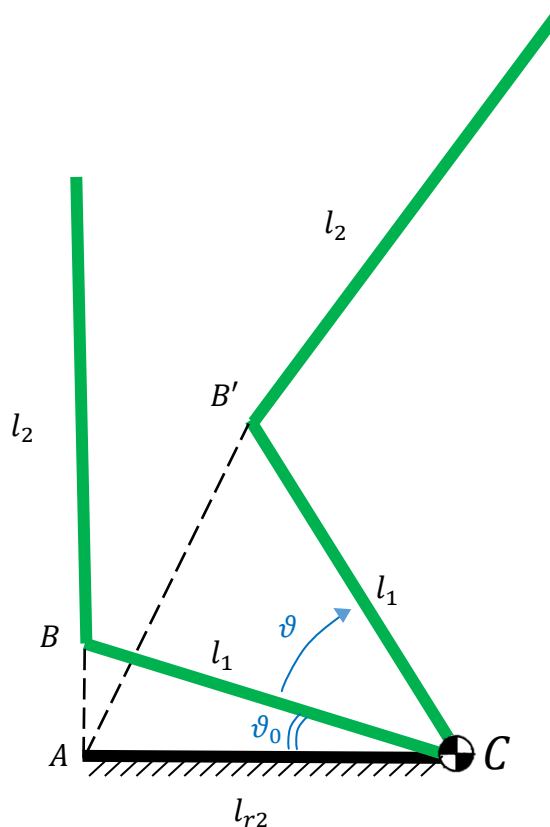


Figura 22-Prototipo iniziale

Per poter avere una base di partenza per ciò che concerne la geometria dei link che costituiscono l'esoscheletro, si è deciso di parametrizzare tali lunghezze in funzione dell'altezza e del peso dell'uomo basandosi sui dati antropometrici. [15]

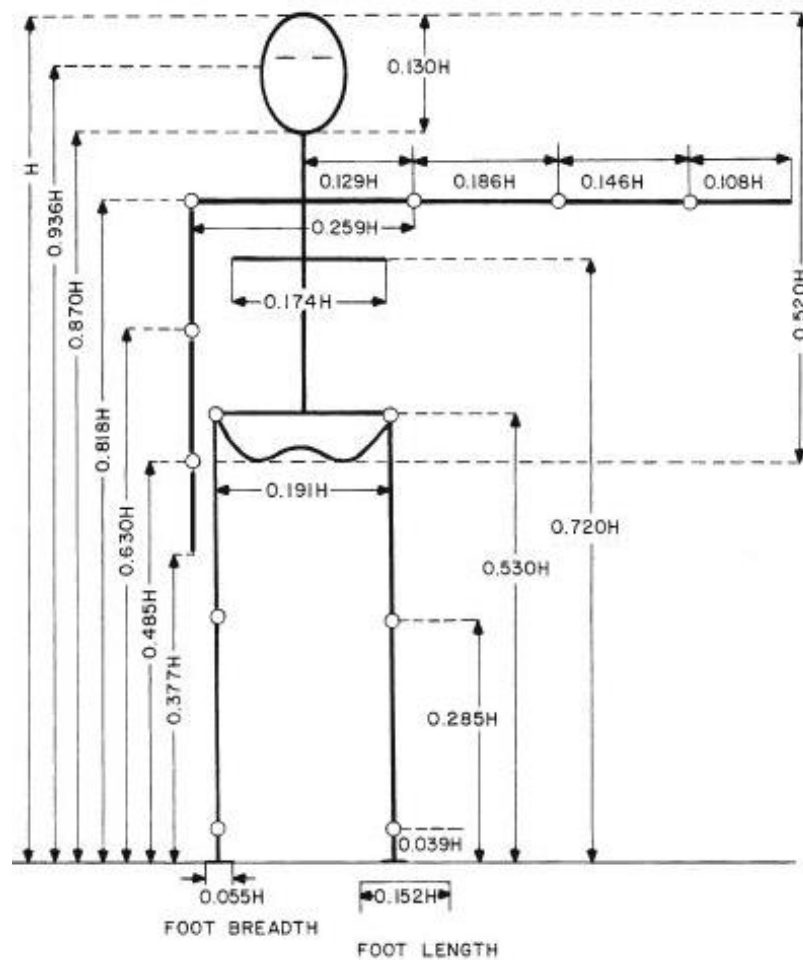


Figura 23-Dati antropometrici [15]



Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Si è imposta l'altezza dell'uomo rifacendosi ai dati antropometrici relativi al 95 percentile (significa che il 95 % del campione è al di sotto di tale valore).

Dunque, il modello di uomo scelto per determinare le lunghezze ha un'altezza pari a:

$$h = 1.85 \text{ m}$$

e una massa pari a:

$$m = 95 \text{ kg}$$

ricavando così le lunghezze minime dei link dell'esoscheletro, al di sotto delle quali si verifica il contatto con l'uomo.

1.4. Analisi Cinematica

È stata eseguita l'analisi cinematica preliminare, considerando la legge del moto cicloidale riportata nel grafico sottostante.

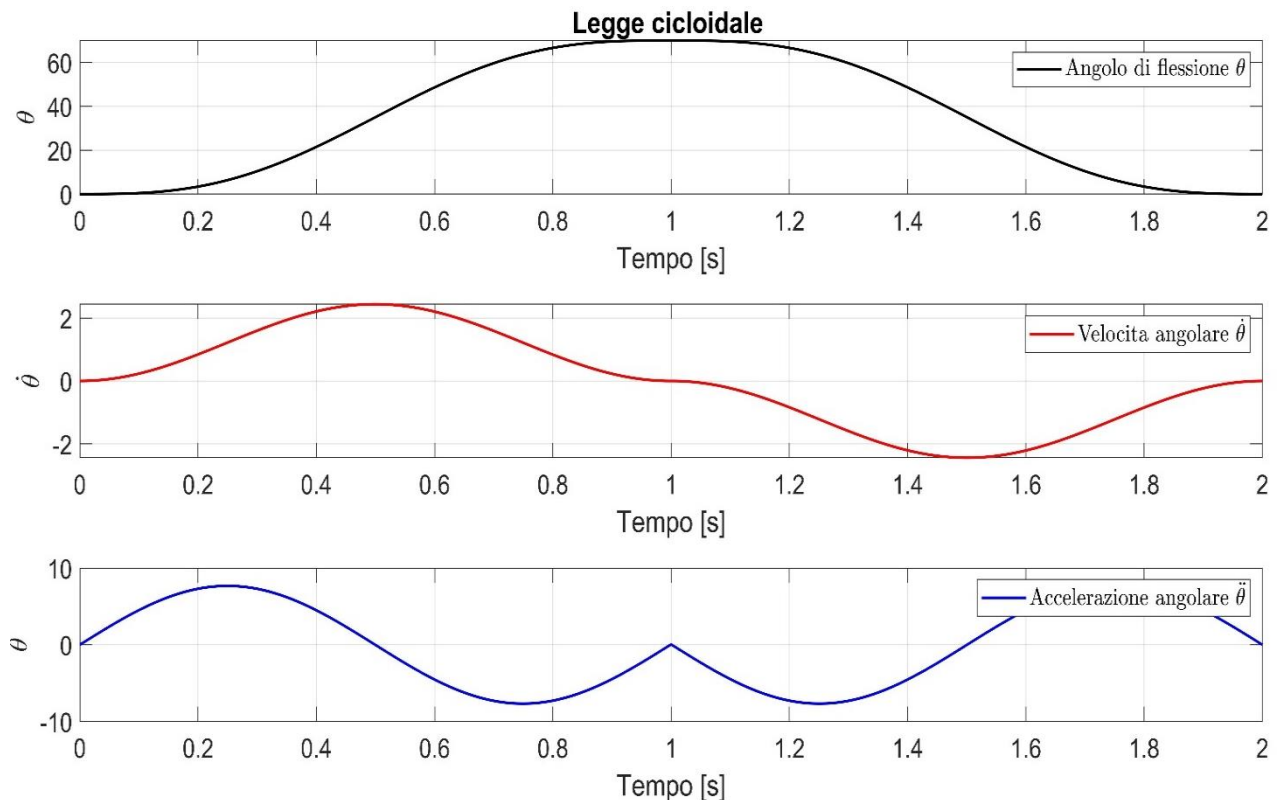


Figura 24-Legge cicloidale ipotizzata

L'andamento delle grandezze cinematiche riportate nel grafico è effettivamente veritiero.

Considerando che l'operatore parta da fermo e inizi il piegamento, si ha un incremento di accelerazione e velocità per raggiungere la posizione desiderata.

Prima che l'operatore termini il piegamento decelera e quindi la velocità subisce un decremento così come l'accelerazione, per arrivare in una condizione stabile in 1 secondo.

Andamento ribaltato sull'asse delle ascisse per quanto riguarda la fase di risalita.

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

L'elemento rigido dell'esoscheletro sarà costituito da un braccio di lunghezza l_1 che forma un angolo ϑ_0 con l'orizzontale, e un braccio di lunghezza l_2 che forma un angolo pari a β rispetto alla direzione di l_1 . La struttura è connessa con l'uomo in due punti, gli spallacci e il giunto d'anca.

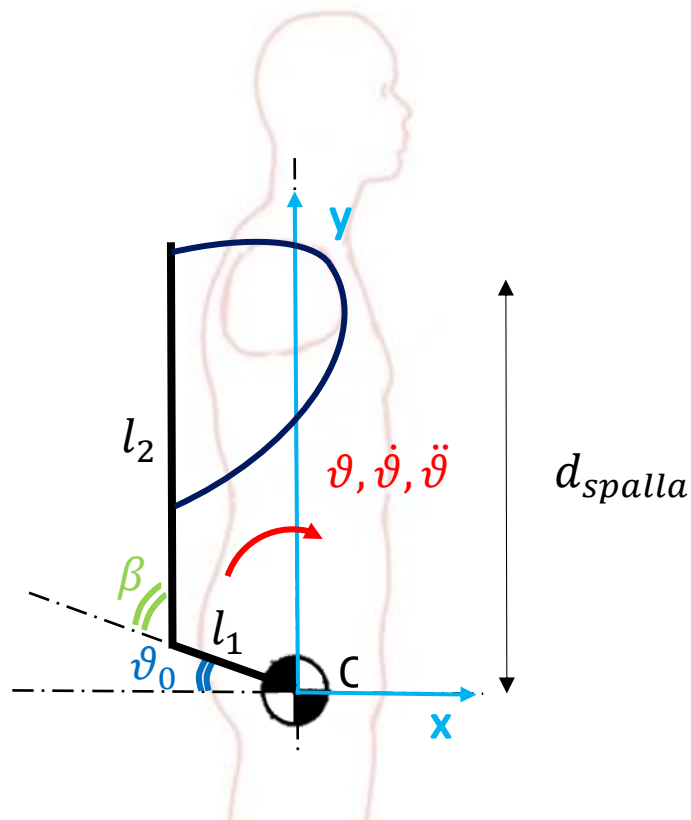


Figura 25-Struttura prototipo iniziale

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Nota la legge del moto imposta dall'uomo al dispositivo, si può determinare l'andamento dell'accelerazione tangenziale in prossimità della spalla, riportata qui di seguito.

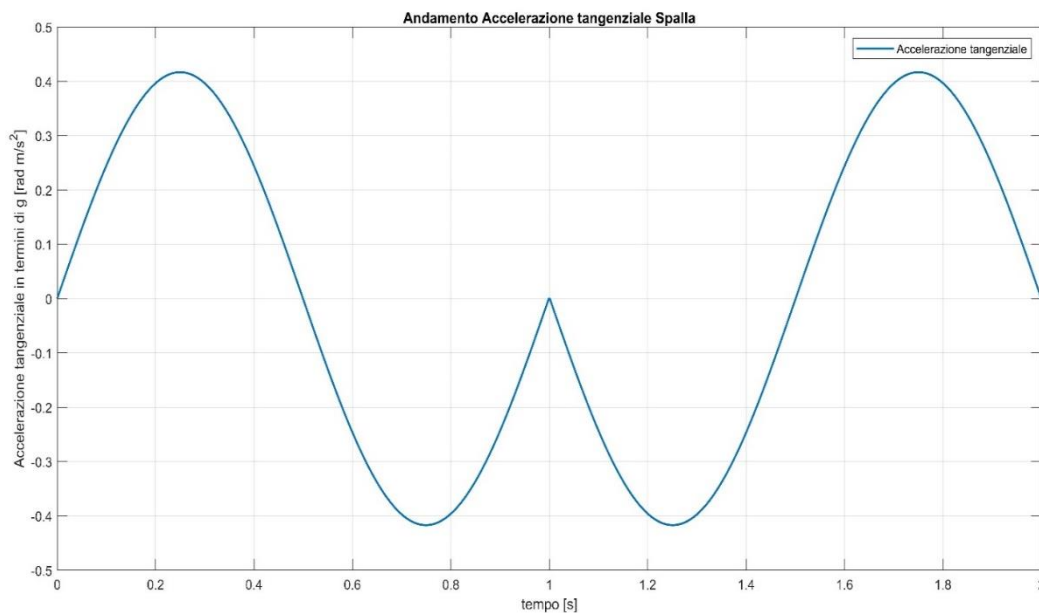


Figura 26-Andamento accelerazione tangenziale spalla

Il valore massimo in termini di g che percepisce l'uomo è pari a:

$$a_{Tmax} = \frac{\ddot{\theta}_{max} d_{spalla}}{g} = 0.41 g$$

in cui d_{spalla} è la distanza dal centro dell'anca agli spallacci pari a:

$$d_{spalla} = (0.818 - 0.530) * h = (0.818 - 0.530) * 1.85 = 0.3413 m$$

Valore accettabile, considerando che dopo alcune ricerche effettuate, il limite di accelerazione sopportabile per una persona comune è pari a $3g$.

1.5. Analisi dinamica

Lo studio della dinamica del sistema è stato affrontato analizzando il diagramma di corpo libero uomo-esoscheletro e successivamente si sono esaminati i diagrammi di corpo libero dei vari componenti.

Sistema Uomo-Esoscheletro

Il sistema complessivo è stato studiato considerando le azioni che si presentano durante il movimento di flessione del tronco.

Come evidenzia la figura, l'equazione dinamica che governa il sistema è uguale a:

$$C_{CORPO} - (I_{uomo,z} + I_{struttura,z}) \ddot{\vartheta} = C_{MUSC} + C_{EXO}$$

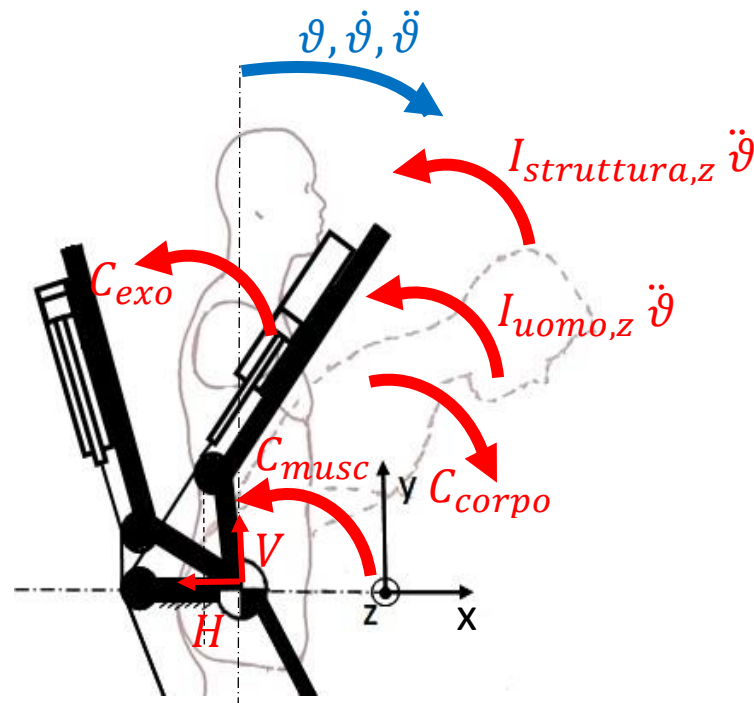


Figura 27-Diagramma di corpo libero esoscheletro



Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Il lavoro è proseguito definendo i contributi dinamici per poter determinare la coppia di assistenza che deve fornire l'esoscheletro.

Ipotizzando che l'esoscheletro non sia acceso, l'equazione diventa:

$$C_{CORPO} - (I_{uomo,z} + I_{struttura,z}) \ddot{\vartheta} = C_{MUSC}$$

e dunque, una volta definiti i diversi contributi si ottiene la coppia che affatica i muscoli durante il moto considerato.

Coppia del corpo

La coppia esercitata dal peso del corpo è il momento che i segmenti corporei esercitano durante il piegamento ed è fortemente legata all'angolo di flessione compiuto.

E' stata ipotizzata la condizione di lavoro più gravosa per ciò che concerne il movimento di flessione, considerando che l'uomo avesse le braccia distese a 45°.

Riferendosi ai dati antropometrici, [15], si sono determinate le masse e le posizioni del baricentro di ogni segmento corporeo, definendo così la coppia pari a:

$$C_{Corpo} = m_{TR}g d_{TR} \sin \vartheta + m_{T+C}g d_{T+C} \sin \vartheta + 2m_{AS}g (d_{AS} \cos 45 + d_{spalla} \sin \vartheta)$$

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

con:

m_{TR} : massa del tronco

m_{T+C} : massa della testa e collo

m_{AS} : massa arto superiore

d_{TR} : distanza tra il baricentro del tronco e il centro dell'anca.

d_{TC} : distanza tra il baricentro del collo + tronco e il centro dell'anca.

d_{AS} : distanza tra il baricentro e l'estremità iniziale dell'arto superiore.

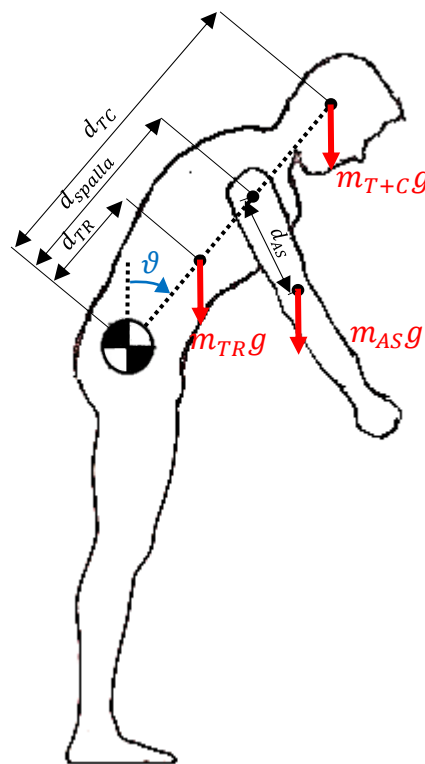


Figura 28-Valutazione coppia corpo

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Nota la legge del moto e quindi la variazione angolare del movimento è stato possibile tracciare l'andamento della coppia del corpo riportato in figura.

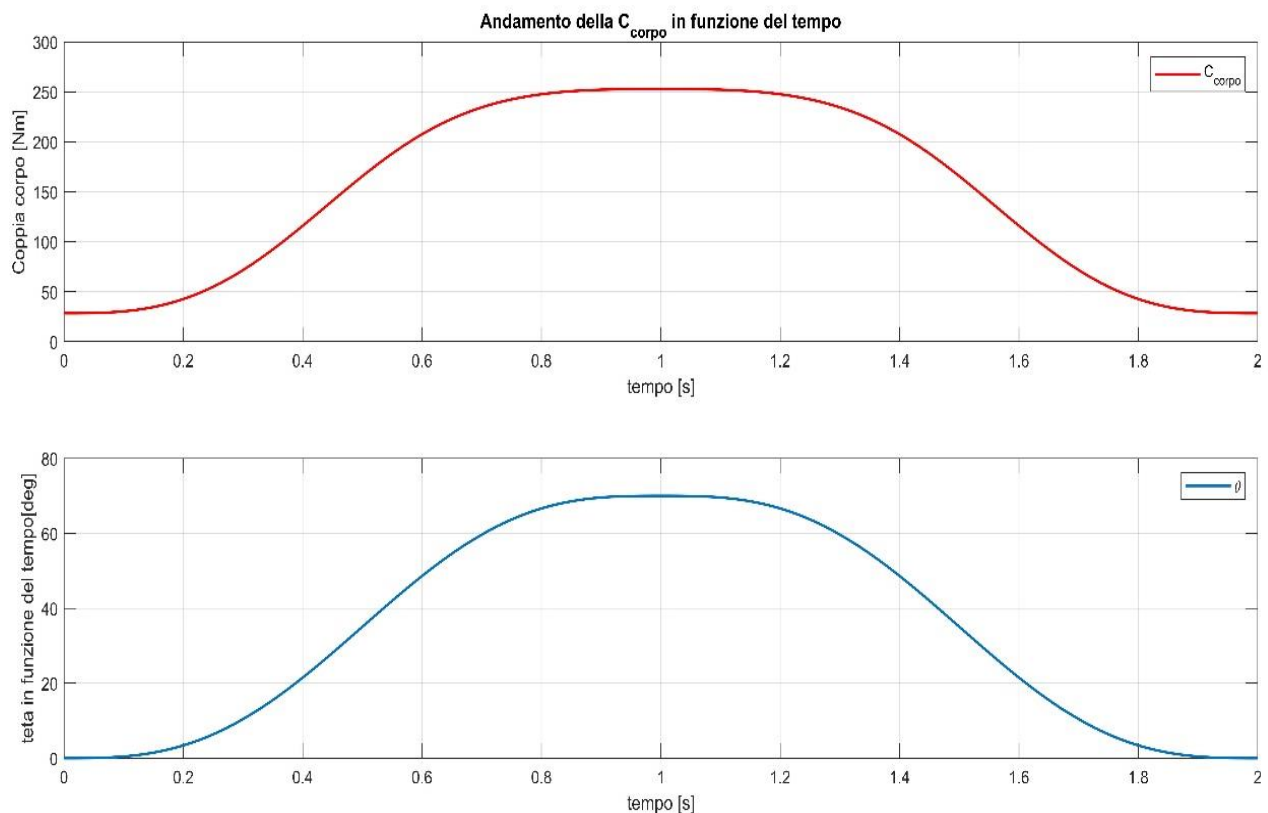


Figura 29-Coppia corpo e angolo di flessione in funzione del tempo

Viene riportato il grafico della coppia del corpo in funzione del tempo e sotto di esso l'andamento dell'angolo ϑ in modo da notare come la coppia dipenda sostanzialmente dall'angolo.

Nel grafico si nota che l'andamento della coppia non presenta un valore iniziale nullo, ma inizia da 30 Nm , dato spiegabile dal fatto che l'ipotesi di lavoro considerata è quella che l'operatore effettui tale movimento con le braccia distese a 45° .



Coppia Inerziale

Noto l'andamento dell'accelerazione angolare, per valutare i termini inerziali che influenzano la dinamica del sistema, $(I_{uomo,z} + I_{struttura,z}) \ddot{\vartheta}$, si è definita l'inerzia dei diversi segmenti corporei riferiti all'asse di rotazione.

Per quanto riguarda l'inerzia della struttura è stata ritenuta valida quella calcolata da Solidworks nel primo prototipo realizzato, valore comunque minore rispetto all'inerzia dell'uomo.

Per determinare l'inerzia dell'uomo è stata ipotizzata per ogni segmento corporeo una figura geometrica semplificata.

- Tronco assimilato ad un rettangolo con base pari a $b_T = 0.191 h/2$ e altezza pari ad $a_T = (0.818 - 0.530) h$.
- La testa e il collo sono stati ipotizzati essere un cerchio di raggio $R_{T+C} = (1 - 0.818) h$.
- Gli arti superiori sono stati assimilati a dei rettangoli con base pari a $b_B = 0.05 h$ e altezza pari ad $a_B = (0.818 - 0.377) h$.

Grandezze e valori riferiti ai dati antropometrici. [15]

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

In figura vengono illustrate le dimensioni caratteristiche e riportati i momenti d'inerzia riferiti all'asse di rotazione.

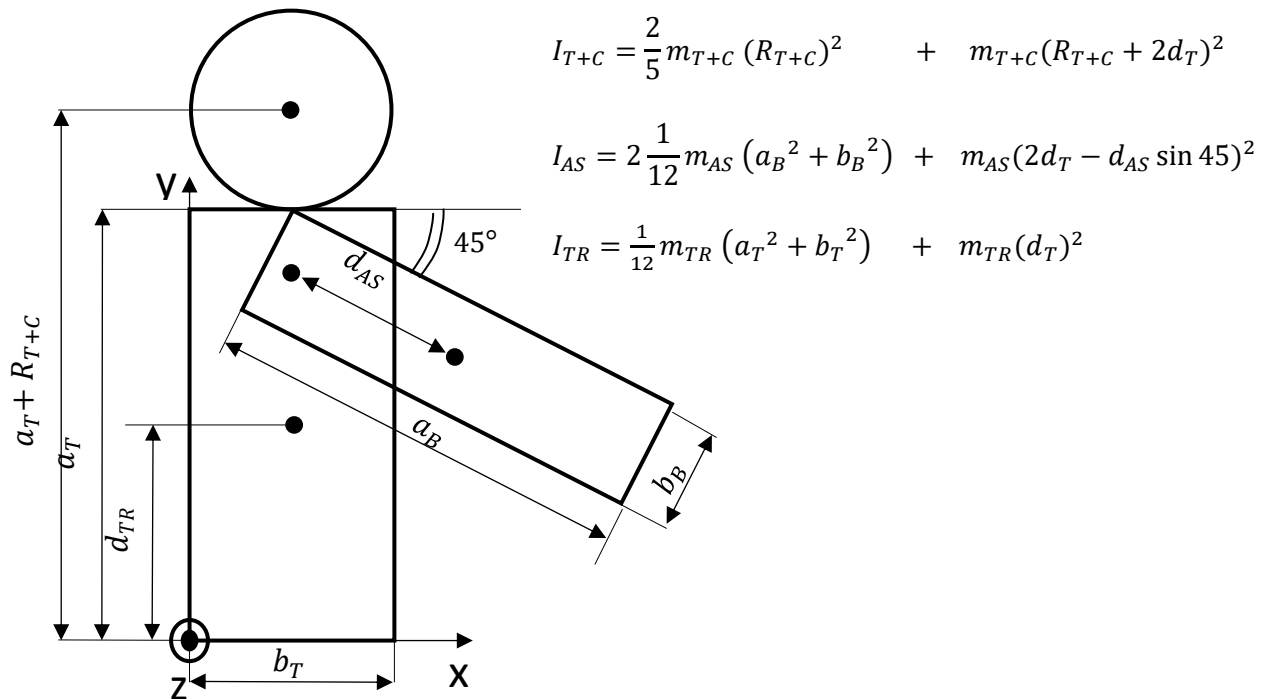


Figura 30-Inerzia dell'uomo

Si può quindi concludere che l'inerzia totale dell'uomo è pari a:

$$I_{uomo,z} = I_{T+C} + I_{AS} + I_{TR}$$

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

L'andamento della coppia inerziale viene riportato in figura e presenta un'evoluzione strettamente dipendente dall'accelerazione angolare.

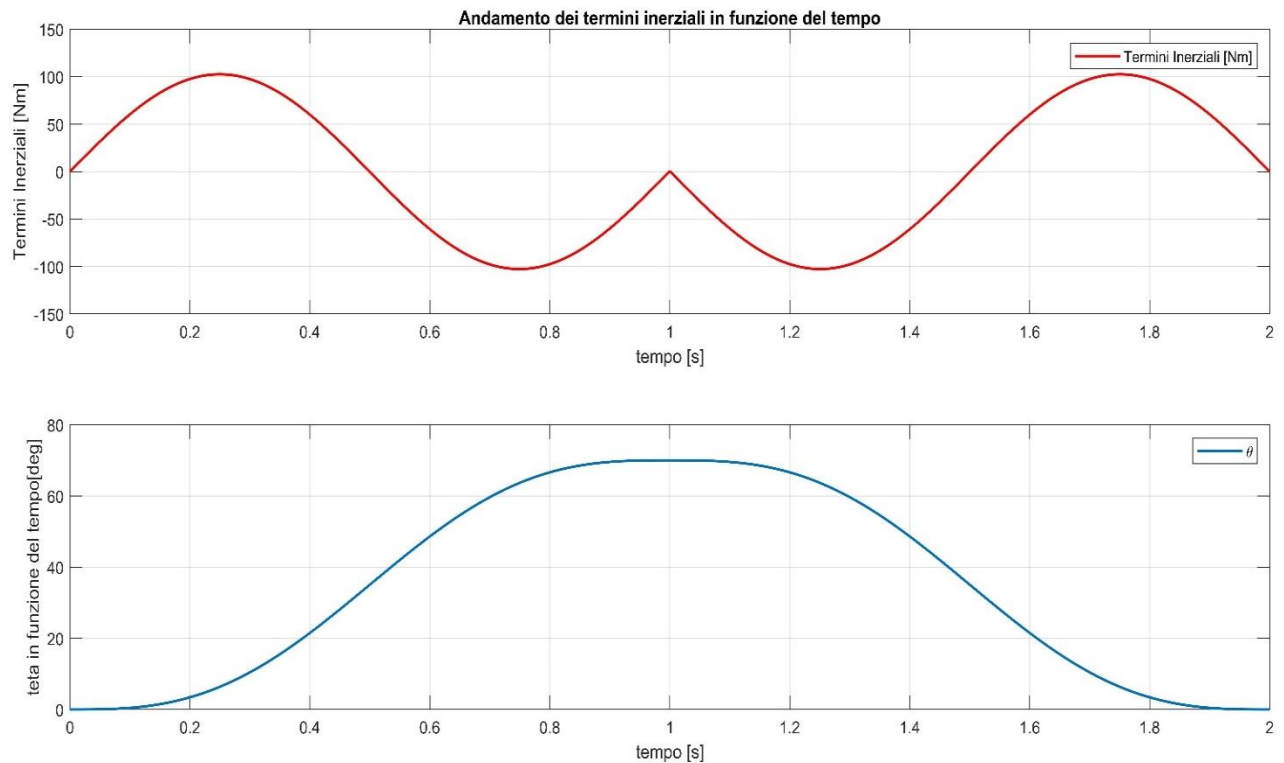


Figura 31-Andamento Coppia inerziale

Coppia muscolare

Una volta effettuate tali considerazioni, è stato possibile valutare in modulo e in termini grafici la coppia che affatica i muscoli considerando l'esoscheletro non attivo e nelle condizioni sopracitate.

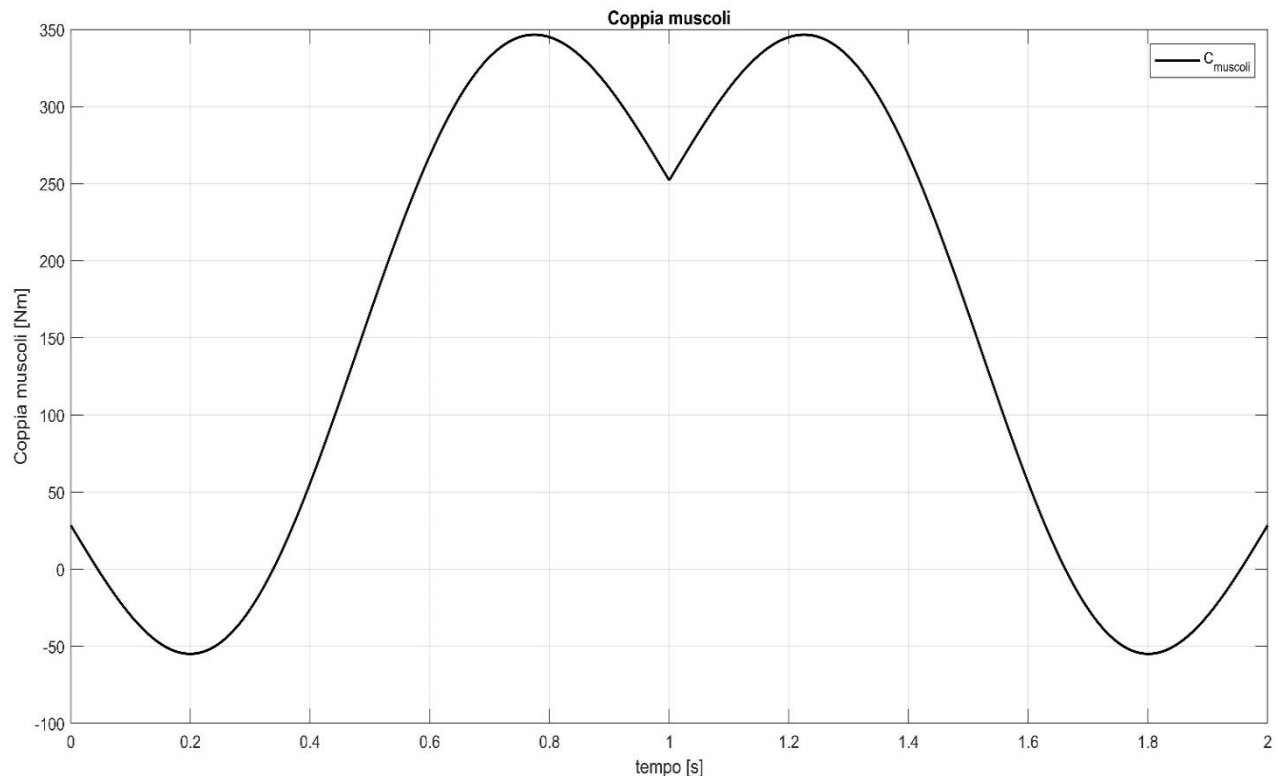


Figura 32-Coppia Affaticante

L'ipotesi che l'uomo abbia le braccia distese a 45°, come illustra il grafico, fa sì che inizialmente i muscoli sollecitati siano gli estensori, dopodiché quando il termine riferito alla coppia inerziale aumenta sollecita in modo preponderante i muscoli flessori.

Successivamente, quando l'operatore ha compiuto una sostanziale variazione angolare rispetto la posizione di riferimento, la coppia del corpo aumenta in modulo e sollecita in modo prevalente i muscoli estensori.

Nella fase di risalita, invece, in un primo momento la sollecitazione dei muscoli estensori aumenta perché in questo caso l'operatore per ritornare alla posizione iniziale deve vincere la coppia inerziale e la coppia del corpo.

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Dopodiché, diminuendo l'angolo di flessione, la coppia del corpo decrementa affaticando sempre meno i muscoli e ristabilendo la condizione iniziale.

Si è riportato il grafico che presenta la coppia del corpo, la coppia inerziale e la coppia dei muscoli e l'angolo di flessione in funzione del tempo per chiarire il ragionamento sopra descritto.

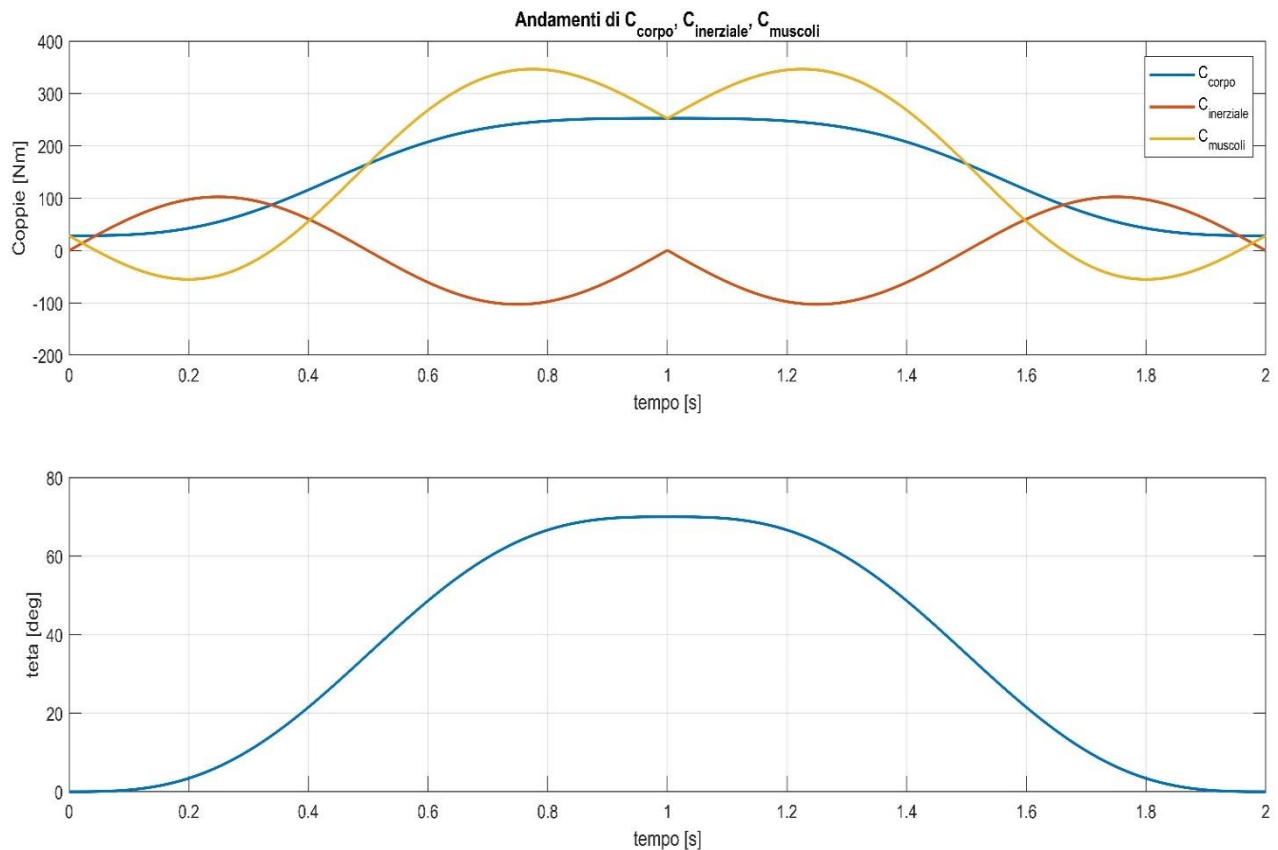


Figura 33-Andamenti Coppie durante la flessione del tronco

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Per poter assistere l'operatore è necessario che la coppia affaticante dei muscoli si riduca.

Ipotizzando che l'esoscheletro assista l'uomo per il 30 % della $C_{MUSCOLI}$ senza esoscheletro, con la nuova configurazione di lavoro si ottiene la seguente suddivisione:

$$C_{MUSCOLI \text{ senza esoscheletro}} = C_{MUSCOLI} + C_{EXO}$$

100 % 70 % 30 %

L'andamento che descrive entrambe le condizioni viene riportato in figura:

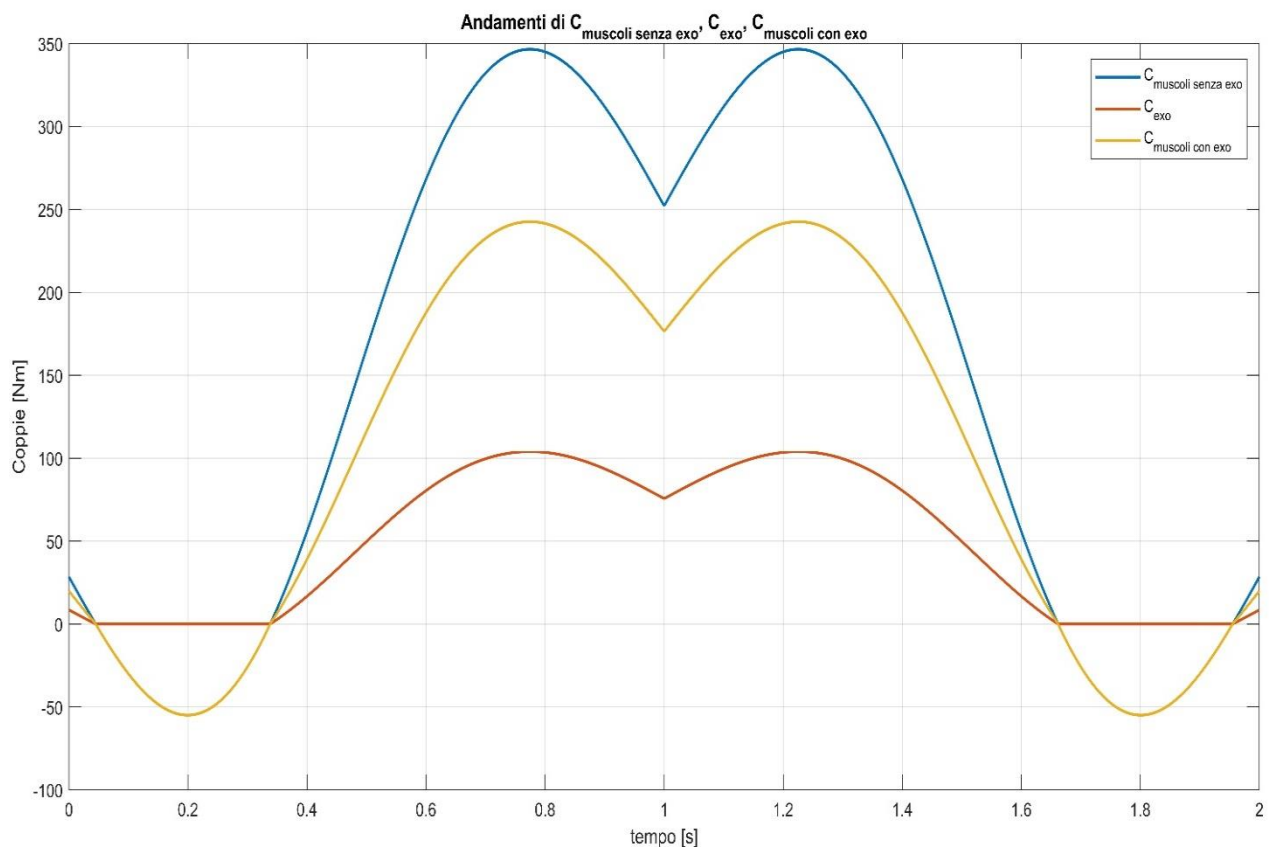


Figura 34-Andamenti coppie in presenza di esoscheletro

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

Il grafico mostra in blu l'andamento della coppia dei muscoli senza l'assistenza fornita dall'esoscheletro, in giallo evidenzia l'andamento della coppia dei muscoli con l'assistenza del dispositivo e in rosso l'evoluzione temporale della coppia di assistenza.

Per garantire una certa libertà di movimento, si è scelto di disattivare l'esoscheletro per i primi 15° di flessione, come mostra l'ingrandimento del grafico illustrato precedentemente.

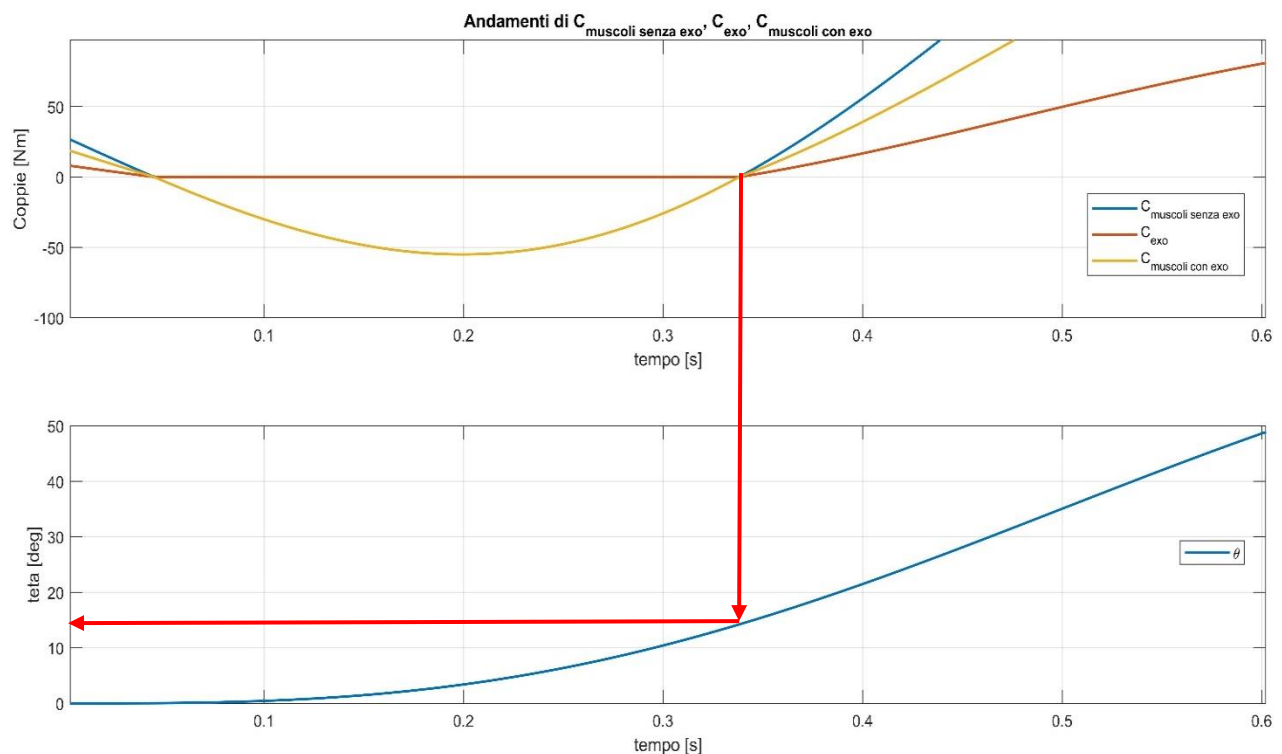


Figura 35-Ingrandimento valutazione coppia esoscheletro

Simulazione tramite software Simscape Multibody

È stata svolta una simulazione tramite il software Simulink-Simscape Multibody® che ha permesso la validazione dei calcoli analitici riguardanti l'analisi dinamica.

Tramite un tool di connessione tra SolidWorks® e Simulink-Simscape Multibody® è stato esportato il prototipo iniziale SolidWorks® ed è stato generato il modello Simscape® generale riportato in figura.

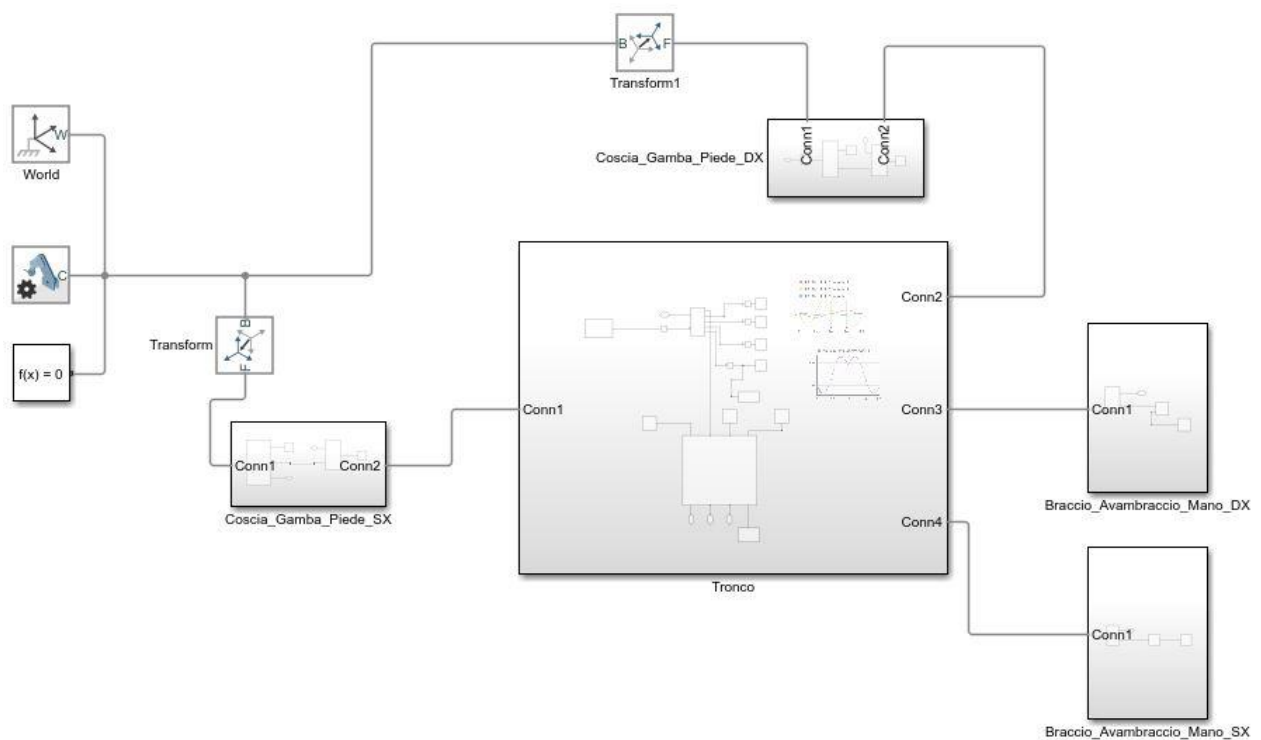


Figura 36-Modello Simscape Multibody

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

La simulazione è stata implementata fornendo come input al giunto d'anca l'andamento della posizione angolare assunto precedentemente e controllando la coppia in uscita dal giunto.

La situazione in particolare viene riportata di seguito:

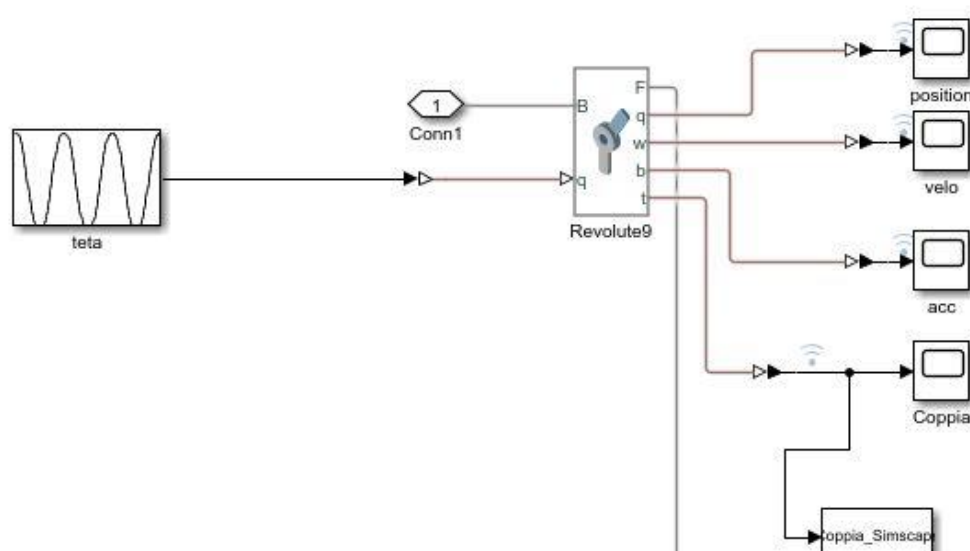


Figura 37-Implementazione modello

Capitolo Primo – Analisi Cinematica e Dinamica

L'implementazione ha fornito un risultato positivo perché la coppia ricavata dalla simulazione e quella calcolata analiticamente tramite software MATLAB® hanno andamento simile, ciò vuol dire che le ipotesi effettuate sono validate.

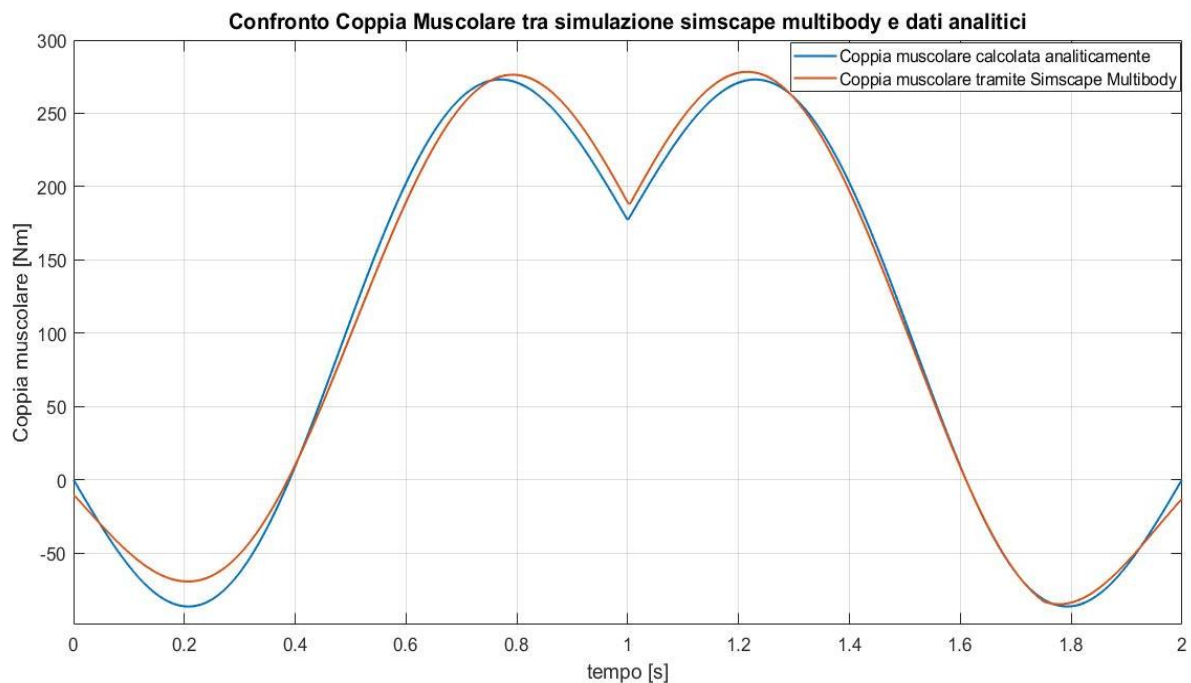


Figura 38-Confronto Coppia muscolare simulata e calcolata analiticamente

Coppia Esoscheletro

L'analisi per la determinazione della coppia di assistenza è stata condotta valutando le azioni che agiscono nella dinamica del sistema e in funzione della percentuale di assistenza è stato ricavato l'andamento della coppia che l'esoscheletro dovrà fornire, riportata in figura.

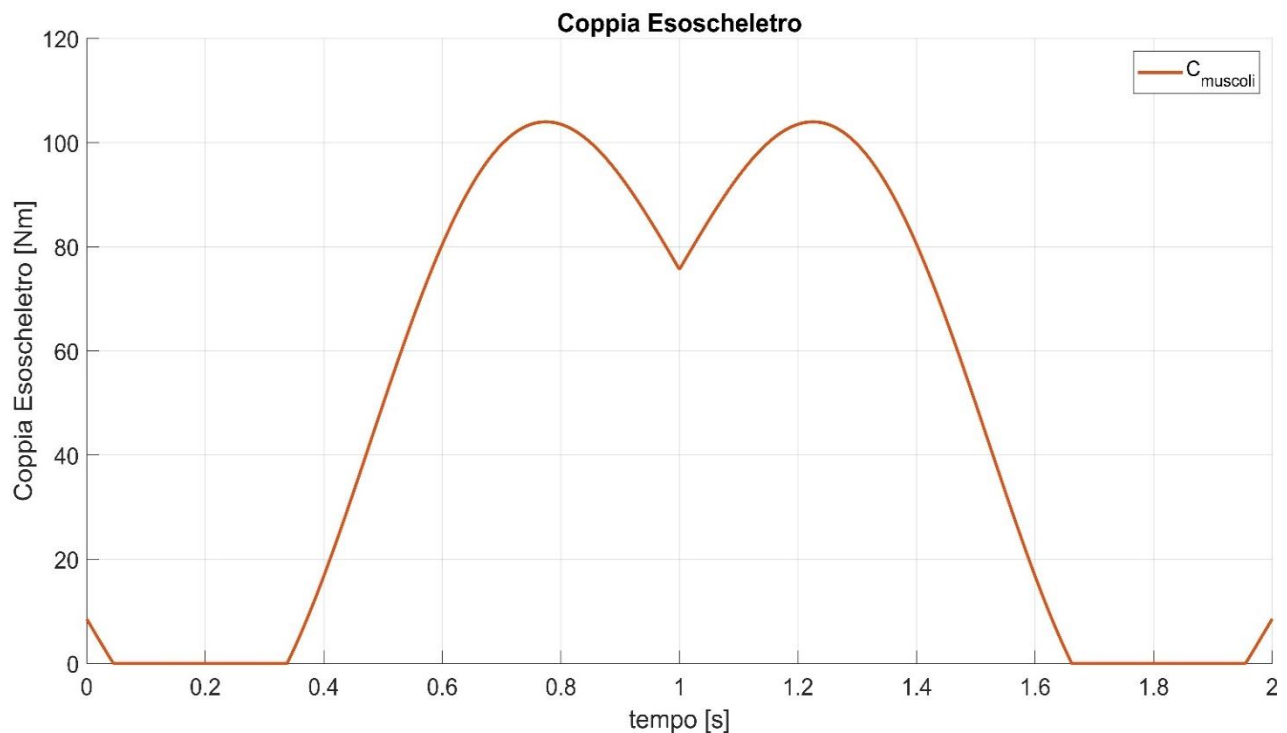


Figura 39-Coppia Esoscheletro

Dal trend della coppia di assistenza si può notare che in fase iniziale è presente un'attivazione dell'esoscheletro, dovuta dal fatto che l'uomo inizia il moto con le braccia tese a 45° e quindi sollecita gli estensori.

Nel capitolo successivo si illustreranno gli aspetti fondamentali che hanno contraddistinto la disposizione dei componenti che costituiscono l'esoscheletro.



Capitolo Secondo

Geometria e struttura del dispositivo

Una volta definito l'andamento e il valore massimo della coppia di assistenza da erogare, è iniziata la seconda fase del progetto, incentrata sull'ottimizzazione della geometria e sulla scelta dei componenti fondamentali che costituiscono l'esoscheletro.

Si è progettato il sistema di rinvio mediante pulegge e la disposizione dei link che caratterizzano il prototipo.

Una sezione di questo capitolo è stata dedicata alla scelta della tipologia più adeguata di un attuatore pneumatico con la determinazione delle grandezze fondamentali in esame.

Durante lo svolgimento del lavoro la disposizione e la geometria è stata modificata svariate volte per soddisfare specifiche nate nel corso del progetto.

Dunque si illustrerà la soluzione iniziale e le sue evoluzioni fino ad arrivare al prototipo definitivo nei capitoli successivi.



2.1. Analisi della struttura

La soluzione iniziale è stata esaminata considerando il piano sagittale, tale analisi ci ha permesso di semplificare il lavoro, analizzando due posizioni:

- Posizione di partenza con $\vartheta = 0$
- Posizione finale con ϑ_{max}

In grigio viene riportata la disposizione della fune nelle due condizioni espresse.

Il prototipo iniziale è costituito da:

- Link fisso
- Link Mobile
- Puleggia link fisso e link mobile
- Fune metallica
- Para-coscia
- Elemento frontale

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Sulla struttura mobile è presente l'organo attivo che, tramite l'interazione tra la fune e il para-coscia, permette di generare la coppia di assistenza all'uomo.

Il lavoro è proseguito determinando la corsa minima dell'attuatore e la distanza tra il centro dell'anca e la direzione d'azione della tensione della fune.

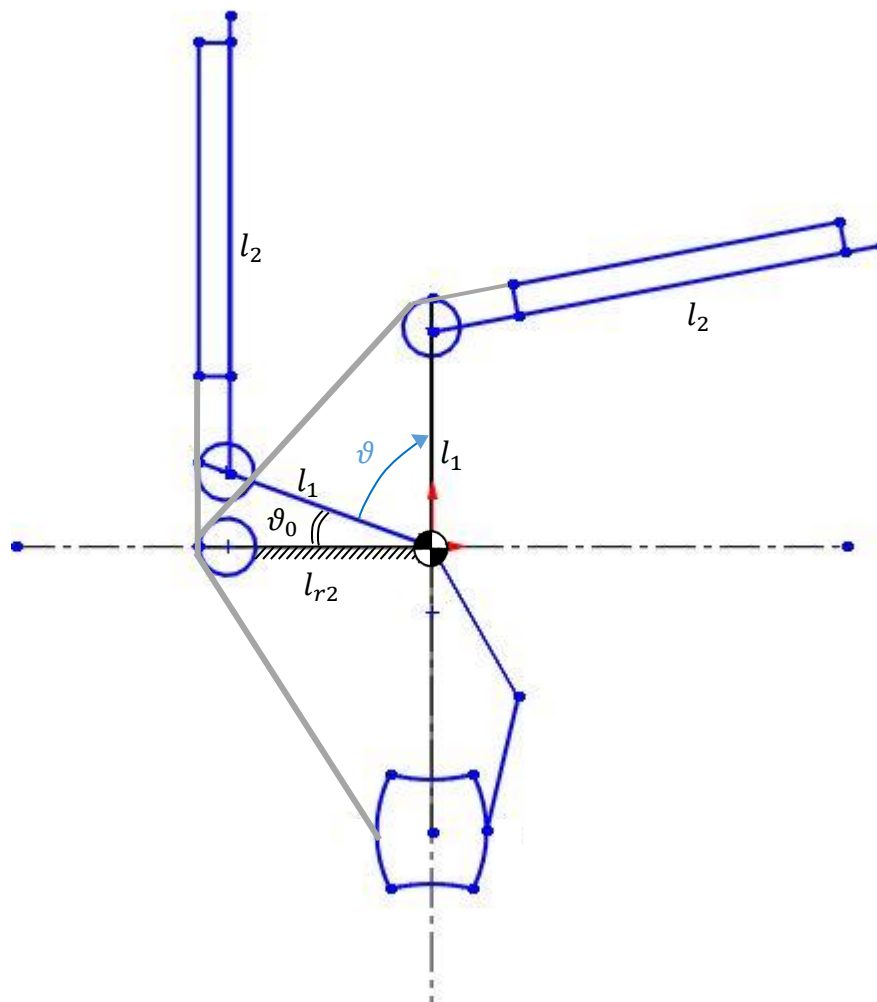


Figura 40-Geometria prototipo iniziale



Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

I parametri geometrici scelti in fase iniziale, secondo i dati antropometrici e di progetto sono:

l_1	220 mm
l_2	457 mm
β	70°
θ_0	20°

2.2. Studio del sistema di rinvio mediante puleggia

Il sistema di rinvio mediante puleggia è stato progettato come illustra la figura.

La tensione del filo agisce lungo il braccio contrassegnato dalla linea rossa tratteggiata ed è uguale a:

$$b_{filo} = (l_1 + r_{pul}) \sin \rho$$

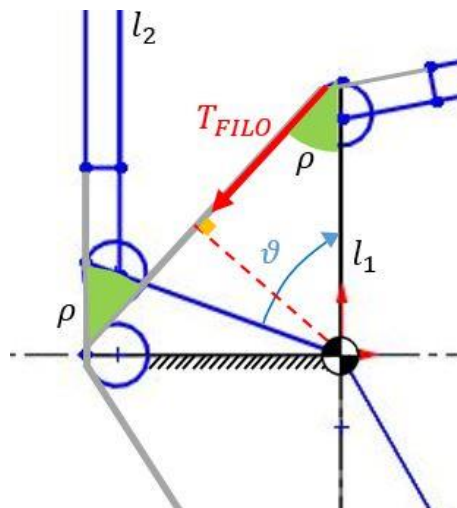


Figura 41-Ingrandimento sistema di rinvio della puleggia

Per valutare tale grandezza è necessario definire il valore dell'angolo ρ in funzione dell'angolo ϑ .

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Dal teorema dei seni si può facilmente dedurre che:

$$\frac{AB'}{\sin(\vartheta_0 + \vartheta)} = \frac{CB'}{\sin(90 - \rho)}$$

in cui:

- $CB' = l_1 + r_{pul}$
- $AB' = \sqrt{((l_1 + r_{pul}) \sin(\vartheta_0 + \vartheta))^2 + ((l_{r2} + r_{pul}) - (l_1 + r_{pul}) \cos(\vartheta_0 + \vartheta))^2}$

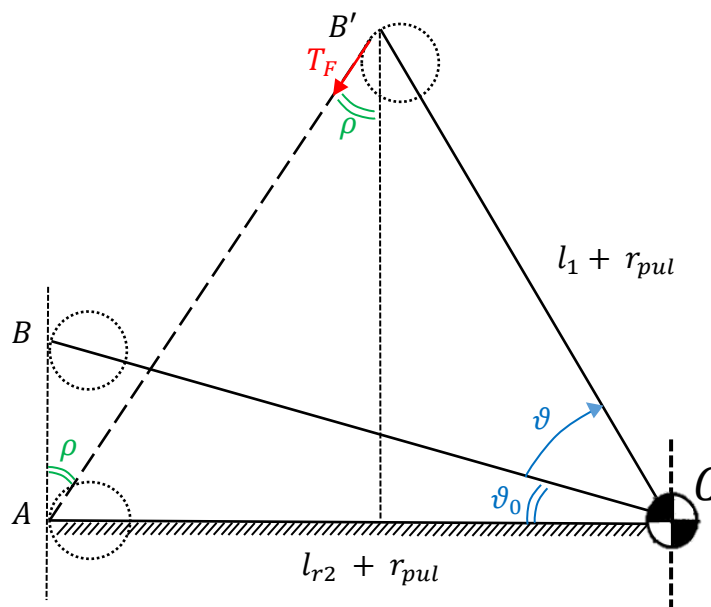


Figura 42-Valutazione sistema di rinvio



Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Dunque si ottiene:

$$\sin(90 - \rho) = \cos \rho = \frac{CB'}{AB'} \sin(\vartheta_0 + \vartheta)$$

$$\rho = \cos^{-1} \left[\frac{\sin(\vartheta_0 + \vartheta) (l_1 + r_{pul})}{\sqrt{((l_1 + r_{pul}) \sin(\vartheta_0 + \vartheta))^2 + ((l_{r2} + r_{pul}) - (l_1 + r_{pul}) \cos(\vartheta_0 + \vartheta))^2}} \right]$$

Di seguito viene riportato l'andamento di ρ al variare del tempo.

Si nota come il trend parta da zero e mostra un aumento graduale in funzione dell'angolo di flessione effettuato dall'operatore, fino a presentare un massimo uguale a:

$$\rho_{max} = 36^\circ .$$

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Quando l'uomo compie la risalita verso la posizione di riferimento l'andamento subisce un decremento fino a ritornare al valore nullo.

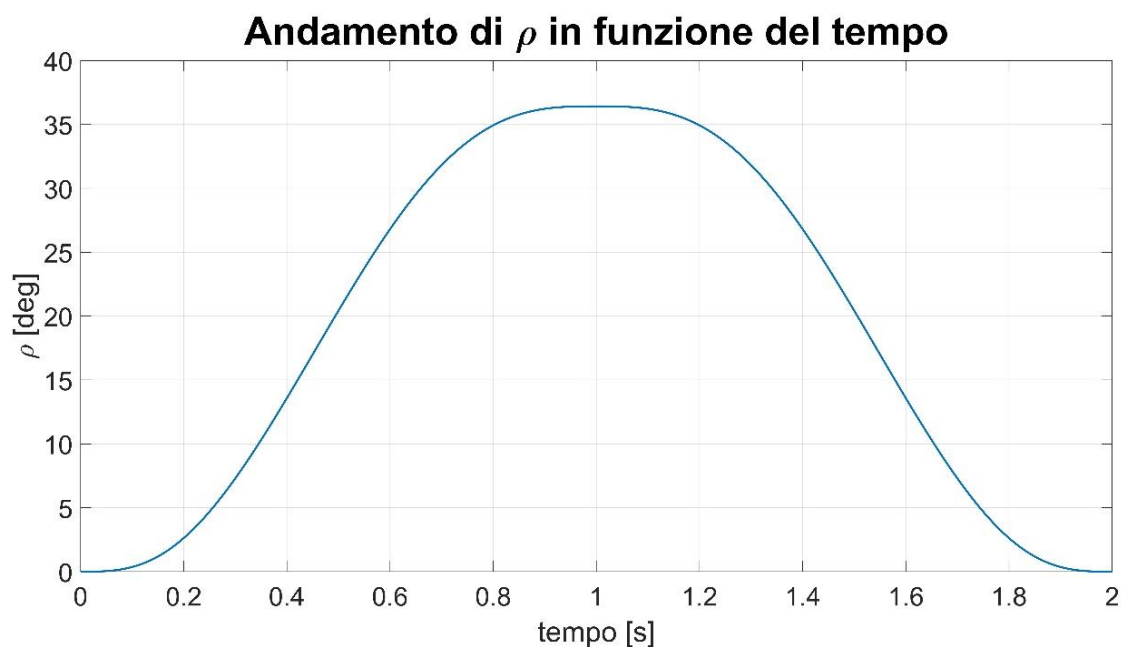


Figura 43-Andamento dell'angolo rho in funzione del tempo

2.3. Valutazione della corsa dell'attuatore

La valutazione della corsa è stata compiuta analizzando due posizioni successive dell'elemento mobile rispetto a quello fisso.

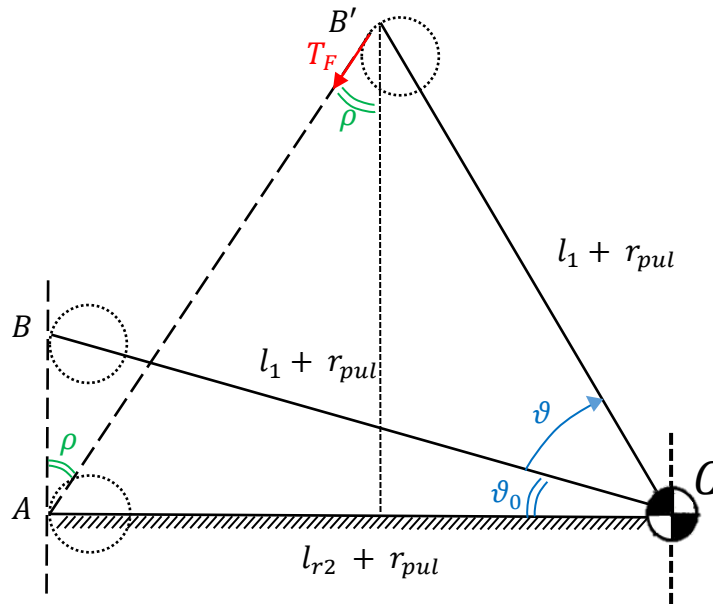


Figura 44-Schema successive posizioni

Come si evince dalla figura, durante il moto la distanza tra le pulegge varia dal segmento $\overline{AB}$ al segmento $\overline{AB'}$ che sono pari rispettivamente a:

$$\overline{AB} = (l_1 + r_{pul}) \sin \vartheta_0$$

$$\overline{AB'} = \sqrt{((l_1 + r_{pul}) \sin(\vartheta_0 + \vartheta))^2 + ((l_2 + r_{pul}) - (l_1 + r_{pul}) \cos(\vartheta_0 + \vartheta))^2}$$

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Dunque, la corsa che deve compiere l'attuatore è uguale alla differenza tra i due segmenti.

Viene riportato l'andamento della corsa dell'attuatore durante il piegamento di flessione e mostra un massimo di 200 *mm*.

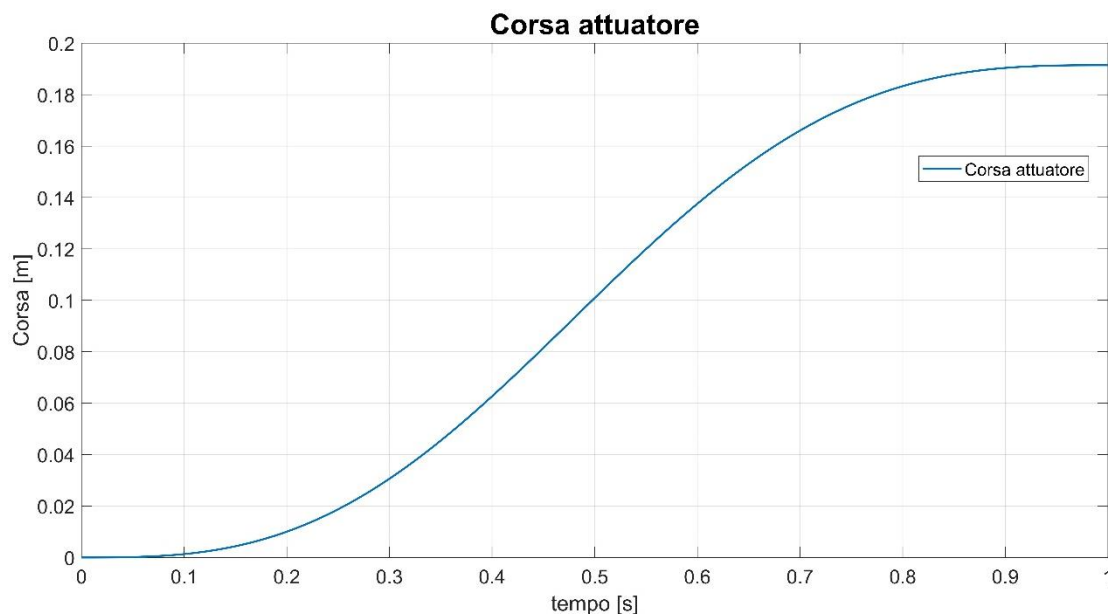


Figura 45-Valutazione corsa dell'attuatore

Per evitare che l'operatore non riesca a completamente il movimento di flessione, si è deciso di aumentare questo valore e di garantire una corsa maggiorata di circa 250 *mm*.

Sulla base di tale parametro si è deciso di valutare quale tipologia di attuatore utilizzare per tale dispositivo.

2.4. Scelta dell'attuatore

Per definire quale attuatore fosse più adatto alle nostre esigenze si sono confrontate tre tipologie:

- a) Attuatore con stelo
- b) Muscolo pneumatico
- c) Attuatore senza stelo

- a) I cilindri con stelo costituiscono gli organi più diffusi in un sistema ad aria compressa.

Garantiscono le operazioni controllate del sistema sfruttando l'energia di un fluido in pressione che può essere sia un liquido che un gas.

Tra i vantaggi fondamentali dei cilindri con lo stelo vi è la possibilità di ottenere moti alternativi, di regolare l'intensità della forza e di variare la velocità di spostamento. Inoltre, il moto si adatta al carico esterno per effetto della compressibilità dell'aria.

Per ciò che concerne la spinta che può esercitare dipende direttamente dalla pressione di alimentazione e possono essere comandati da valvole e quindi facilmente controllabili.

Le corse di tali cilindri sono notevoli e possono raggiungere i 7 metri, ma in questi attuatori l'ingombro complessivo è più che il doppio della corsa utile e quindi il loro impiego diventa critico quando si hanno a disposizione spazi limitati, come nel nostro caso.



Figura 46-Cilindro pneumatico

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

- b) I muscoli pneumatici sono caratterizzati dalla presenza di una membrana sottile ad elevata deformabilità, solitamente in elastomero, che racchiude l'unica camera in cui agisce il fluido in pressione; essa è leggera e in grado di raccogliere la forza che deriva dall'azione del fluido in pressione.

Quando è alimentato aumenta di diametro e si contrae come un muscolo, esercitando forze di trazione, che diminuiscono al crescere della corsa.

Tra i muscoli pneumatici più diffusi e utilizzati ci sono i muscoli a fibre intrecciate detti anche muscoli di McKibben. [14]

Tra i vantaggi fondamentali vi è il peso che è estremamente ridotto rispetto ai cilindri classici, ma la loro complessa struttura li rende difficilmente controllabili, caratteristica richiesta nel nostro dispositivo.

- c) I cilindri senza stelo sono utilizzati in tutte le applicazioni in cui il problema fondamentale è l'ingombro.

In questi cilindri non vi è l'asta rigida e realizzano la traslazione di una slitta motrice. Sono dunque estremamente compatti, ideali ove lo spazio è limitato.

La superficie di spinta è maggiore rispetto a quella dei classici cilindri con asta perché non è presente lo stelo.



Figura 47-Attuatore senza stelo SMC

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Effettuato tale confronto si è deciso di adoperare un unico attuatore senza stelo, riducendo così il peso e l'ingombro rendendo la soluzione più compatta possibile.

Dunque, si è ricavato l'andamento della tensione del filo tramite la relazione:

$$T_{FILO} = \frac{C_{EXO}}{b_{filo}}$$

La tensione della fune dipende strettamente dalla geometria del sistema e dalla coppia dell'esoscheletro.

Come evidenzia l'andamento, si ha un incremento di tale grandezza fino ad arrivare alla posizione stabile raggiunta in un secondo.

Per poter assistere l'operatore all'inizio della fase di risalita si verifica un incremento di tale grandezza, per poi diminuire quando l'uomo si avvicina alla posizione di partenza.

Il valore massimo si verifica in corrispondenza di:

$$T_{filo} = 535 \text{ N} \quad \text{con } \vartheta_m = 54^\circ$$

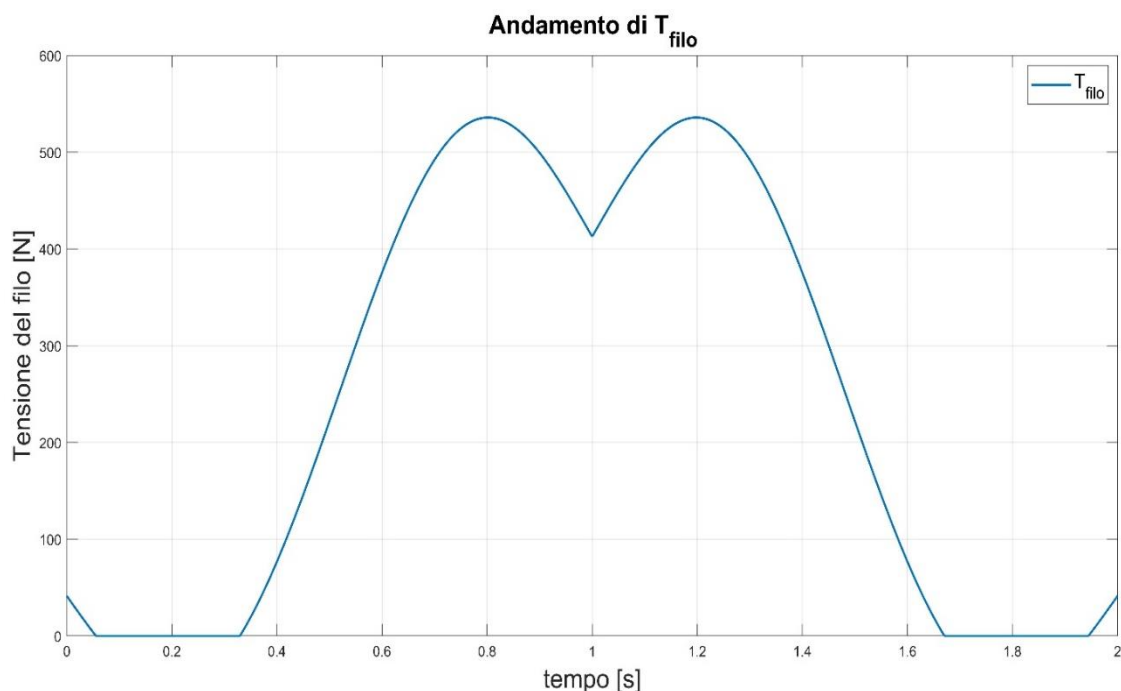


Figura 48-Andamento della tensione della fune

2.5. Diagramma di corpo libero dell'attuatore

Conoscendo l'andamento della tensione del filo, si è potuto ricavare lo sviluppo della pressione di alimentazione nel cilindro e dunque ottenere una relazione che lega la pressione con la coppia di assistenza.

Considerando le azioni che si verificano all'interno del sistema attuatore si trae che:

$$(p_1 - p_a)S_1 - F_{att} - T_F - m\ddot{x} = 0$$

in cui:

- p_1 : pressione camera anteriore [bar]
- p_a : pressione atmosferica [bar]
- m : massa attuatore [kg]
- T_F : tensione della fune [N]
- F_{att} : forza attrito attuatore [N]
- S_1 : Superficie di spinta = $\frac{\pi(d_{cil})^2}{4}$ [m²]

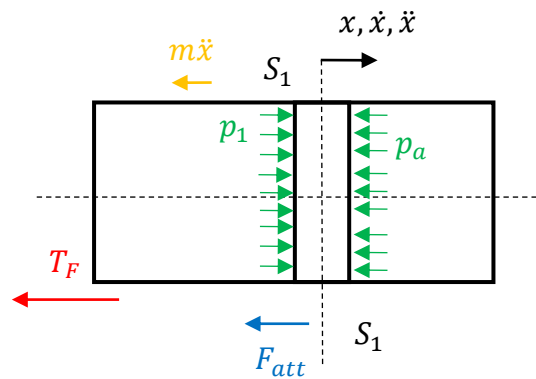


Figura 49-Diagramma di corpo libero attuatore



Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

Tenendo presente che il movimento della slitta è molto lento, è ragionevole trascurare il termine riferito all'accelerazione e quindi:

$$\ddot{x} \approx 0$$

Inoltre, non conoscendo le forze di attrito dell'attuatore si è supposto che tale valore sia comunque trascurabile rispetto alla tensione della fune, dunque:

$$F_{att} \ll T_F$$

L'equazione diventa:

$$(p_1 - p_a) S_1 - T_F = 0$$

considerando pressioni relative si ottiene:

$$p_{1r} = \frac{T_F}{S_1}$$

E' stato scelto da catalogo *SMC* l'attuatore sigla *REA 50 TF – 300* con un diametro del cilindro uguale a *50 mm*.

Capitolo Secondo – Geometria e struttura del dispositivo

L'andamento della pressione viene riportato di seguito e riproduce sostanzialmente lo sviluppo della tensione della fune.

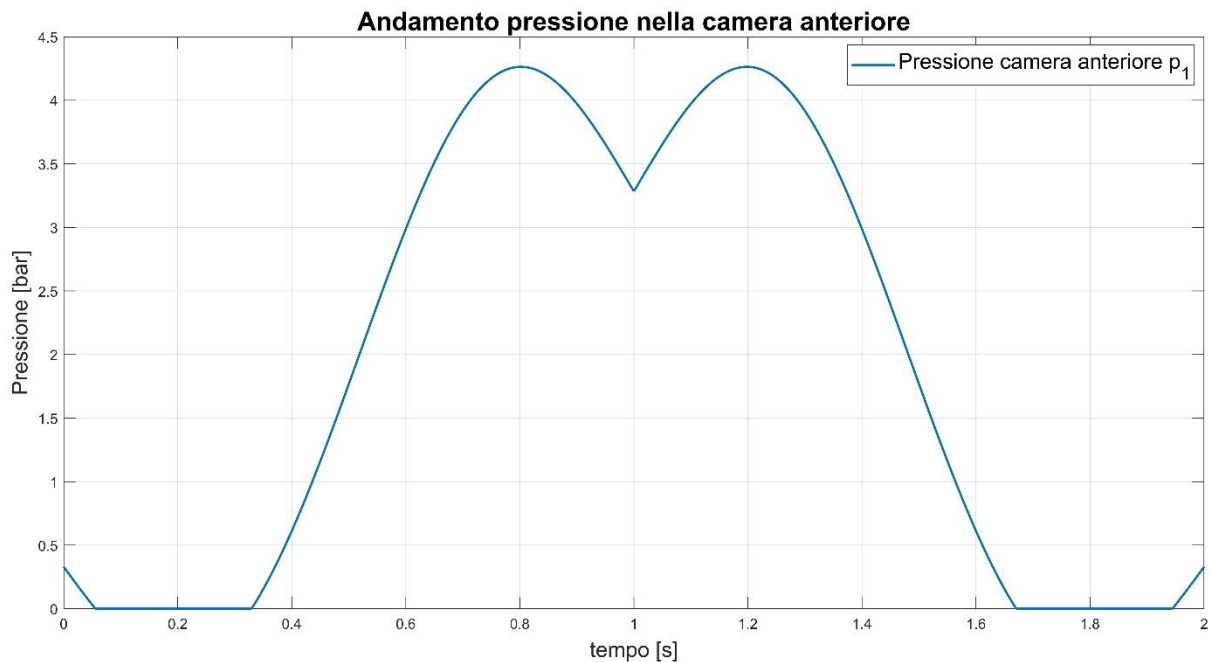


Figura 50-Andamento pressione in funzione del tempo

Il valore massimo che si verifica è pari a:

$$p_{max} = 4.3 \text{ bar}$$

Valore accettabile e raggiungibile con l'attuatore senza stelo scelto precedentemente.

Capitolo Terzo

Progettazione Back-Frame

L'esoscheletro è costituito da due link, chiamati back-frame e leg-link.

Il back-frame è la struttura rigida presente dietro la schiena che serve tramite l'azione delle pulegge ad assistere l'operatore. Il leg-link invece è l'elemento che scarica parte delle azioni sulla coscia tramite l'aggancio alla fune collegata all'attuatore.

In figura viene mostrata tale suddivisione.

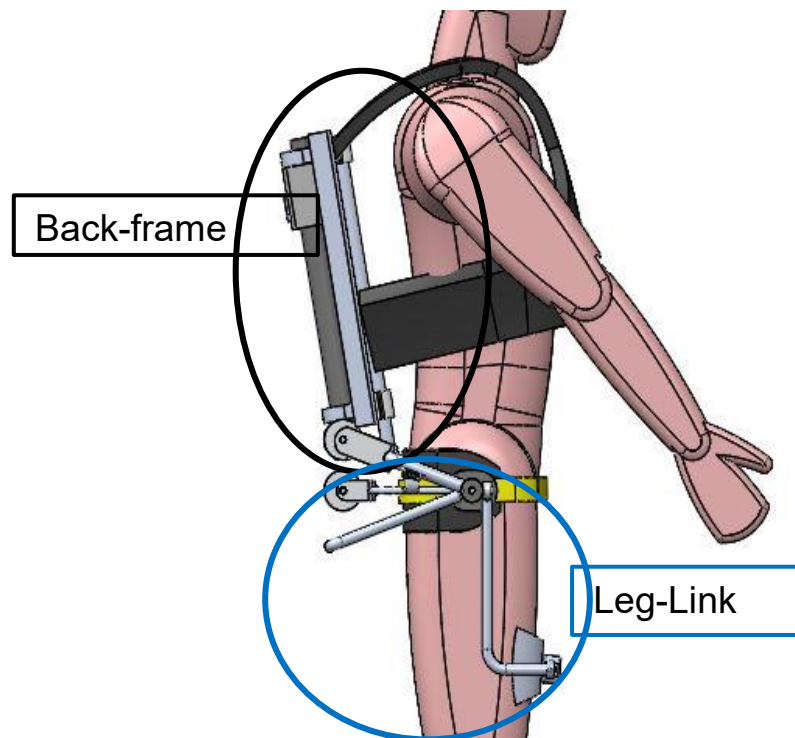


Figura 51-Costituzione Esoscheletro

In questa prima sezione si analizzerà il dimensionamento del back-frame e di tutti i componenti montati sopra di esso.

Nel capitolo successivo si analizzerà la progettazione del leg-link e delle assunzioni effettuate per progettarlo.



3.1. Metodologia di progettazione

La metodologia utilizzata per la progettazione e la verifica a snervamento è stata utilizzata per tutti i componenti, nel seguito si illustreranno quali sono state le valutazioni e i parametri che si sono esaminati per dimensionare l'esoscheletro.

In una prima fase è stato scelto il materiale da utilizzare per dimensionare il prototipo.

Essendo un prototipo si è scelto un materiale comune con un peso minore rispetto l'acciaio. Si è deciso di utilizzare la lega di alluminio 7075 con un carico a snervamento uguale a:

$$R_{p02} = 410 \text{ MPa}$$

In una fase avanzata del progetto si potrà cambiare il materiale passando alla fibra di carbonio riducendo il peso e l'ingombro totale.

Ammettendo un coefficiente di sicurezza di $C.S = 1.5$ la tensione ammissibile è uguale a:

$$\sigma_{amm} = \frac{R_{p02}}{C.S}$$

La tensione tangenziale ammissibile è pari a:

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}}$$



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Tale analisi è iniziata con la definizione dei piani di studio degli elementi costituenti e la determinazione delle reazioni vincolari, dopodiché si sono ricavate le azioni interne e i diagrammi di sollecitazione.

Definite le caratteristiche di sollecitazione si è individuato un momento flettente ideale che inglobasse tutti gli sforzi presenti nell'elemento in esame.

Ad esempio in caso di flessione combinata, il momento flettente ideale verrà definito come segue:

$$M_{f\ id} = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2}$$

In caso di flessotorsione invece il momento flettente ideale verrà determinato tramite la relazione di *Von Mises*:

$$M_{f\ id} = \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} M_t^2}$$

Successivamente si è determinato il modulo di resistenza a flessione minimo lungo tutta la struttura in esame, pari a:

$$W_{f\ min} = \frac{M_{f\ id}}{\sigma_{amm}}$$

Avendo a disposizione una grandezza di riferimento minima da cui partire per dimensionare la struttura, è stata scelta la sezione più opportuna.



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Definita la sezione della struttura sono stati ricavati i moduli di resistenza a flessione effettivi e confrontati con quello minimo, in seguito sono state determinate le tensioni effettive lungo la trave, ossia tensioni di flessione, tangenziali e a sforzo normale.

Introducendo la tensione ideale riferendosi all'ipotesi di *Von Mises*:

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_N)^2 + 3\tau^2}$$

in cui:

- σ_f è la tensione effettiva a flessione.
- σ_N è la tensione a sforzo normale.
- τ è la tensione tangenziale.

È stato possibile valutare il coefficiente di sicurezza effettivo come segue:

$$CS_{eff} = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{id}}$$

La verifica, dunque, è stata duplice accertando che il modulo di resistenza a flessione effettivo fosse maggiore di quello minimo e successivamente appurando che il coefficiente di sicurezza fosse maggiore dell'unità:

$$W_{f_{eff}} > W_{f_{min}}$$

$$C.S_{eff} > 1$$

3.2. Progettazione back-frame

Il dimensionamento del back-frame dell'esoscheletro si è affrontato ipotizzando che fosse presente un braccio mobile che potesse seguire l'operatore.

Tale link mobile ha una sezione tubolare, in cui sopra di esso dovrà essere posizionato l'attuatore pneumatico per mezzo di una lamiera.

Lo schema strutturale equivalente del braccio mobile viene riportato in figura.

La struttura in figura è simmetrica e quindi ne verrà studiata solo metà.

Sono state considerate due cerniere fisse per ciò che concerne l'attacco al centro dell'anca di tale elemento.

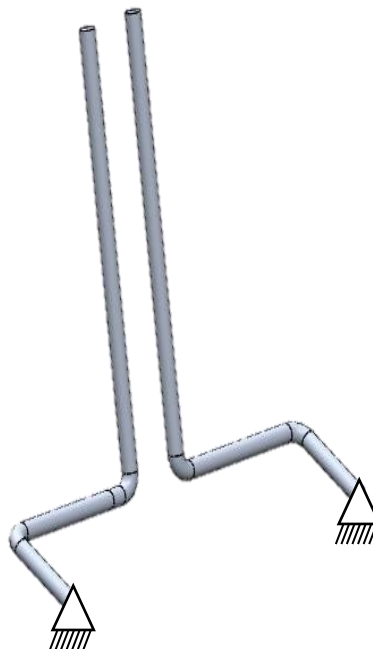


Figura 52-Schema strutturale equivalente

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Prima di procedere con la determinazione degli sforzi interni, nonché la definizione delle reazioni vincolari si sono studiate le reazioni che l'attuatore compie su tale link.

Essendo una struttura tubolare si è valutata l'ipotesi di interporre una lamiera tra l'attuatore pneumatico e il braccio mobile in modo da permettere il montaggio nella posizione desiderata.

L'attuatore è stato ipotizzato come se fosse montato con degli appoggi assimilabili ad un carrello e una cerniera fissa.

L'analisi è stata condotta valutando due configurazioni di lavoro:

- Situazione di partenza
- Situazione più gravosa, in cui si verificano le massime condizioni di carico.

Come viene illustrato dalla figura si nota che nella condizione di partenza, il peso dell'attuatore viene contrastato dalla cerniera posizionata per ipotesi all'estremità del link.

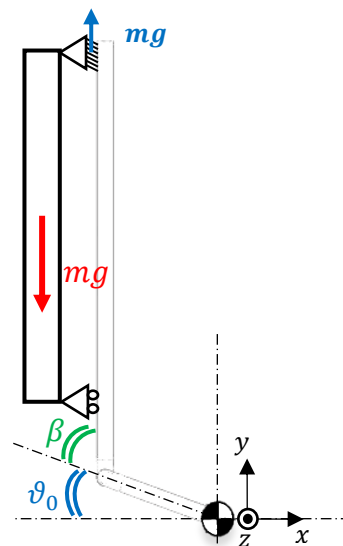


Figura 53-Configurazione iniziale

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Nella condizione di massimo carico si ha:

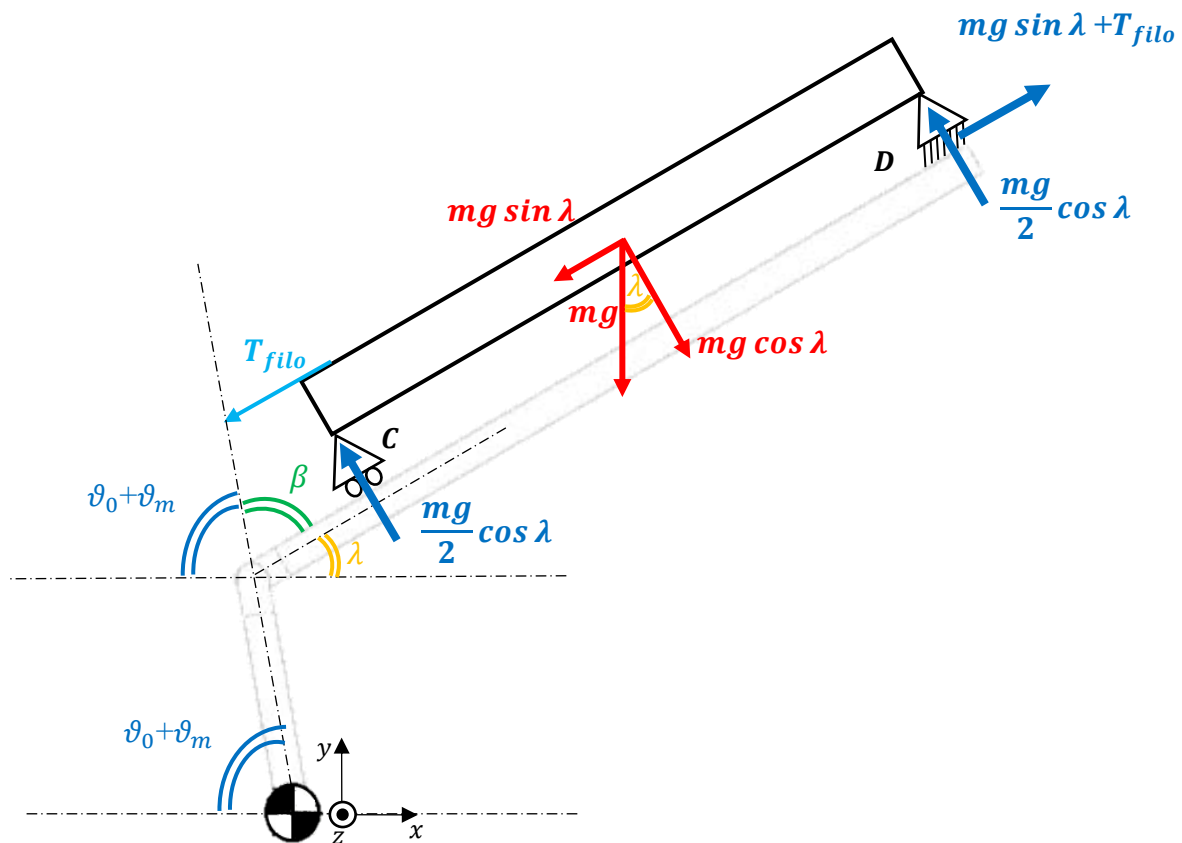


Figura 54-Configurazione più gravosa

Come si nota dalla figura, sono state riportate le reazioni che esercitano i vincoli posizionati sulla struttura rigida.

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Si è deciso di introdurre un elemento a triangolo posto sopra il carrello dell'attuatore, per poter connettere il cilindro alle pulegge montate sugli elementi.

Essendo presenti due link mobili si è ipotizzato che la reazione si scaricasse in parti eque per ogni elemento.

Per maggiore chiarezza viene riportato in figura il ragionamento.

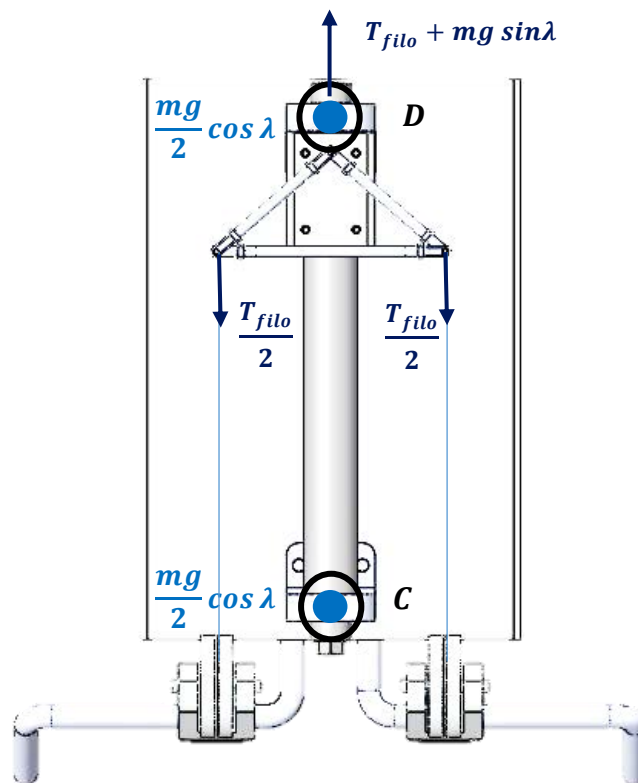


Figura 55-Ripartizione reazioni sul link mobile

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

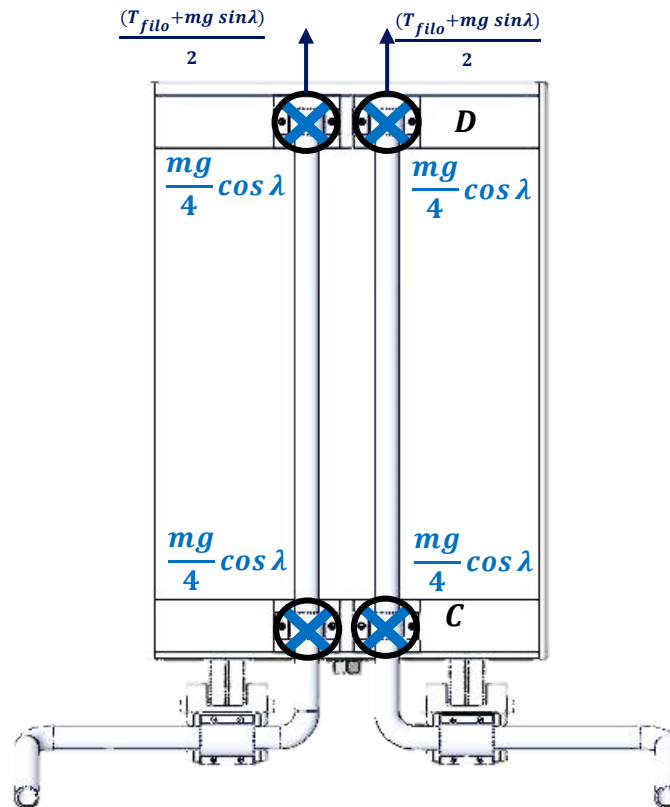


Figura 56-Ripartizione forze sul link mobile

Nella seconda figura si illustra il ragionamento espresso poc'anzi, dunque le azioni che andranno a sollecitare il link mobile sono pari a:

- $\frac{mg}{4} \cos \lambda$ in corrispondenza del nodo C dove è presente il carrello.
- $\frac{mg}{4} \cos \lambda$ e $\frac{(T_{filo} + mg \sin \lambda)}{2}$ in corrispondenza del nodo D dove è stata posizionata la cerniera fissa.

Dopo tali valutazioni si è affrontato lo studio delle reazioni vincolari e delle caratteristiche di sollecitazione.

Reazioni vincolari

Il piano sagittale, *piano yx*, è stato schematizzato come segue:

Si nota che senza l'introduzione del vincolo nel punto *E*, la trave risulta labile, quindi per renderla isostatica si è ipotizzato che tale reazione fosse assibilabile ad un carrello che esercita una reazione alle azioni.

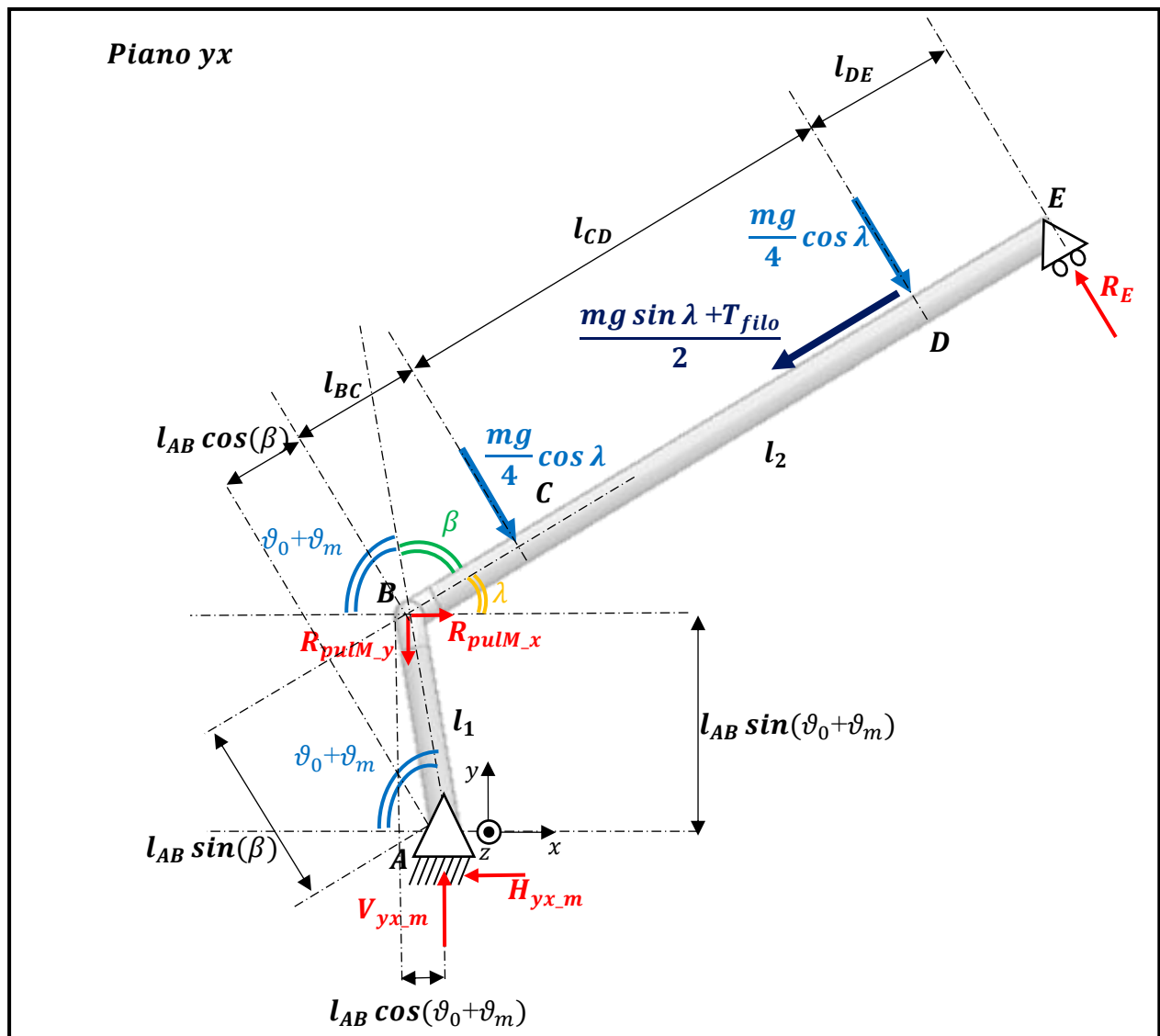


Figura 57-Piano yx

Diagramma di corpo libero della puleggia

Per determinare le azioni che sollecitano il link mobile, si è analizzato il diagramma di corpo libero della puleggia, riportato qui di seguito.

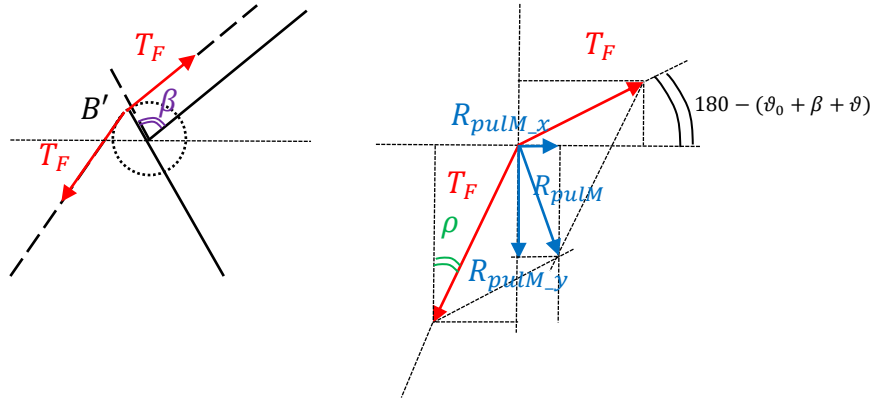


Figura 58-Diagramma di corpo libero della puleggia

Considerando la condizione in cui si verificano le massime sollecitazioni è stata ricavata la reazione complessiva R_{pulM} .

Come si nota dall'illustrazione si ha che le reazioni che sollecitano il link mobile dipendono sostanzialmente dall'angolo ρ , dalla tensione del filo, dall'angolo di flessione compiuto e dall'angolo β .

Si ottiene dunque:

$$R_{pul_Mx} = T_F \cos(180 - \beta - \vartheta - \vartheta_0) - T_F \sin(\rho)$$

$$R_{pul_My} = T_F \cos(\rho) - T_F \sin(180 - \beta - \vartheta - \vartheta_0)$$

$$R_{pulM} = \sqrt{R_{pul_x}^2 + R_{pul_y}^2}$$



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Scrivendo l'equilibrio rispetto al punto A si nota come la reazione vincolare R_E viene calcolata in tale modo:

$$\curvearrowleft_A R_E = \frac{-R_{pulM_y} l_{AB} \cos(\vartheta_0 + \vartheta_m) + R_{pulM_x} l_{AB} \sin(\vartheta_0 + \vartheta_m) + \frac{mg}{4} \cos\lambda (2l_{BC} + 2l_{AB} \cos\beta + l_{CD}) - (\frac{T_{filo}}{2} + \frac{mg}{2} \sin\lambda) l_{AB} \sin\beta}{l_{AB} \cos\beta + l_{BC} + l_{CD} + l_{DE}} = -77 \text{ N}$$

in cui si ha:

- ✓ l_{AB} : lunghezza comprensiva dell'ingombro della puleggia e della lunghezza del link
- ✓ R_{pulM_x}/R_{pulM_y} reazioni risultanti delle pulegge che sollecitano il braccio mobile.

Per ciò che concerne la determinazione delle reazioni orizzontali e verticali, proiettando tutte le forze lungo la verticale e l'orizzontale si ricava che:

$$V_{yx_m} = 336 \text{ N}$$

$$H_{yx_m} = -90 \text{ N}$$

Caratteristiche di sollecitazione

In tale fase si sono determinate le caratteristiche di sollecitazione considerando la convenzione che viene raffigurata nel concio elementare riportato in figura.

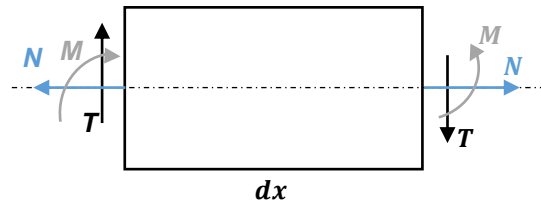


Figura 59-Concio elementare

Tramite l'utilizzo del software *MATLAB*® si sono ricavati i diagrammi di sollecitazione per ogni campata.

Inoltre, le stesse campate con i vincoli e i carichi si sono implementate in Ftool-
<https://www.ftool.com.br/Ftool/>, software usato per il calcolo degli sforzi interni.

Successivamente i due andamenti ottenuti si sono confrontati per una maggiore sicurezza della correttezza dei calcoli svolti.

Analizzando il primo concio si ottiene che:

1° Concio

$$0 < x_1 < l_{AB}$$

$$N_1 = -H_{yx_m} \cos(\vartheta_0 + \vartheta_m) - V_{yx_m} \sin(\vartheta_0 + \vartheta_m)$$

$$T_1 = H_{yx_m} \sin(\vartheta_0 + \vartheta_m) - V_{yx_m} \cos(\vartheta_0 + \vartheta_m)$$

$$M_1 = [-V_{yx_m} \cos(\vartheta_0 + \vartheta_m) + H_{yx_m} \sin(\vartheta_0 + \vartheta_m)] x_1$$

$$\begin{cases} \text{con } x_1 = 0 \rightarrow M_1 = 0 \\ \text{con } x_1 = l_{AB} \rightarrow M_1 = [-V_{yx_m} \cos(\vartheta_0 + \vartheta_m) + H_{yx_m} \sin(\vartheta_0 + \vartheta_m)] l_{AB} \end{cases}$$

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

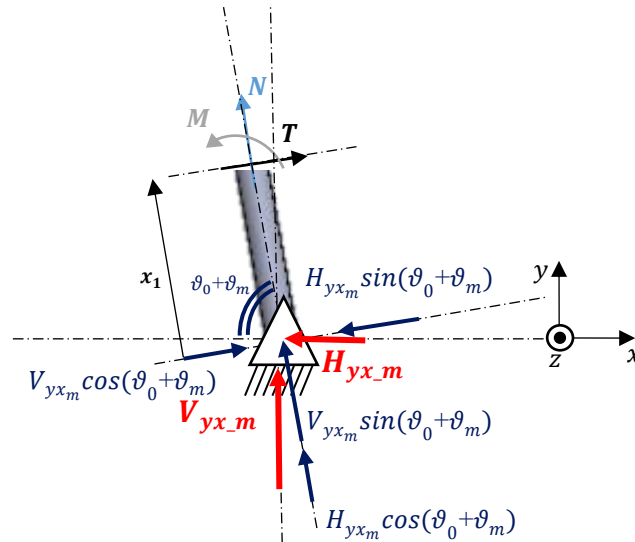


Figura 60-Primo concio piano yx

Analizzando il secondo concio si ottiene che:

2° Concio

$$0 < x_2 < l_{DE}$$

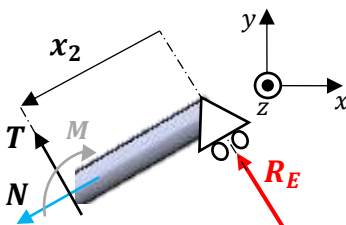


Figura 61-Secondo concio piano yx

$$N_2 = 0$$

$$T_2 = -R_E$$

$$M_2 = R_E x_2 \begin{cases} \text{con } x_2 = 0 \rightarrow M_2 = 0 \\ \text{con } x_2 = l_{DE} \rightarrow M_2 = R_E l_{DE} \end{cases}$$

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Analizzando il terzo concio si ottiene che:

3° Concio

$$0 < x_3 < l_{CD}$$

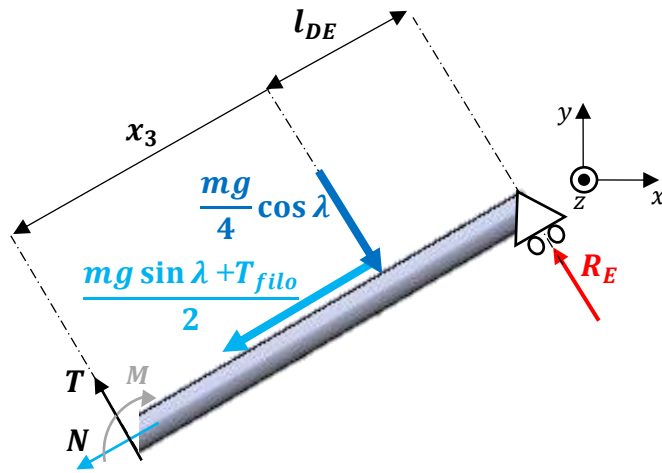


Figura 62-Terzo concio piano yx

$$N_3 = -\frac{mg \sin \lambda + T_{filo}}{2}$$

$$T_3 = \frac{mg}{4} \cos \lambda$$

$$M_3 = R_E(x_3 + l_{DE}) - \frac{mg}{4} \cos \lambda x_3$$

$$\begin{cases} \text{con } x_3 = 0 \rightarrow M_3 = R_E l_{DE} \\ \text{con } x_3 = l_{CD} \rightarrow M_3 = R_E(l_{CD} + l_{DE}) - \frac{mg}{4} \cos \lambda l_{CD} \end{cases}$$

Analizzando il quarto e ultimo concio si ottiene che:

4° Concio

$$0 < x_4 < l_{BC}$$

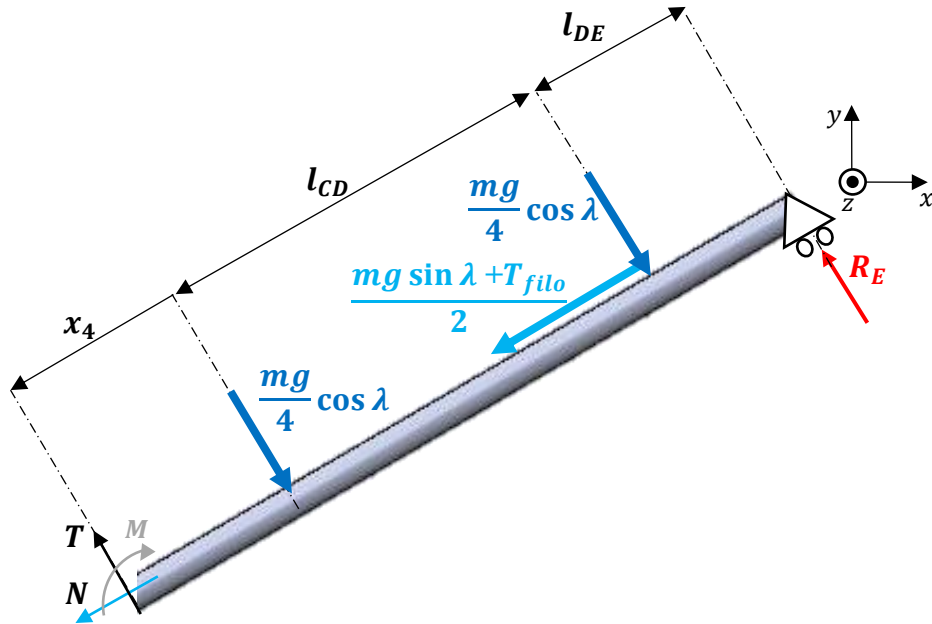


Figura 63-Quarto concio piano yx

$$N_4 = -\frac{mg \sin \lambda + T_{fili}}{2}$$

$$T_4 = \frac{mg}{2} \cos \lambda - R_E$$

$$M_4 = R_E(l_{CD} + l_{DE} + x_4) - \frac{mg}{4} \cos \lambda (l_{CD} + x_4) - \frac{mg}{4} \cos \lambda x_4$$

$$\begin{cases} \text{con } x_4 = 0 \rightarrow M_4 = R_E(l_{CD} + l_{DE}) - \frac{mg}{4} \cos \lambda l_{CD} \\ \text{con } x_4 = l_{BC} \rightarrow M_4 = R_E(l_{CD} + l_{DE} + l_{BC}) - \frac{mg}{4} \cos \lambda (l_{CD} + l_{BC}) - \frac{mg}{4} \cos \lambda l_{BC} \end{cases}$$

Diagrammi degli sforzi

Per non appesantire la stesura si è deciso di riportare gli andamenti degli sforzi calcolati con il software Ftool-<https://www.ftool.com.br/Ftool/>, che presentano andamenti identici a quelli ottenuti analiticamente con il software *MATLAB*®

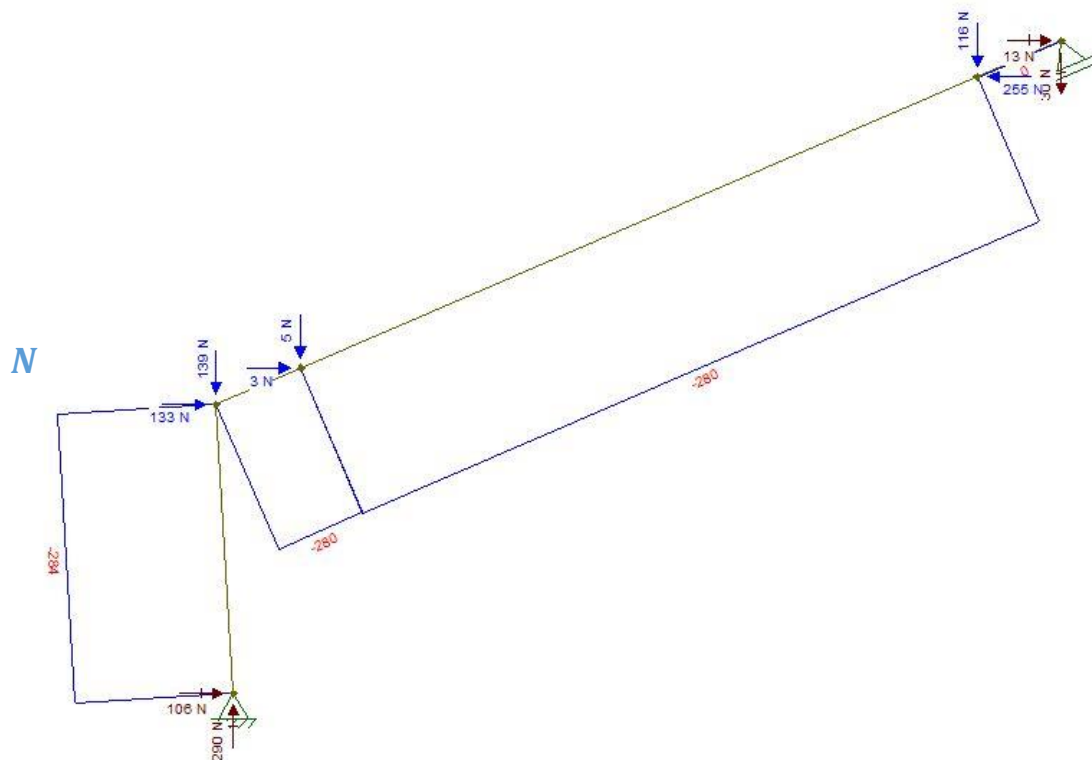


Figura 64-Andamento sforzo normale piano yx

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

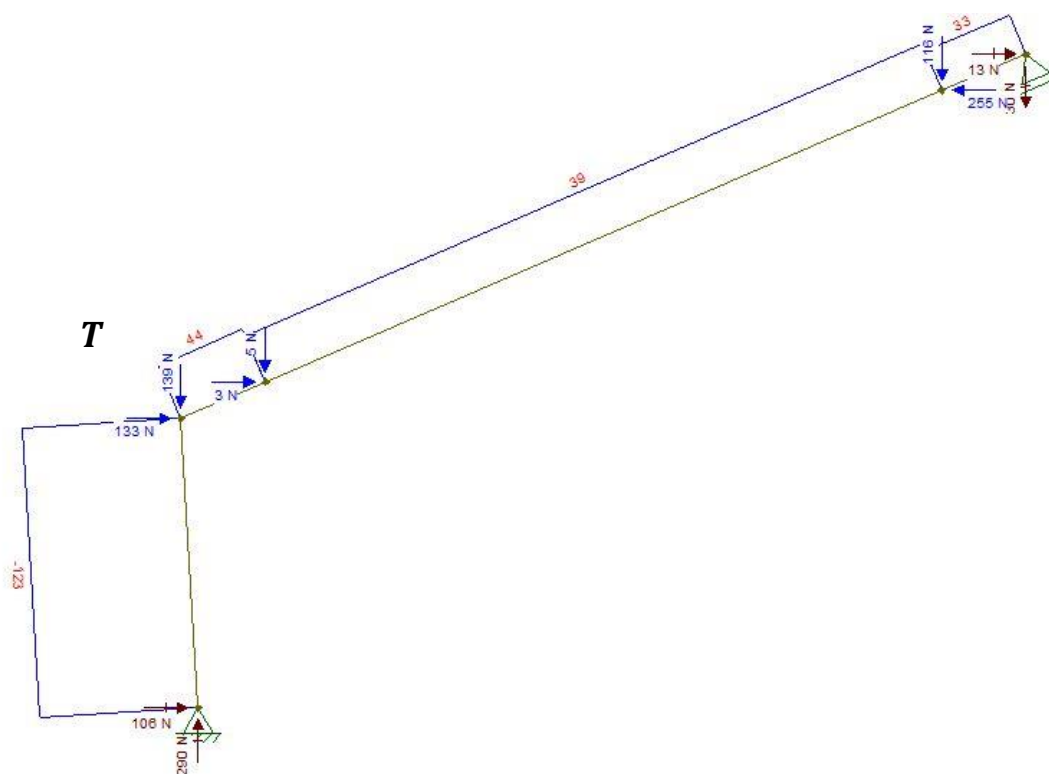


Figura 65-Andamento taglio piano yx

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

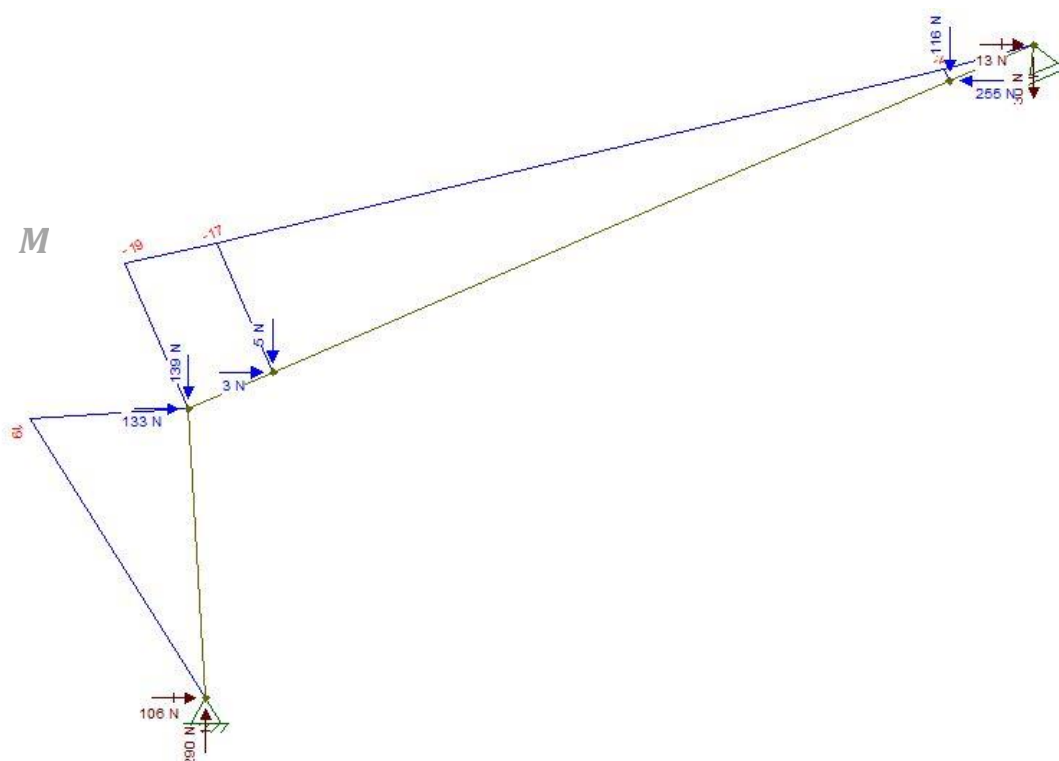


Figura 66-Andamento momento flettente piano yx

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

I piani yz e xz sono stati analizzati proiettando le forze sul piano di osservazione.

Si è deciso di introdurre tali piani nell'analisi per valutare l'andamento del momento flettente e per individuare quale fosse la reazione nel vincolo ipotizzato. Tale vincolo è un incastro perché in tali piani non è concesso il movimento.

Queste reazioni saranno tenute in considerazione anche per la scelta del cuscinetto da utilizzare e nel dimensionamento del giunto d'anca.

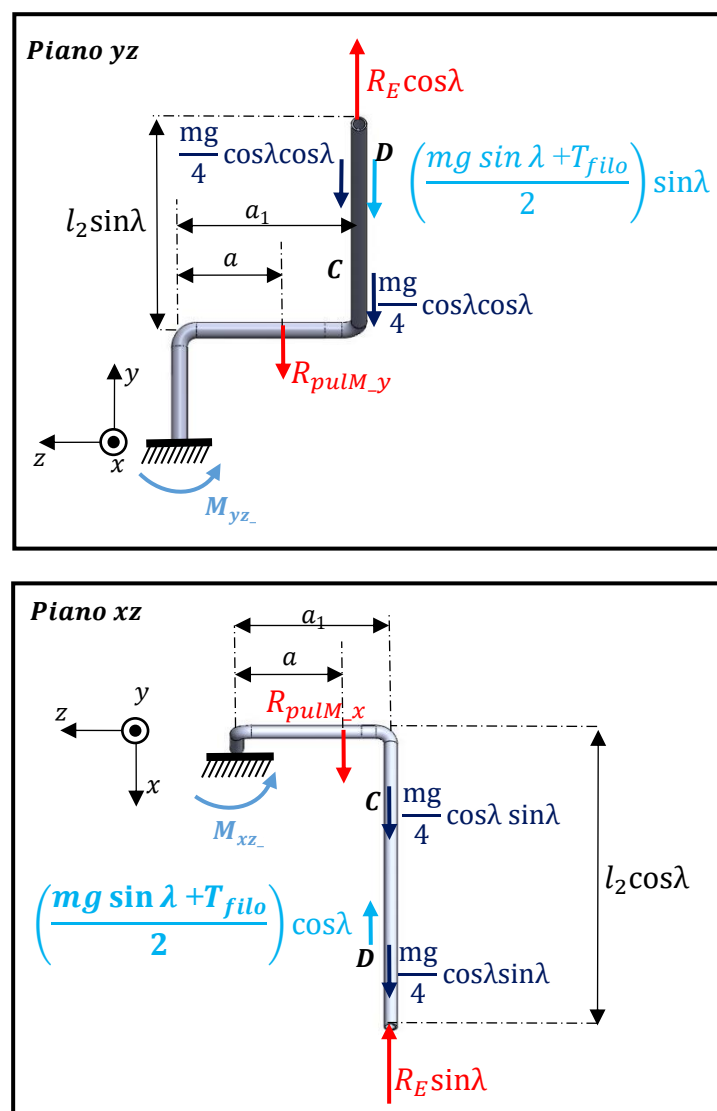


Figura 67-Modellizzazione piano yz e xz



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Svolgendo i calcoli si ottiene che le reazioni valgono:

$$M_{yz} = R_{pulM_y} a + \left(\frac{mg}{2} \cos\lambda \cos\lambda + \left(\frac{mg \sin \lambda + T_{filo}}{2} \right) \sin\lambda + R_E \cos\lambda \right) a_1$$

$$M_{xz} = R_{pulM_x} a - \left(-\frac{mg}{2} \cos\lambda \sin\lambda + \left(\frac{mg \sin \lambda + T_{filo}}{2} \right) \cos\lambda + R_E \sin\lambda \right) a_1$$

pari rispettivamente a $M_{yz} = 52 \text{ Nm}$ e $M_{xz} = -29,8 \text{ Nm}$.

Considerando le distanze $a_1 = 201 \text{ mm}$; $a = 150 \text{ mm}$.

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Per completezza vengono riportati i diagrammi del momento flettente per i piani yz e xz .

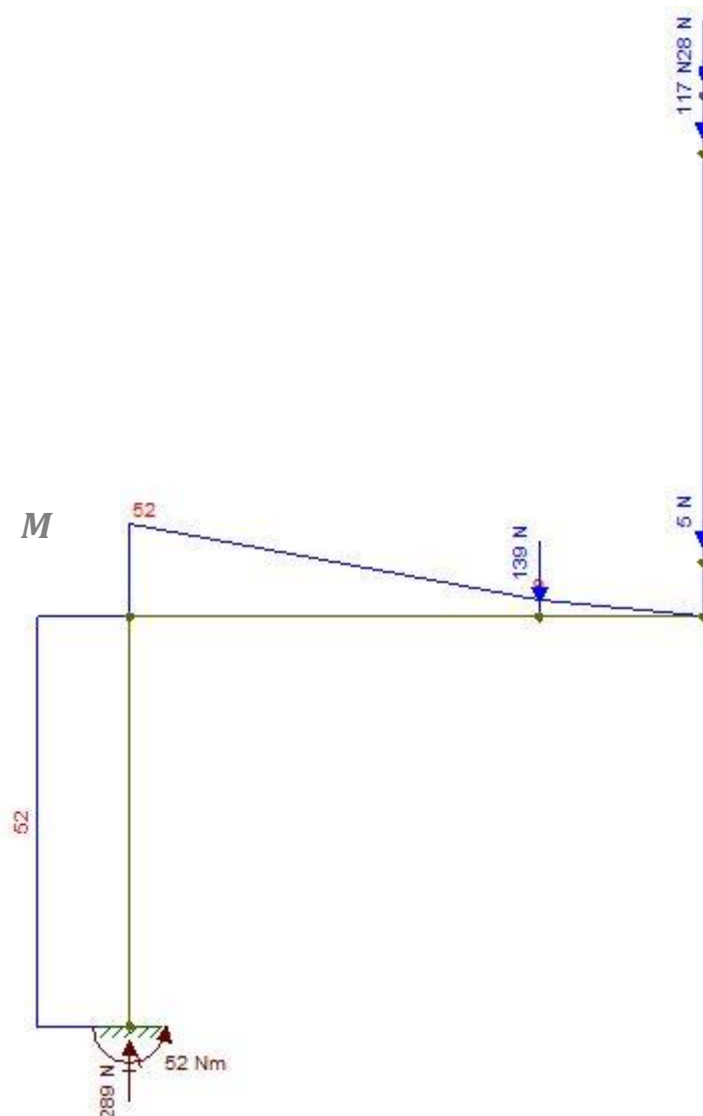


Figura 68-Andamento momento flettente piano yz

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

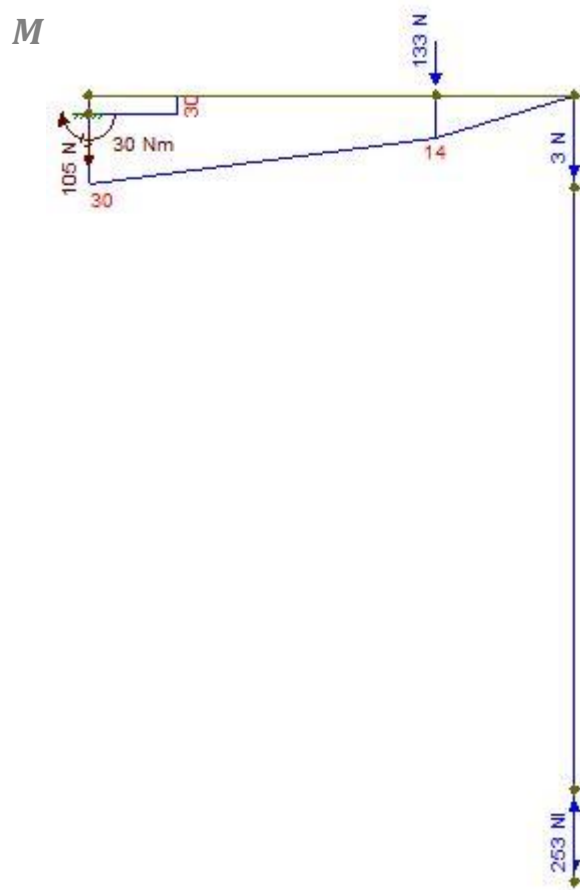


Figura 69-Andamento momento flettente piano xz



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Risultati

Analizzando le diverse sollecitazioni presenti in tale struttura si ottiene per l'elemento di lunghezza l_1 un momento flettente ideale uguale a:

$$M_{f\ id_l1} = \sqrt{(M_{f_yx}^2 + M_{f_xz}^2 + M_{f_yz}^2)}$$

considerando i momenti flettenti in tutti i piani analizzati.

Per ciò che concerne l'elemento di lunghezza a_1 invece è stato determinato un momento flettente ideale sovrapponendo i momenti flettenti dei piani xz e yz

$$M_{f\ id_a1} = \sqrt{(M_{f_xz}^2 + M_{f_yz}^2)}$$

Per ciò che riguarda l'elemento di lunghezza l_2 invece è presente solo un momento flettente nel piano yx e dunque si ha:

$$M_{f\ id_l2} = M_{f_yx}$$

Si è dunque determinato il modulo di resistenza a flessione minimo e si è ipotizzata una sezione cava di diametro uguale a $d_m = 18\ mm$ con spessore $t = 2\ mm$.

Si è definito il modulo di resistenza effettivo per una sezione cava uguale a:

$$W_{f\ eff} = \frac{\pi (d_{m_{est}}^4 - d_{m_{int}}^4)}{32 d_{m_{est}}}$$

La sezione critica per tale struttura risulta essere l'angolo tra l'elemento di lunghezza l_{AB} e a_1 ove si sommano tutti i momenti flettenti e dunque si ottiene una tensione ideale elevata.

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

L'andamento della tensione ideale con il relativo andamento del coefficiente di sicurezza viene riportato in figura in funzione della lunghezza l_{AB} .

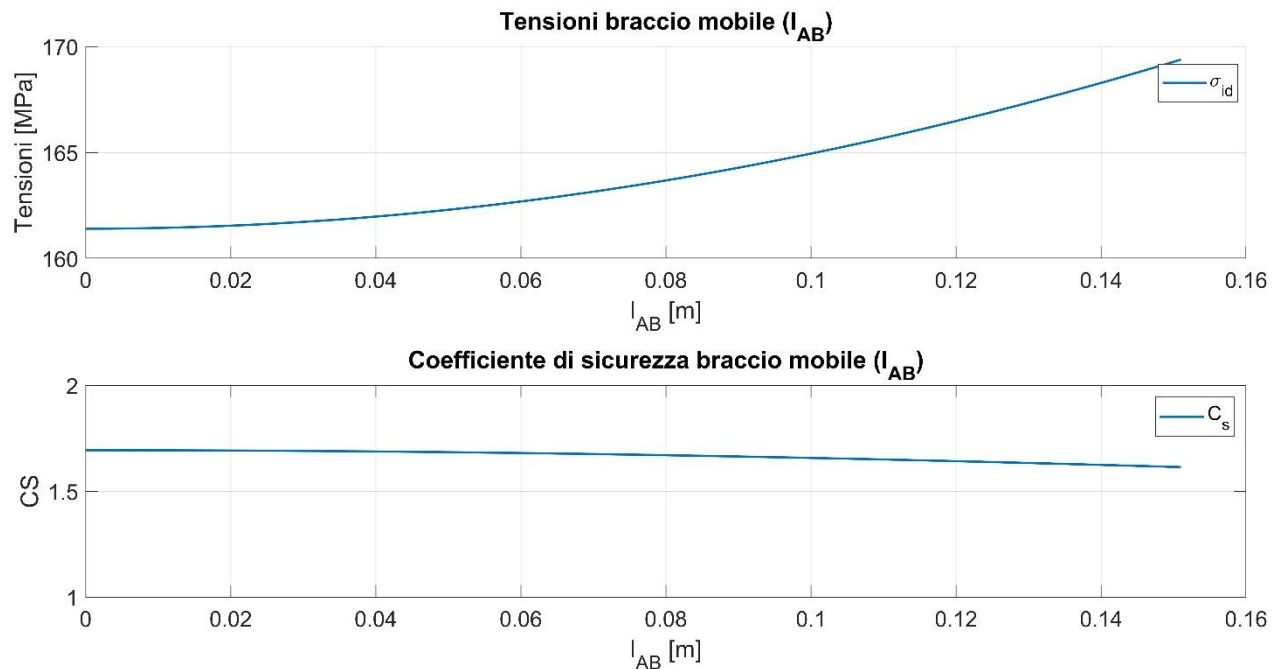


Figura 70-Tensioni back frame

Si nota come la massima tensione che si verifica è uguale a:

$$\sigma_{id} = 169.5 \text{ MPa}$$

e il coefficiente di sicurezza in tale punto presenta un valore di:

$$C.S_{eff} = 1.61$$

Valore accettabile e superiore all'unità, dunque il componente resiste alle sollecitazioni.

Analisi ad elementi finiti

Utilizzando il tool di SolidWorks® si è svolta un'analisi ad elementi finiti per poter validare i calcoli e i risultati ottenuti.

Oltre alla validazione dei risultati, tale analisi ha come obiettivo la determinazione della deformazione durante la condizione di massima sollecitazione.

L'analisi è stata svolta ipotizzando che il braccio fosse incastrato, in modo da effettuare delle considerazioni in condizioni più gravose di quelle che si verifichino in realtà.

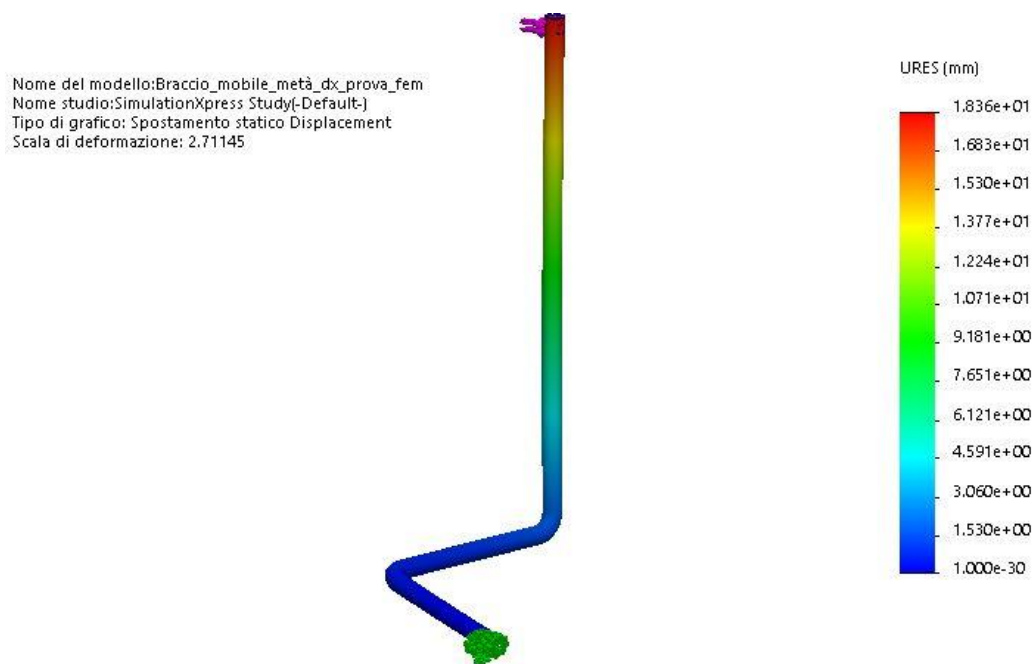


Figura 71-Analisi agli elementi finiti

Si nota come lo spostamento massimo in tali condizioni è uguale a $s_{max} = 18 \text{ mm}$, valore elevato se si considera che sopra di tale braccio sarà posizionato l'attuatore.

L'effetto di tale deformazione verrà rilevato dalle analisi sperimentali che si effettueranno una volta realizzato il prototipo.

3.3. Analisi del contatto lamiera\braccio mobile

L'analisi del contatto lamiera\braccio mobile risulta fondamentale al corretto funzionamento del dispositivo. Come illustra la figura, si nota che sono previsti due agganci per montare il braccio mobile con la lamiera.

La situazione reale mostra come l'aggancio dovrà essere posizionato sopra il link mobile e per mezzo di viti dovrà essere montato con la lamiera.

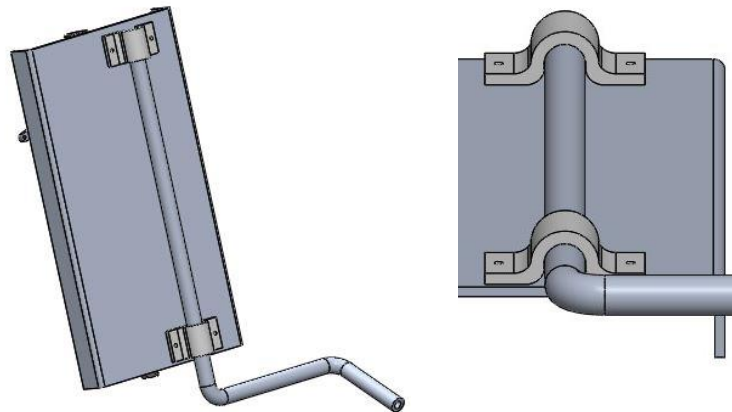


Figura 72-Illustrazione montaggio lamiera\braccio mobile

La figura riportata mostra la situazione reale, conoscendo la reazione T_{filo} che vorrebbe sfilare il link mobile dall'attacco si può ricavare la tensione N premente sul link mobile.

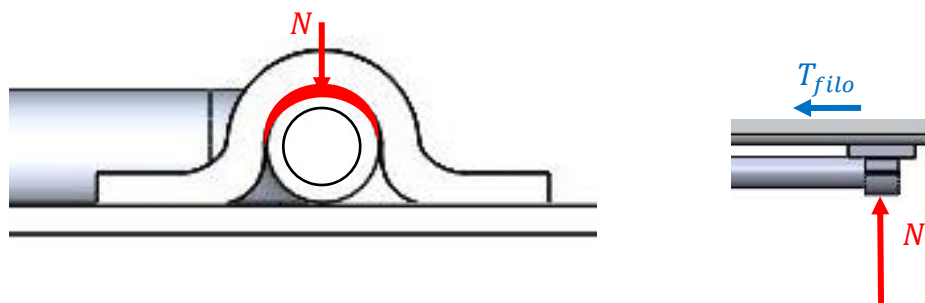


Figura 73-Schema equivalente

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Considerando un coefficiente di attrito tra l'aggancio e la lamiera uguale a 0.4, contatto alluminio-alluminio, si ottiene che la forza premente è uguale a:

$$N = f_{att} T_{filo}$$

La distribuzione di pressione nell'arco dell'aggancio, evidenziata in rosso, è stata assimilata a quella di un giunto rigido a gusci ove il tiro complessivo che serra i due gusci di estremità è pari alla risultante delle forze verticali:

$$N = \frac{4}{3} p_0 r L$$

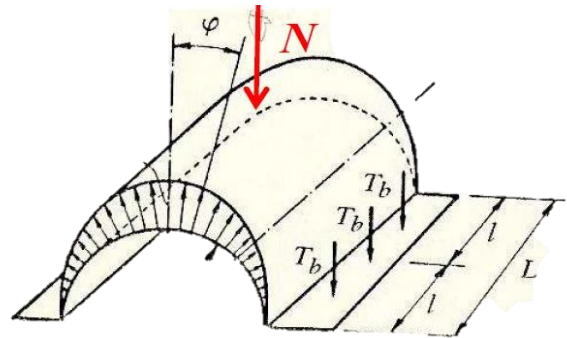


Figura 74-Giunto rigido a gusci

Assumendo che tale relazione valga anche in questo caso si è ricavato il valore della pressione massima p_0 uguale a:

$$p_0 = \frac{3N}{4 r L} = 0.11 \text{ MPa}$$

considerando con L la lunghezza dell'aggancio e con r il raggio del diametro interno.

Valore inferiore rispetto alla tensione di snervamento, dunque il materiale resiste alla connessione tra aggancio e lamiera.

3.4. Progettazione del sistema di connessione tra attuatore e fune.

La progettazione del sistema di connessione tra attuatore e fune è iniziata introducendo un elemento a triangolo, costituito da tre aste, in modo da consentire l'allineamento della fune con le pulegge.

L'elemento AB e BC sono sollecitati a trazione, invece l'elemento AC è soggetto a compressione.

La distanza tra le pulegge è pari a $d_p = 180 \text{ mm}$ invece l'altezza dell'elemento è stata scelta in modo da non provocare un cedimento a carico di punta per l'elemento AC , essendo sollecitato a compressione, ottenendo così un valore accettabile pari a $a_p = 78 \text{ mm}$.

In figura viene riportata la situazione descritta.

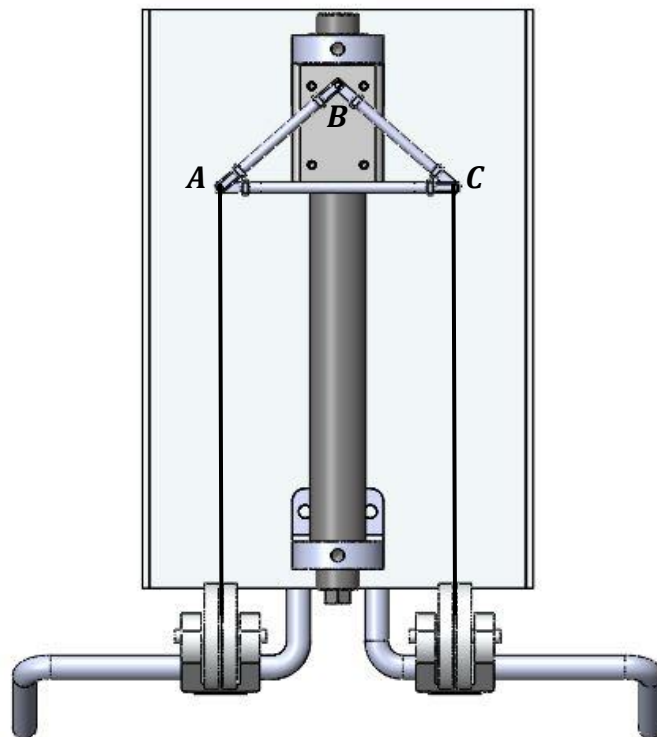


Figura 75-Vista posteriore back frame

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Lo studio è stato affrontato ricavando la reazione verticale uguale a:

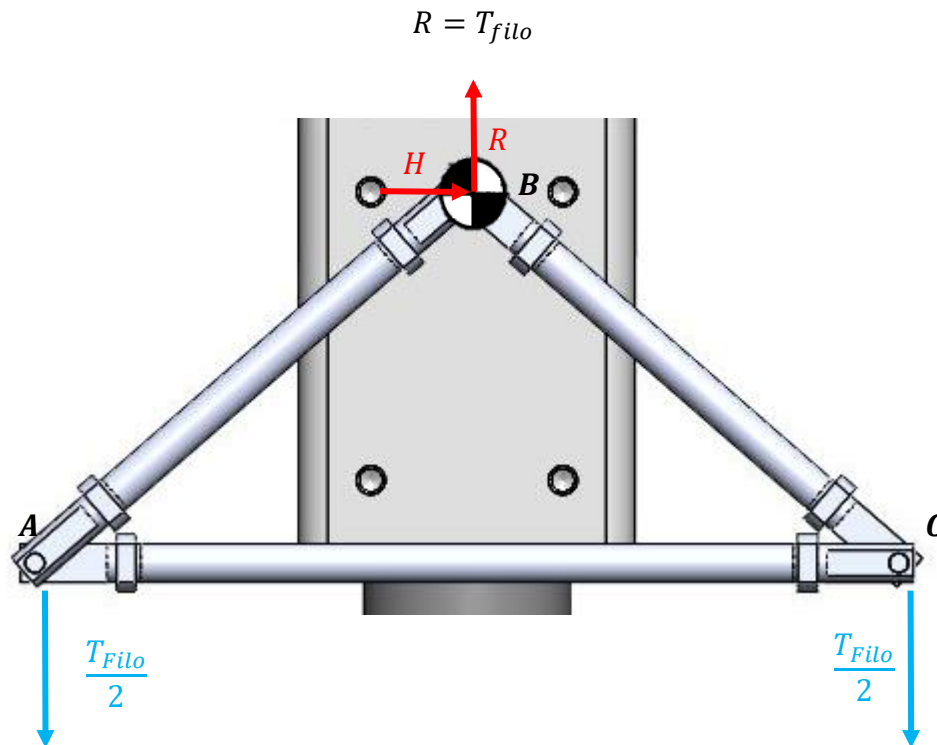


Figura 76-Diagramma di corpo libero meccanismo

Per determinare il valore della reazione orizzontale H si è analizzato il diagramma di corpo libero dell'elemento AB ottenendo così la situazione riportata in figura.

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Scrivendo l'equazione di momento intorno al punto A si ottiene:

$$\frac{T_{Filo}}{2} \frac{d_p}{2} - H_A a_p = 0$$

Si ottiene un valore di:

$$H_A = \frac{T_{Filo} d_p}{4 a_p} = H_B = H_C = 318 \text{ N}$$

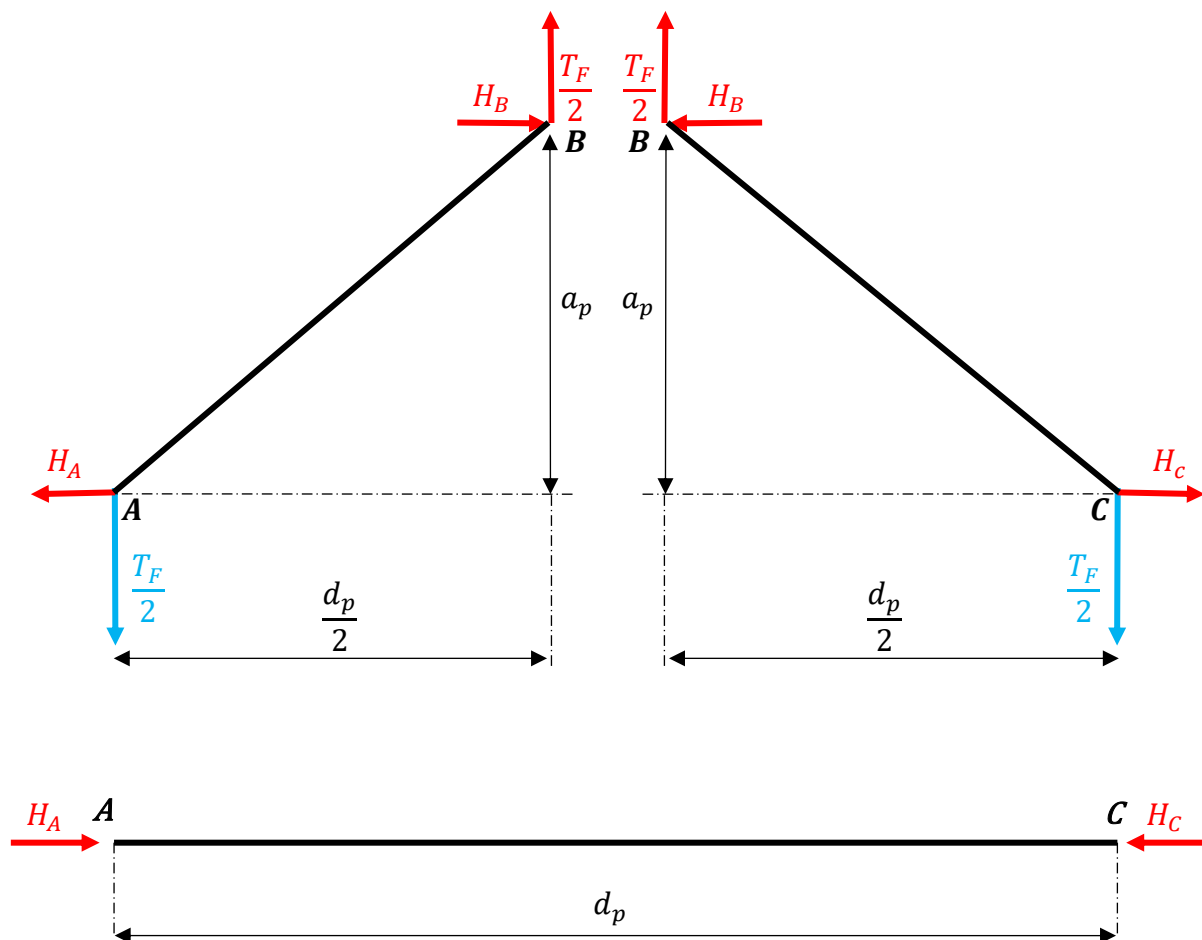


Figura 77- Diagrammi per la valutazione forze



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Dimensionamento

La progettazione è stata affrontata ipotizzando di utilizzare lo stesso materiale del link mobile, che presente un valore di rottura a trazione uguale a

$$\sigma_{R_{T\backslash C}} = 150 \text{ MPa}$$

Considerando un coefficiente di sicurezza pari a 3 è stata ricavata la tensione ammissibile pari a:

$$\sigma_{amm_{T\backslash C}} = \frac{\sigma_{R_{T\backslash C}}}{C.S} = 50 \text{ MPa}$$

La progettazione è proseguita determinando le forze che sollecitano gli elementi.

In particolare, sono state proiettate le forze sulla direzione dell'asta ed è stata ricavata la forza di trazione uguale a:

$$F_t = H_A \cos \alpha_p + \frac{T_F}{2} \sin \alpha_p = 420 \text{ N}$$

Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

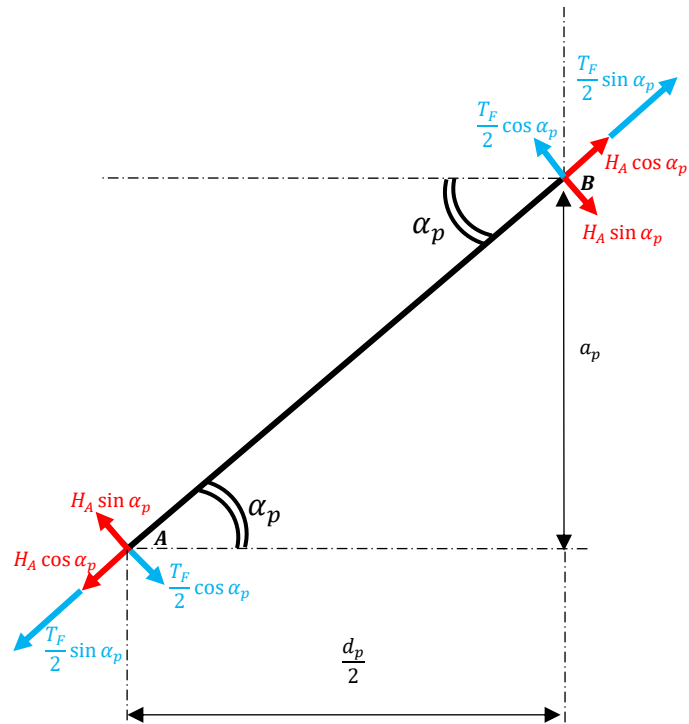


Figura 78-Configurazione asta AB

La teoria delle aste impone che siano sollecitate solo a trazione o compressione, infatti eseguendo una semplice verifica si ha che:

$$H_A \sin \alpha_p = \frac{T_F}{2} \cos \alpha_p$$

Dunque tale asta AB , come la BC sono soggette solo a trazione.

Si è potuta ottenere un'area minima e quindi ipotizzare una sezione dell'asta in esame.

Si è ipotizzata una sezione cava pari a:

$$d_{est} = 8 \text{ mm}$$

$$d_{int} = 6 \text{ mm}$$



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

definendo così una tensione effettiva pari a:

$$\sigma_{T_{AB.BC}} = 19 \text{ MPa} < \sigma_{ammT\backslash C}$$

risulta quindi che il componente resiste a trazione.

Per quanto riguarda l'elemento AC è stata verificata ipotizzando di adottare gli stessi diametri degli elementi sopradescritti.

Essendo sottoposta a compressione dalla forza $H_A = 318 \text{ N} < F_t$ sicuramente resiste, in effetti si ottiene un valore di:

$$\sigma_{T_{AC}} = 14.5 \text{ MPa} < \sigma_{ammT\backslash C}$$

il componente, come facilmente prevedibile resiste a compressione, ma nella sezione successiva si riportano i calcoli effettuati per verificare che l'elemento non ceda per instabilità elastica.



Verifica a carico di punta

L'elemento AC è un corpo lungo rispetto la sua sezione e quindi dato che è soggetto a compressione potrebbe cedere per presso-flessione, sollecitazione critica che si verifica quando la lunghezza dell'elemento è circa 10 volte più grande della dimensione minima della sezione trasversale.

In tale analisi il rapporto tra la lunghezza e la sezione è pari a:

$$\frac{l}{d} = 30$$

Viene introdotta quindi la tensione critica euleriana, che è uguale al rapporto tra il carico critico N_{cr} e l'area della sezione retta della trave, uguale a:

$$\sigma_{cr} = \frac{N_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{A l_o^2}$$

in cui:

- E modulo elastico alluminio pari a: $E = 70000 \text{ MPa}$
- I_{min} inerzia minima sezione trasversale [mm^4]
- A area sezione trasversale [mm^2]
- l_o lunghezza libera di inflessione uguale a: $l_o = 0.7 l_p$ come da manuale per una trave incastrata in entrambi gli estremi [mm]

Tale tensione verrà decurtata di un coefficiente di sicurezza g che tiene conto della snellezza dell'elemento, in modo da verificare che l'elemento non ceda per instabilità elastica.



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Il coefficiente di sicurezza viene definito come da “Manuale di Meccanica –Hoepli-SEZ H” pari a:

$$g = 1.5 + \frac{\lambda}{\lambda_p}$$

con $\frac{\lambda}{\lambda_p}$ il rapporto tra la snellezza della trave e la snellezza limite. [16]

Per determinare la snellezza della trave è necessario definire il raggio d'inerzia che vale:

$$\rho_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = 2.5 \text{ mm}$$

Si ottiene:

$$\lambda = \frac{l_o}{\rho} = 50.4$$

Per ricavare la snellezza limite si sostituisce alla tensione critica euleriana il carico di snervamento ricavando così:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$
$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{R_{p02}}} = 41.05$$

Dunque il rapporto tra la snellezza della trave e quella limite vale:

$$\frac{\lambda}{\lambda_p} = 1.22$$



Capitolo Terzo – Progettazione Back-Frame

Il coefficiente è dunque determinato ed è uguale a:

$$g = 2.72$$

Dunque la condizione affinché non si verifichi instabilità è la seguente:

$$\frac{N}{A} \leq \frac{\sigma_{cr}}{g} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2 g}$$

$$N \leq \frac{\pi^2 E I_{min}}{g A l_o^2}$$

$$318 N \leq 2100 N$$

Tale risultato dimostra che il componente non cede per instabilità elastica.



Capitolo Quarto

Progettazione Leg-Link

In questo capitolo si illustra l'iter di progettazione del Leg-Link dell'esoscheletro, esaminando vantaggi e svantaggi sull'ipotesi di inserire un link fisso.

Inizialmente si è pensato di agganciare la fune direttamente al para-coscia, ma dopo alcune valutazioni riguardanti l'allineamento della fune in condizioni di lavoro e la possibilità all'operatore di concedere una certa libertà una volta indossato il dispositivo si è optato per una soluzione alternativa.

In particolare, vengono analizzate due soluzioni:

- a) Soluzione costituita da tre link: link mobile, link fisso e leg link collegati ad un unico perno posizionato in corrispondenza del centro dell'anca.
- b) Soluzione senza il link fisso, mantenendo il link mobile e il leg link.

Nel capitolo si analizzeranno entrambe le soluzioni, evidenziando gli aspetti che hanno portato alla scelta del prototipo finale.

4.1. Soluzione con braccio fisso

Il prototipo rappresentato in figura è costituito da:

- Un link fisso con il compito di aumentare il braccio della tensione del filo, in modo da ridurre le forze in gioco, nonché la pressione nella camera dell'attuatore.
- Il leg link con il compito di scaricare la coppia di reazione sulla coscia e permette la connessione tra la fune e il para-coscia.
- Il back frame di cui si è ampiamente discusso nel capitolo precedente.

Il dispositivo viene riportato in figura.

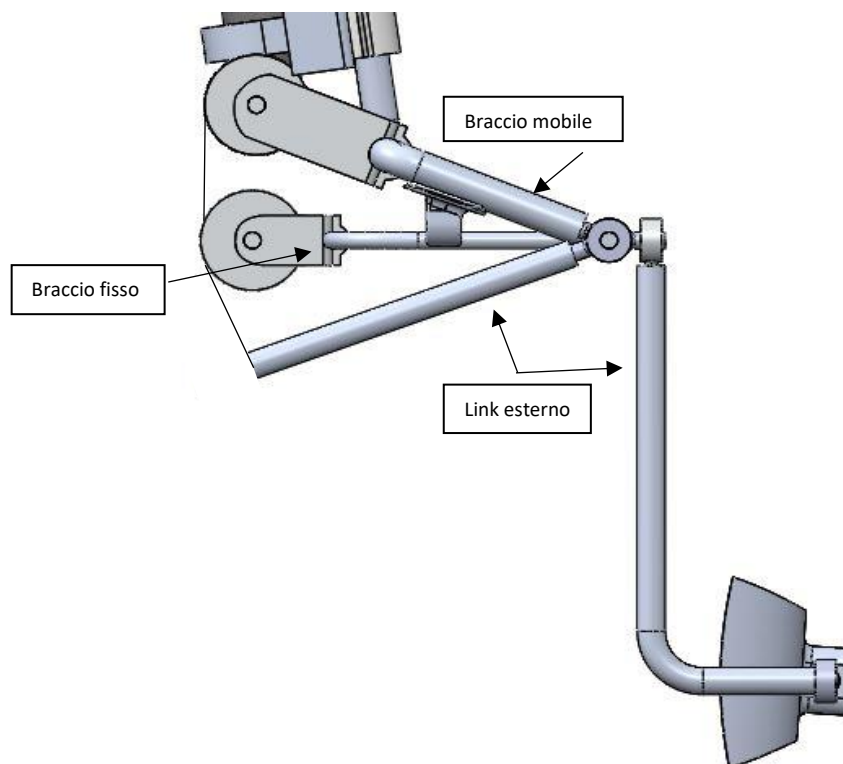


Figura 79-Dispositivo con braccio fisso

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Per ciò che concerne il leg link si è introdotta una complicazione nello studio del movimento.

Durante il moto di flessione si ha una rotazione delle gambe attorno alla caviglia, dalle analisi sperimentali svolte in laboratorio si è definito a fronte di una flessione del tronco di 70° la rotazione delle gambe è uguale a:

$$\alpha_{gamba} = 10^{\circ}$$

Viene riportato il grafico che illustra l'evoluzione temporale dell'angolo di rotazione delle gambe con il piegamento del tronco.

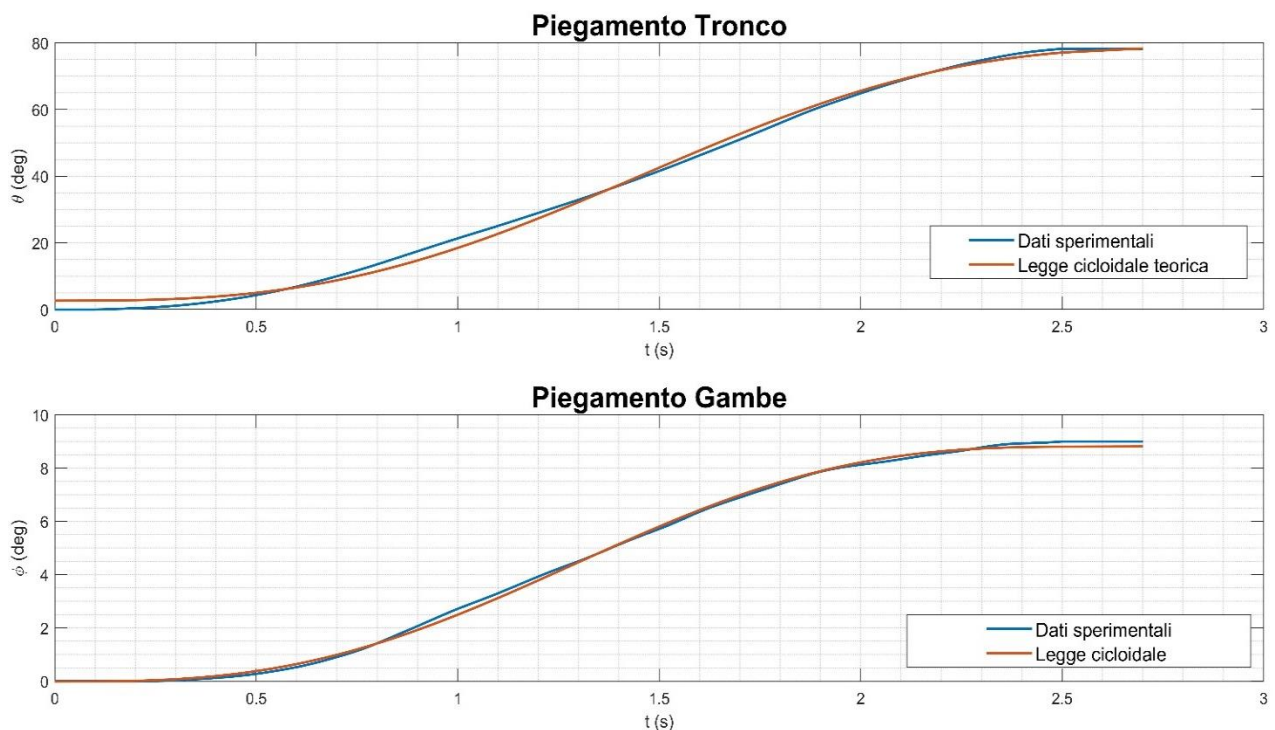


Figura 80-Grafico Piegamento Tronco/Piegamento gambe

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Lo studio è proseguito determinando le grandezze geometriche fondamentali al fine di ricavare le reazioni che si scaricano all'anca nella condizione di massima sollecitazione.

Per poter determinare tali reazioni è necessario valutare alcune grandezze geometriche che variano a seconda di come si dispongono tali componenti.

I due angoli fondamentali per la progettazione del dispositivo sono:

- ρ che si forma tra la verticale e la direzione della tensione del filo.
- δ_p che si forma tra la verticale e la direzione d'aggancio della fune sul link esterno.

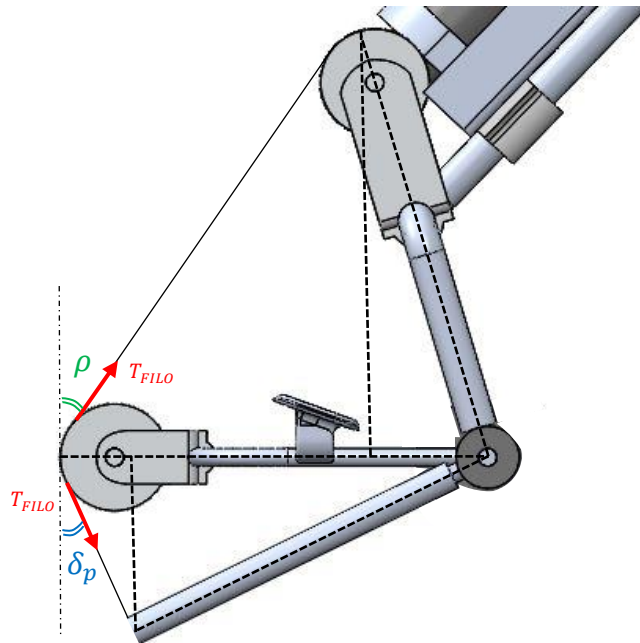


Figura 81-Analisi grandezze caratteristiche soluzione con braccio fisso

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Nella figura sottostante viene riportata la situazione complessiva raffigurando le dimensioni caratteristiche che hanno permesso di definire gli angoli in esame.

Il leg link viene raffigurato in due posizioni, in verde quella iniziale e in azzurro quella finale.

L'angolo ρ dipende sostanzialmente da tre fattori:

- Lunghezza elemento mobile $l_1 + r_{pul}$ [mm]
- Lunghezza braccio fisso $l_{r2} + r_{pul}$ [mm]
- Angolo di flessione totale $\theta_0 + \theta_m$ [deg]

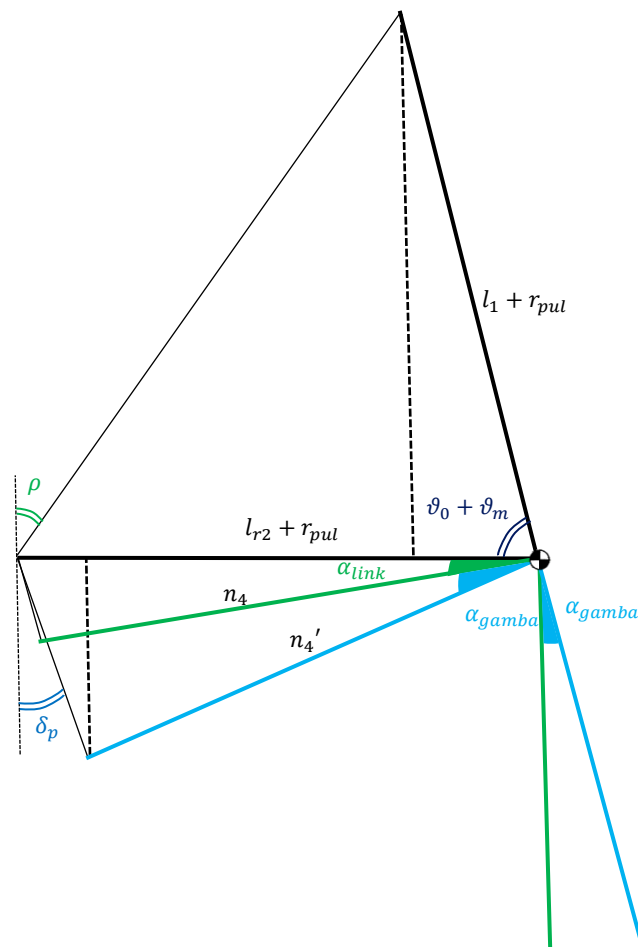


Figura 82-Rappresentazione soluzione con link fisso-Analisi Angoli caratteristici



Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Determinati i diversi fattori è stato possibile valutare l'angolo in esame uguale a:

$$\rho_{MAX} = tg^{-1} \left(\frac{(l_{r2} + r_{pul}) - (l_1 + r_{pul}) \cos(\theta_0 + \theta_m)}{(l_1 + r_{pul}) \sin(\theta_0 + \theta_m)} \right) = 35^\circ$$

L'angolo δ_p invece dipende da:

- Lunghezza dell'elemento esterno n_4 [mm]
- Lunghezza del braccio fisso $l_{r2} + r_{pul}$ [mm]
- Angolo tra l'orizzontale e l'elemento esterno alla fine del moto $\alpha_{link} + \alpha_{gamba}$ [deg]

Definiti i diversi fattori è stato possibile valutare l'angolo in esame uguale a:

$$\delta_{p_{MAX}} = tg^{-1} \left(\frac{(l_{r2} + r_{pul}) - n_4' \cos(\alpha_{link} + \alpha_{gamba})}{n_4' \sin(\alpha_{link} + \alpha_{gamba})} \right) = 26^\circ$$

Ricavati tali parametri è stato possibile iniziare il dimensionamento determinando le reazioni vincolari.

Per non appesantire la trattazione, i calcoli inerenti al dimensionamento del braccio fisso vengono riportati in Appendice A1-Progettazione braccio fisso.

4.2. Soluzione senza braccio fisso

La soluzione riportata in figura è costituita dagli stessi elementi del prototipo precedente a differenza dell'eliminazione del link fisso.

La valutazione del moto delle gambe durante la flessione del tronco viene considerata ugualmente.

$$\alpha_{gamba} = 10^\circ$$

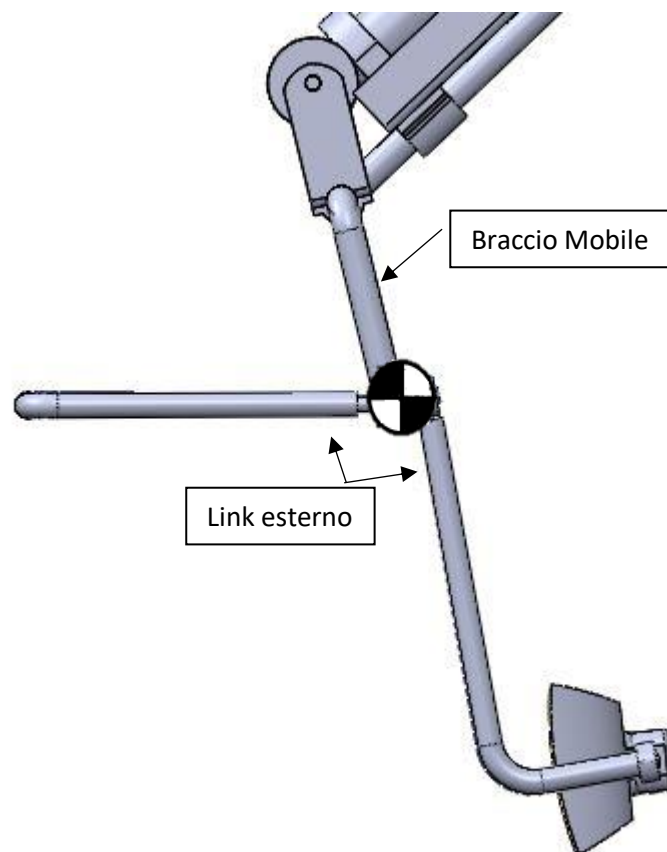


Figura 83-Prototipo senza braccio fisso

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Lo studio è proseguito determinando le grandezze geometriche fondamentali al fine di ricavare le reazioni che si scaricano all'anca nella condizione di massima sollecitazione.

Per poter determinare tali reazioni è necessario valutare alcune grandezze geometriche che variano a seconda di come vengono disposti i componenti.

L'angolo fondamentale per definire la progettazione in questa soluzione è:

- ρ che si forma tra la verticale e la retta d'azione della tensione del filo.

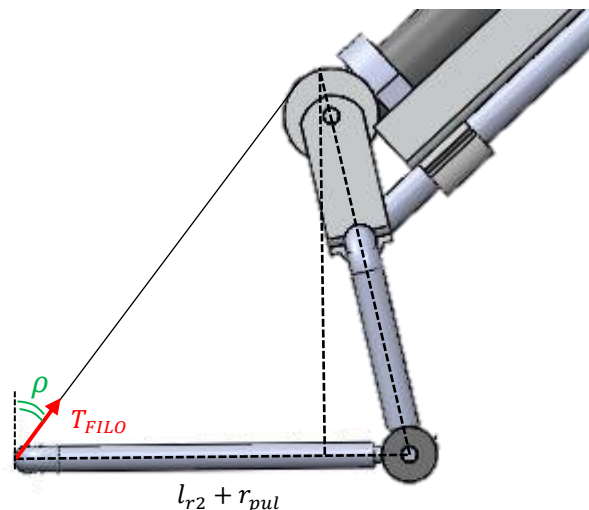


Figura 84-Analisi grandezze caratteristiche soluzione senza braccio fisso

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Nella figura sottostante viene riportata la situazione complessiva raffigurando le dimensioni caratteristiche che hanno permesso di definire l'angolo in esame.

L'elemento esterno viene raffigurato in due posizioni, in verde quella iniziale e in azzurro quella finale.

L'angolo ρ dipende sostanzialmente da tre fattori:

- Lunghezza elemento mobile $l_1 + r_{pul}$ [mm]
- Lunghezza elemento esterno $n'_4 = l_{r2} + r_{pul}$ [mm]
- Angolo di flessione totale $\theta_0 + \theta_m$ [deg]

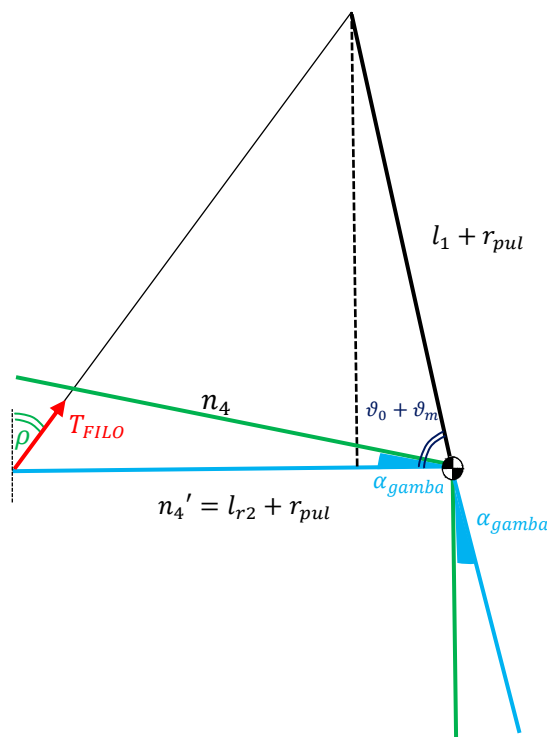


Figura 85-Analisi angoli caratteristici soluzione senza braccio fisso



Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Determinati i diversi fattori è stato possibile valutare l'angolo in esame uguale a:

$$\rho_{MAX} = tg^{-1} \left(\frac{n'_4 - (l_1 + r_{pul}) \cos(\theta_0 + \theta_m)}{(l_1 + r_{pul}) \sin(\theta_0 + \theta_m)} \right) = 35^\circ$$

Tale parametro è uguale al valore della soluzione precedente perché si è ipotizzato che la lunghezza dell'elemento esterno fosse uguale alla lunghezza complessiva del braccio fisso.

4.3. Le due soluzioni a confronto

Vengono brevemente illustrate le considerazioni effettuate per dimensionare il leg link.

Per lo studio del Leg-Link, chiamato anche elemento esterno, viene riportato il modello utilizzato.

Il para-coscia è stato ipotizzato essere una cerniera mobile e l'unica forza che agisce in tale struttura è la tensione del filo.

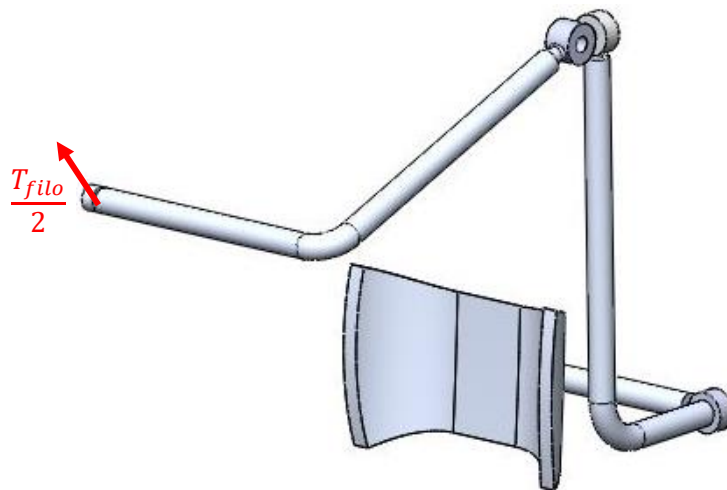


Figura 86-Modello Leg Link

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Per valutare quale soluzione è più opportuna ai nostri studi viene compiuto il confronto determinando le reazioni vincolari all'anca e alla coscia.

Per ciò che concerne la prima soluzione, il *piano yx* è stato schematizzato come segue:

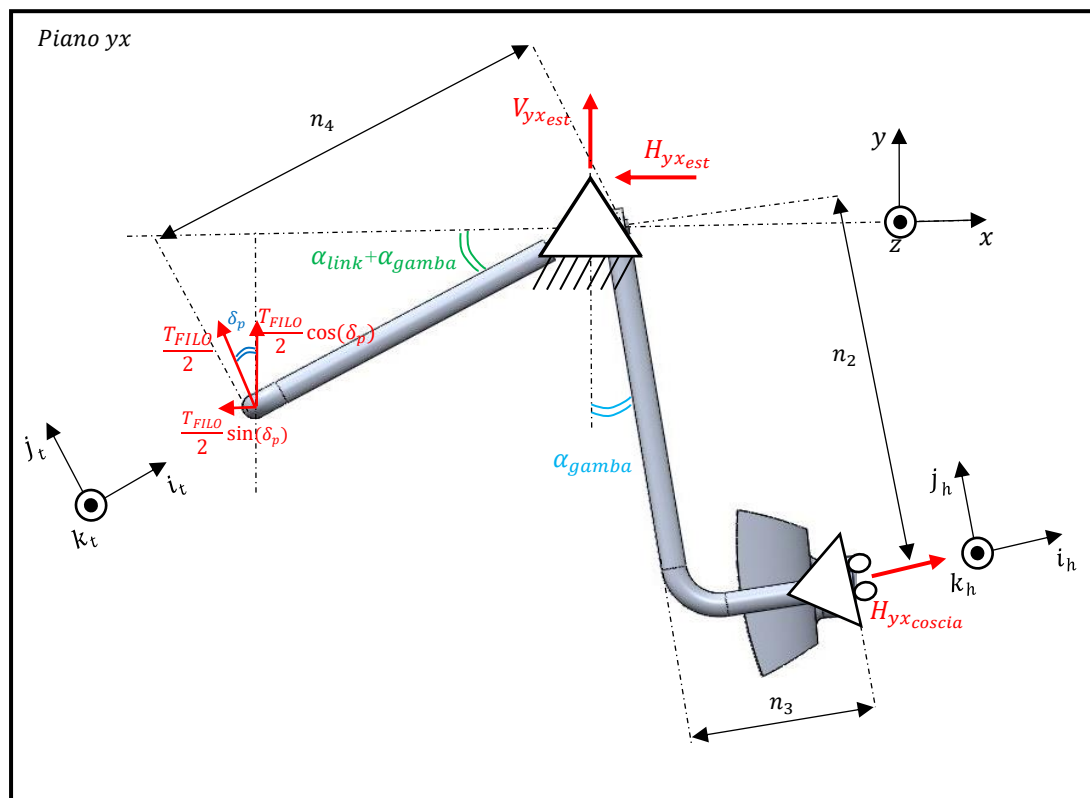


Figura 87-Schema strutturale equivalente Leg link con braccio fisso



Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Reazioni vincolari

Si sono dunque determinate le reazioni vincolari uguali a:

$$V_{yx_{anca}} = -\frac{T_{filo}}{2} \cos(\delta_p) - H_{yx_{coscia}} \sin(\alpha_{gamba}) = -367 \text{ N}$$

$$H_{yx_{anca}} = -\frac{T_{filo}}{2} \sin(\delta_p) + H_{yx_{coscia}} \cos(\alpha_{gamba}) = 254 \text{ N}$$

Scrivendo l'equazione di momento intorno alla cerniera fissa si ottiene:

$$H_{yx_{coscia}} n_2 - \frac{T_{FILO}}{2} \sin \delta_p n_4 \sin(\alpha_g + \alpha_l) - \frac{T_{FILO}}{2} \cos \delta_p n_4 \cos(\alpha_g + \alpha_l) = 0$$

$$H_{yx_{coscia}} = \frac{\frac{T_{FILO}}{2} \sin \delta_p n_4 \sin(\alpha_g + \alpha_l) + \frac{T_{FILO}}{2} \cos \delta_p n_4 \cos(\alpha_g + \alpha_l)}{n_2} = 404.5 \text{ N}$$

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Per ciò che concerne la seconda soluzione, il *piano yx* è stato schematizzato come segue:

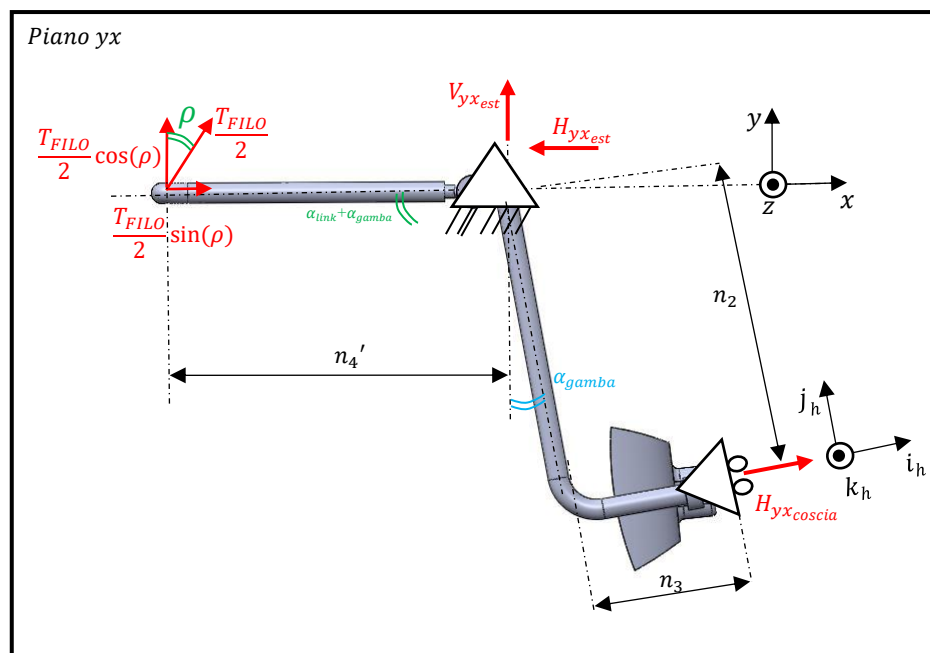


Figura 88-Schema strutturale equivalente senza braccio fisso



Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Reazioni vincolari

Si sono dunque determinate le reazioni vincolari uguali a:

$$V_{yx_{anca}} = -\frac{T_{filo}}{2} \cos(\rho) - H_{yx_{coscia}} \sin(\alpha_{gamba}) = -315.2 \text{ N}$$

$$H_{yx_{anca}} = \frac{T_{filo}}{2} \sin(\rho) + H_{yx_{coscia}} \cos(\alpha_{gamba}) = 442.7 \text{ N}$$

Scrivendo l'equazione di momento intorno alla cerniera fissa si ottiene:

$$H_{yx_{coscia}} n_2 - \frac{T_{FILO}}{2} \cos \rho n_{4'} = 0$$

$$H_{yx_{coscia}} = \frac{T_{FILO} \cos \rho n_{4'}}{n_2} = 257.6 \text{ N}$$

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Riassumendo tutte le azioni che si scaricano all'anca e alla coscia si ottiene:

Prototipo con braccio fisso

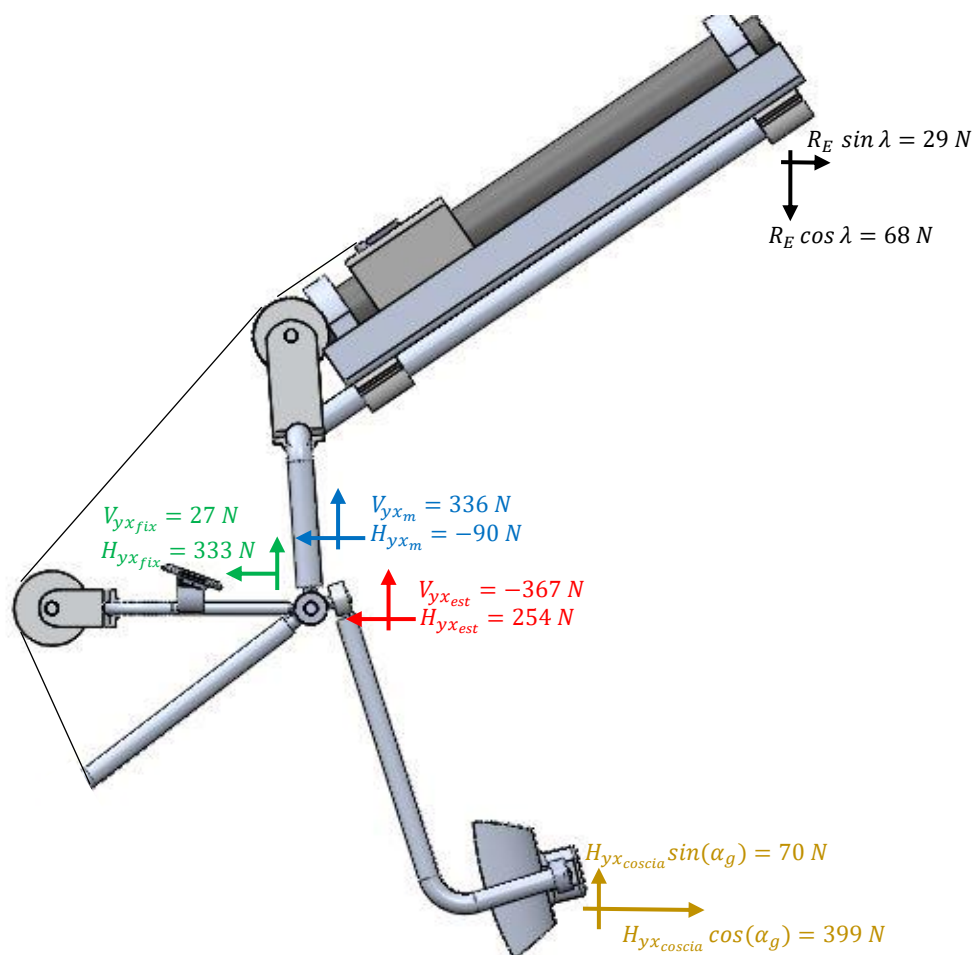


Figura 89-Reazioni complessive soluzioni braccio fisso

Prototipo senza braccio fisso

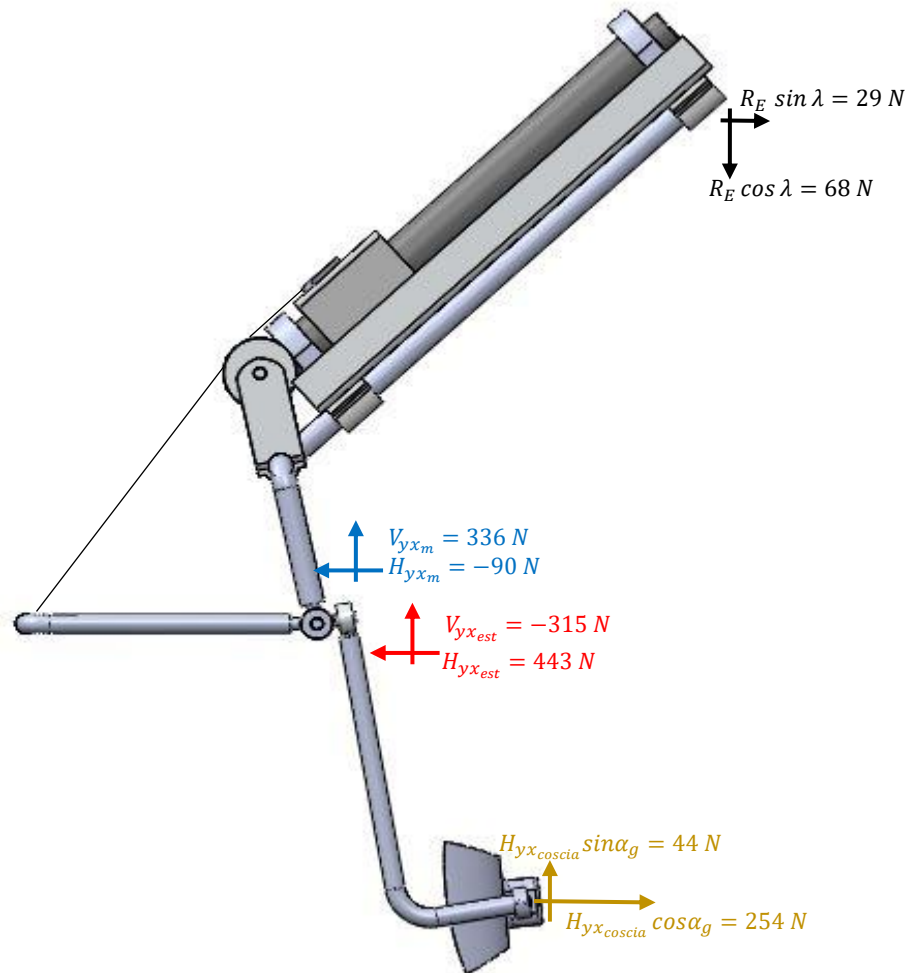


Figura 90-Reazioni complessive soluzione senza braccio fisso



Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Come si nota dal confronto riportato in figura si ha:

	Soluzione 1	Soluzione 2
• Reazione complessiva anca	497 N	353 N
• Reazione complessiva coscia	404.5 N	257.6 N
• Reazione complessiva spallacci	77 N	77 N

Figura 91-Riepilogo reazioni

Si nota come la **soluzione con braccio fisso (1)** presenta una reazione complessiva maggiore sia all'anca che alla coscia, risultato dovuto alla disposizione degli elementi come illustrato poc'anzi.

Per ciò che concerne la **soluzione senza braccio fisso (2)**, si nota come le reazioni siano minori sia sull'anca che sulla coscia, fatto dovuto in parte all'eliminazione del braccio fisso, ma anche alla disposizione differente del leg link durante il moto.

Capitolo Quarto – Progettazione Leg-Link

Scegliendo il primo prototipo si ha un ingombro laterale di 120 mm , optando invece per la seconda ipotesi, non essendoci il braccio fisso collegato al perno d'anca, si ha un ingombro laterale minore di 30 mm .

Viene riportata una figura per chiarire meglio il concetto.

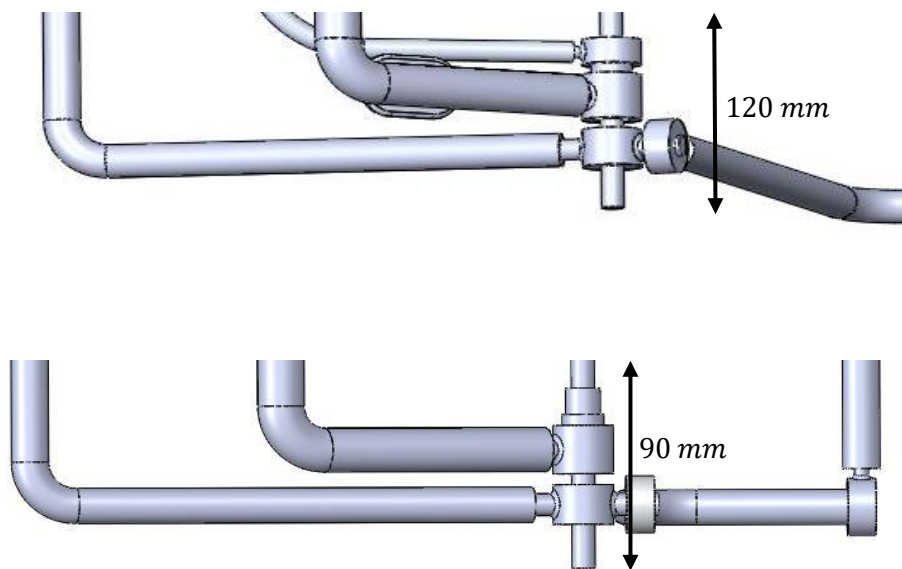


Figura 92-Illustrazione ingombro laterale

Per le ragioni illustrate in questo paragrafo si è deciso di scegliere la seconda soluzione e procedere al dimensionamento della stessa.



Capitolo Quinto

Il prototipo definitivo

In questo capitolo si illustra il prototipo finale spiegando i passaggi che hanno portato all'ottimizzazione del dimensionamento.

Una sezione del capitolo è dedicata alla riprogettazione del leg-link e all'analisi cinematica dello stesso.

Infine si illustrano le grandezze fondamentali ottimizzando la geometria, modificando alcuni parametri per soddisfare determinate specifiche.



5.1. Ottimizzazione della geometria

L'ottimizzazione della geometria è iniziata con l'obiettivo di soddisfare determinate specifiche quali la riduzione a zero del disagio una volta indossato il dispositivo.

Dall'analisi sperimentale, si è definito che realizzando tale prototipo, con il back frame e il leg link collegati allo stesso punto, gli spillacci avrebbero sfregato sulle spalle provocando fastidio e disagio.

Si è suddiviso il perno d'anca in due perni, riducendo così ulteriormente l'ingombro laterale, altra specifica essenziale al fine del corretto funzionamento.

Dunque si è considerata l'ipotesi di spostare il punto di collegamento del back-frame rispetto al leg-link di una quota determinata tramite elaborazione di dati di:

$$x_I = 20 \text{ mm}$$

$$y_I = 100 \text{ mm}$$

Tale scelta ha modificato la geometria del dispositivo, e ha permesso di ottenere un ingombro laterale pari a 50 mm.

Nel corso del capitolo si analizzeranno le grandezze fondamentali presenti nel sistema definitivo.

Per poter definire le grandezze geometriche differenti rispetto alla soluzione precedente si sono analizzate due posizioni successive, quella iniziale e finale.

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

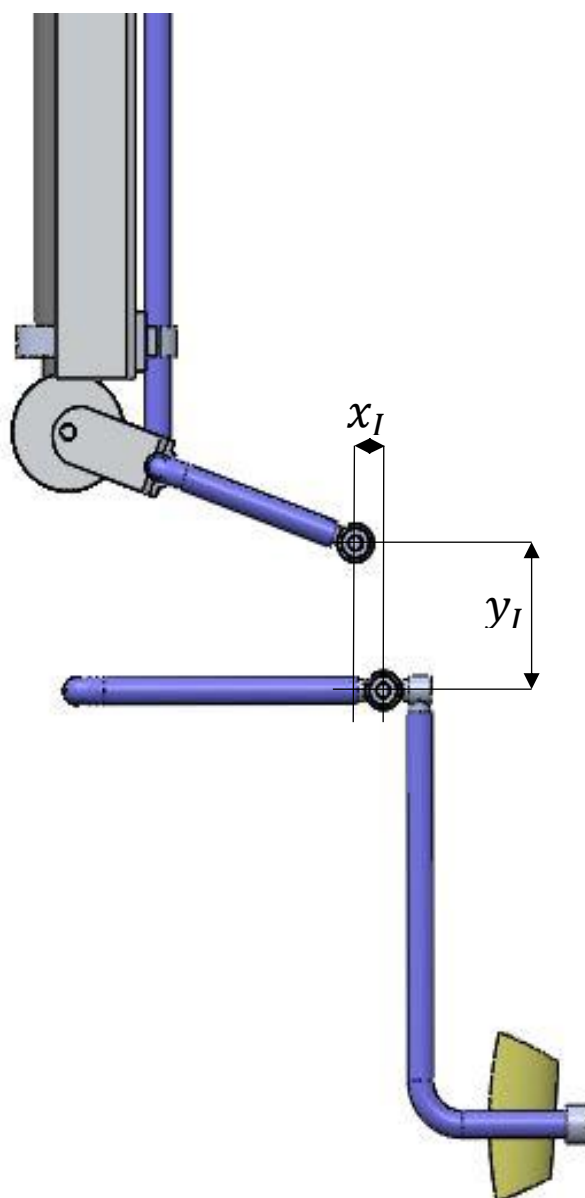


Figura 93-Prototipo definitivo

5.2. Grandezze caratteristiche

In figura viene riportata l'evoluzione temporale nelle due successive posizioni analizzate.

Si nota che la fune durante il moto sposta il carrello dell'attuatore fino ad arrivare alla configurazione finale.

In blu, la fune nella posizione iniziale, in rosso la fune nella posizione di massimo sforzo.

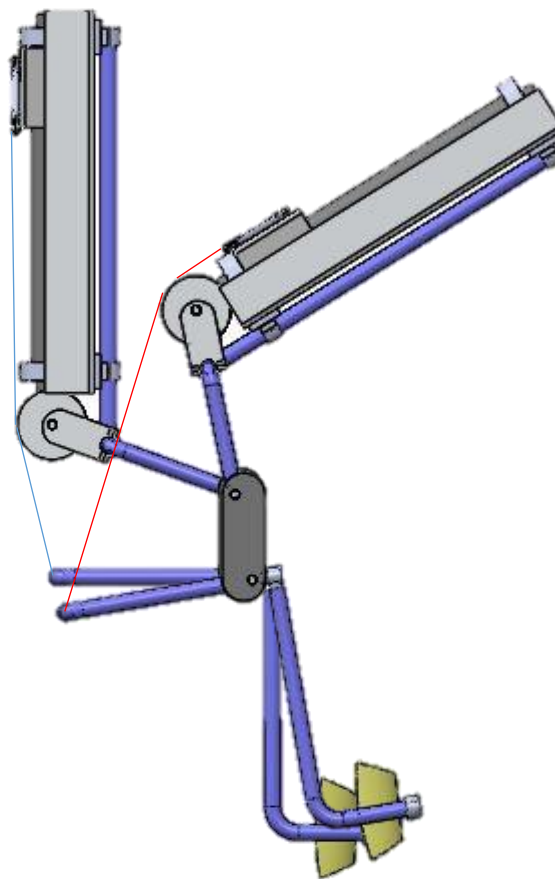


Figura 94-Evoluzione temporale prototipo definitivo

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Lo studio è proseguito analizzando due triangoli che si creano durante il moto di flessione, evidenziati in figura BGE e $B'E'F$.

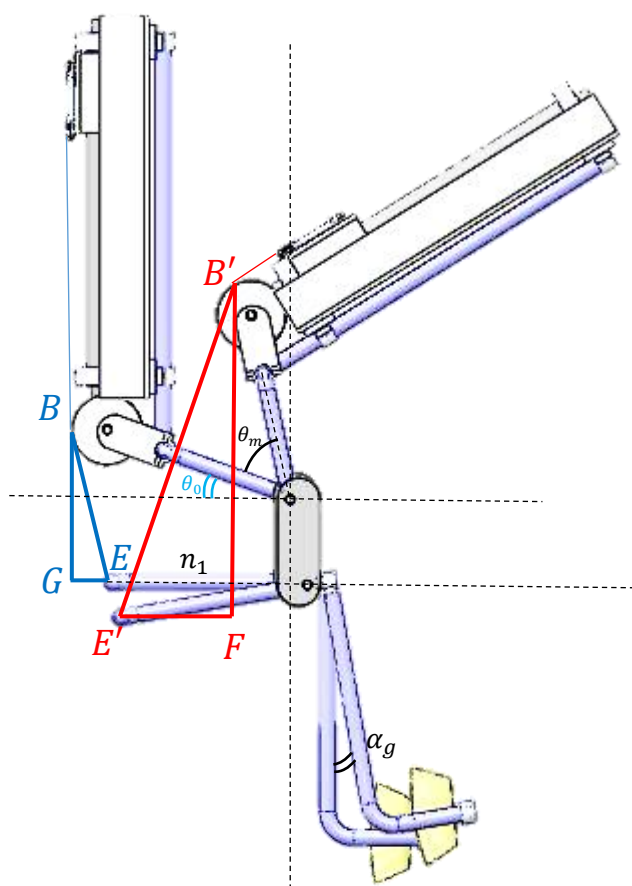


Figura 95-Analisi geometrica prototipo finale

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Triangolo BGE

$$GE = (l_1 + r_{pul}) \cos \theta_0 + x_I - n_1$$

$$BG = (l_1 + r_{pul}) \sin \theta_0 + y_I$$

$$BE = \sqrt{GE^2 + BG^2}$$

Triangolo E'B'F

$$E'F = n_1 \cos \alpha_g - (x_I + (l_1 + r_{pul}) \cos(\theta_0 + \theta_m))$$

$$B'F = n_1 \sin \alpha_g + y_I + ((l_1 + r_{pul}) \sin(\theta_0 + \theta_m))$$

$$B'E' = \sqrt{B'F^2 + E'F^2}$$

Si ricava dunque la relazione dell'angolo fondamentale ρ pari a:

$$\rho = \arccos\left(\frac{B'F}{B'E'}\right) = \arccos\frac{(n_1 \sin \alpha_g + y_I + (l_1 + r_{pul}) \sin(\theta_0 + \theta_m))}{\sqrt{B'F^2 + E'F^2}}$$

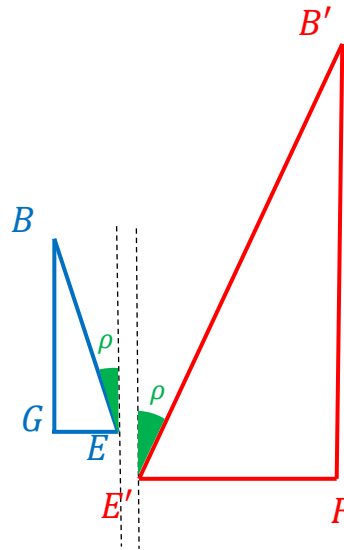


Figura 96-Triangoli geometrici
soluzione finale

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

L'andamento dell'angolo ρ viene riportato di seguito.

Si nota come l'angolo parta da un valore diverso da zero perché la disposizione degli elementi genera un angolo iniziale di circa 10° .

Dopodiché all'aumentare dell'angolo di flessione si arriva in un certo istante ad avere un valore nullo, in cui la fune è perfettamente verticale.

Successivamente si ha un incremento dell'angolo fino a mostrare un massimo di:

$$\rho_{max} = 27^\circ$$

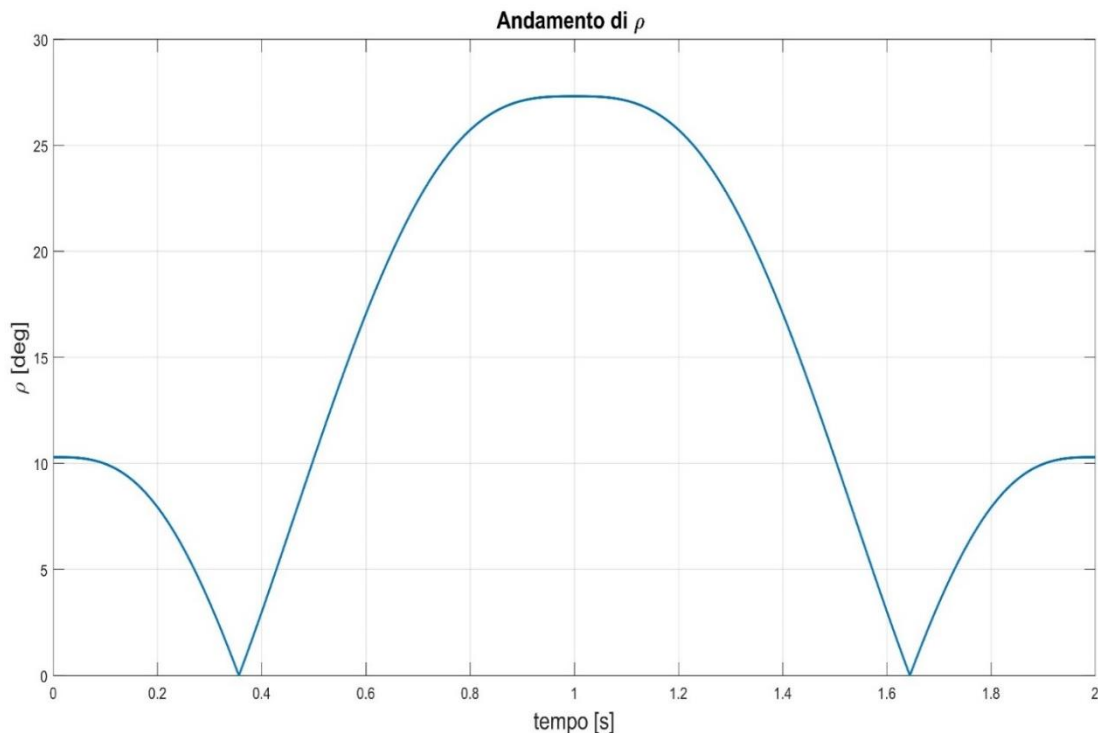


Figura 97-Andamento angolo rho in funzione del tempo

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Inoltre, è stato rivalutato il braccio della tensione della fune, considerando la geometria del prototipo definitivo.

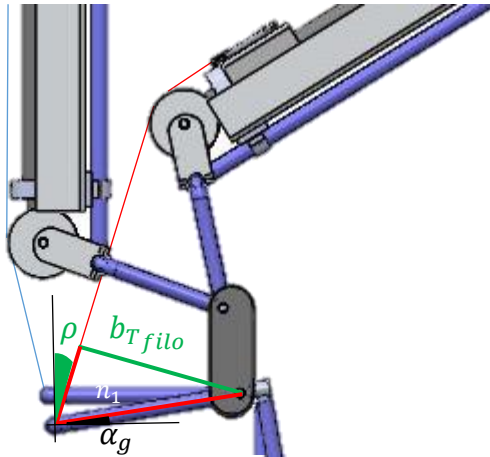


Figura 98-Valutazione grandezze sistema di rinvio

Il braccio dunque è pari a:

$$b_{T_{filo}} = n_1 \sin(90 - \rho - \alpha_g)$$

da cui si riporta l'andamento della tensione della fune e della pressione nella camera dell'attuatore.

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

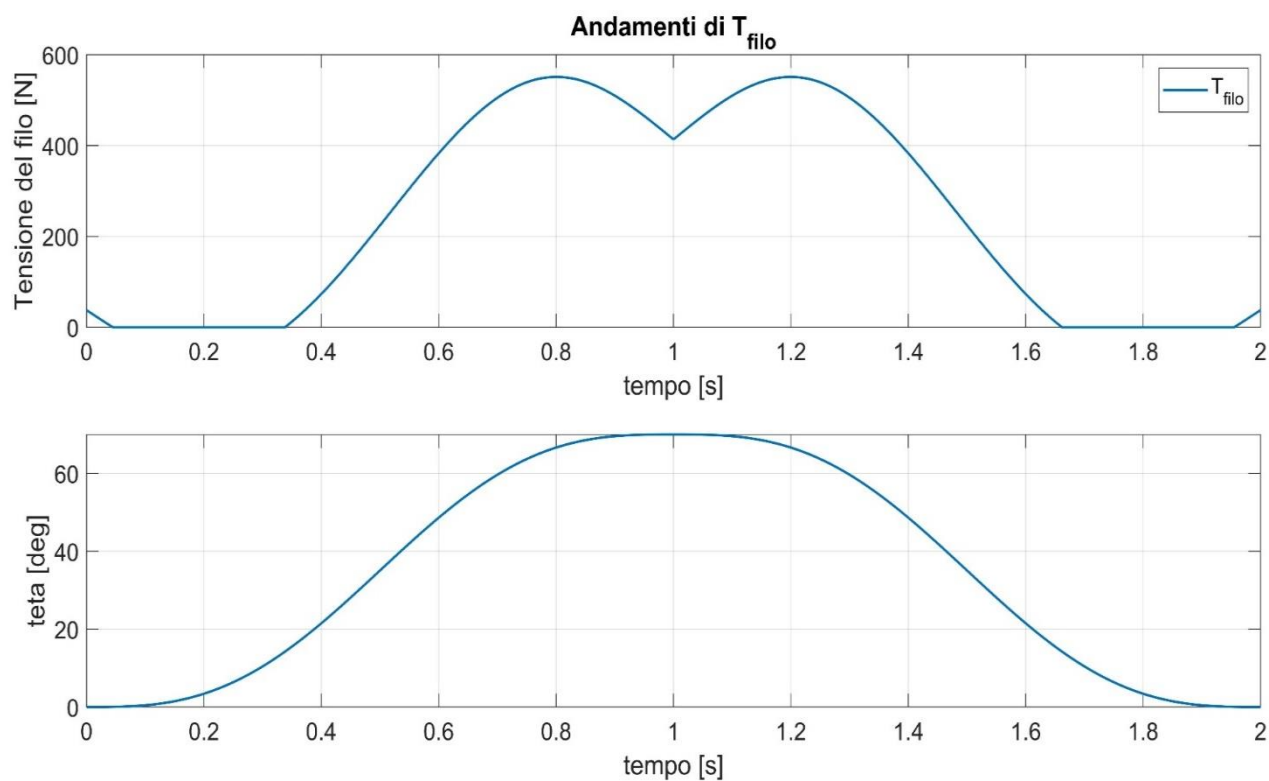


Figura 99-Andamento tensione della fune

Gli andamenti raffigurati sono stati plottati con l'angolo di flessione per mostrare l'evoluzione della tensione e della pressione al variare dell'angolo di flessione θ

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

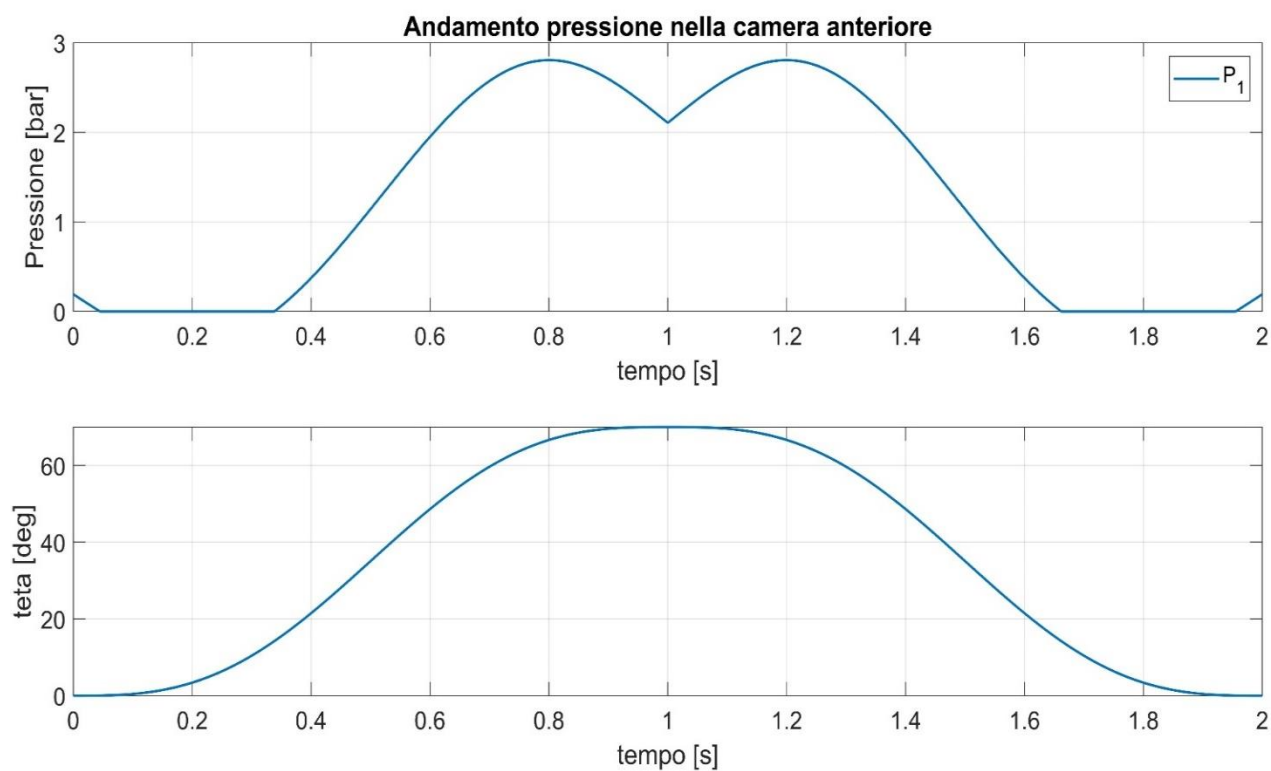


Figura 100-Andamento pressione camera anteriore

5.3. Riprogettazione Leg-link

Ricavate le grandezze si è potuto ridimensionare correttamente il leg-link con la stessa metodologia dei link progettati precedentemente.

Il link è stato modellizzato come segue, considerando una cerniera fissa per l'aggancio al perno e una cerniera mobile per il contatto tra coscia ed esoscheletro.

Nelle sezioni successive si studierà nel dettaglio tutti i segmenti che costituiscono tale link.

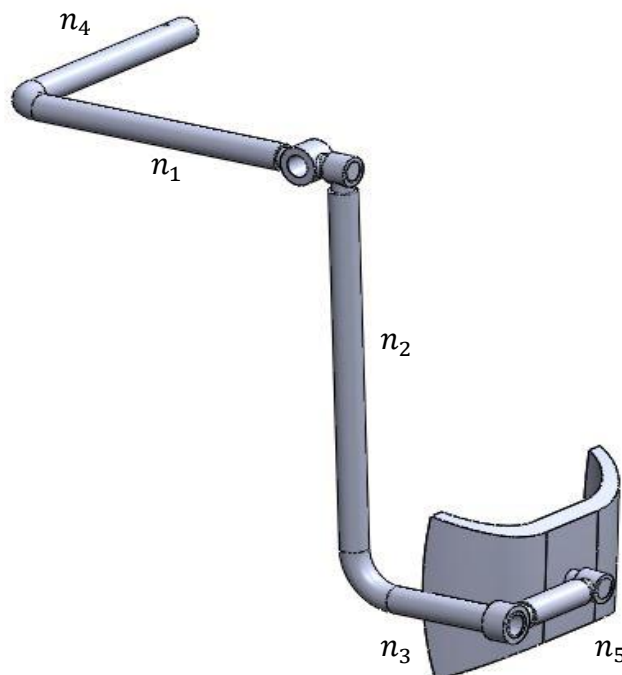


Figura 101-Modello Leg Link

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Il piano yx studiato viene rappresentato qui di seguito:

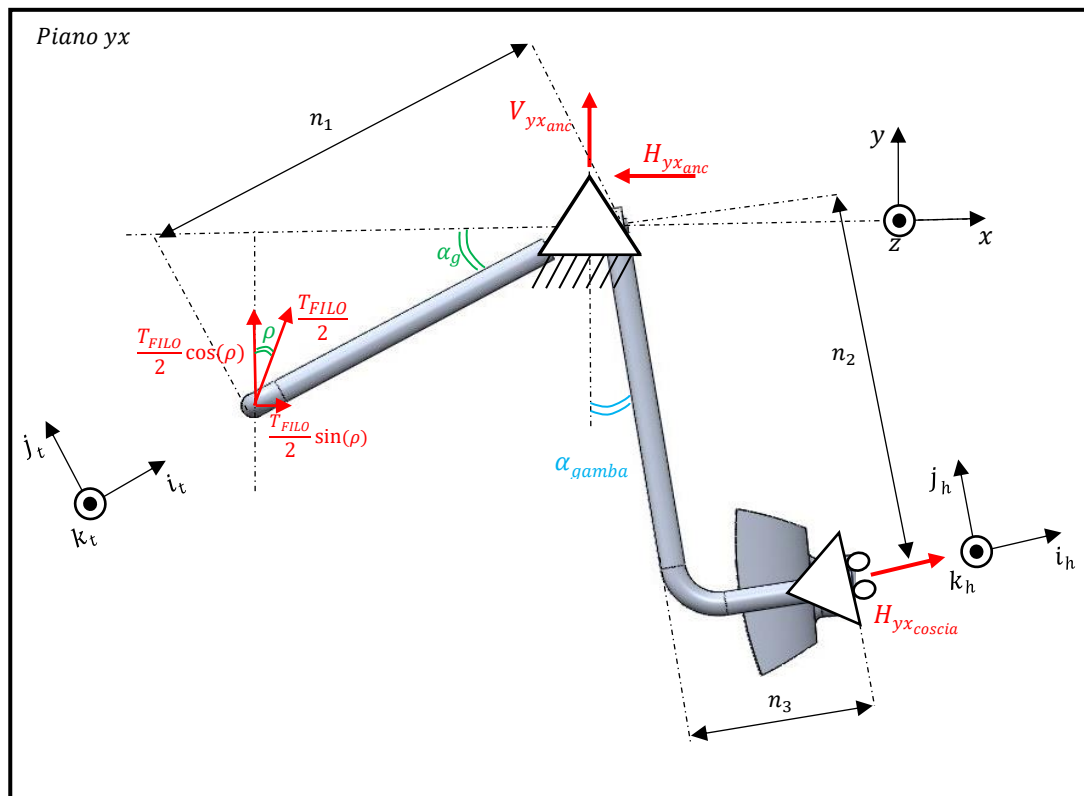


Figura 102-Piano yx -Leg link

Si può notare l'introduzione di due piani orientati rispetto alla direzione dell'elemento n_1 ed n_3 in modo da rendere più semplice lo studio successivo di questi elementi.



Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Reazioni Vincolari

Scrivendo le equazioni cardinali si ottengono le reazioni vincolari uguali a:

$$V_{yx_{anca}} = -\frac{T_{filo}}{2} \cos(\rho) - H_{yx_{coscia}} \sin(\alpha_{gamba}) = -278.5 \text{ N}$$

$$H_{yx_{anca}} = +\frac{T_{filo}}{2} \sin(\rho) + H_{yx_{coscia}} \cos(\alpha_{gamba}) = 291.4 \text{ N}$$

Scrivendo l'equazione di momento intorno alla cerniera fissa si ottiene:

$$H_{yx_{coscia}} n_2 + \frac{T_{FILO}}{2} \sin \rho \ n_1 \sin(\alpha_g) - \frac{T_{FILO}}{2} \cos \rho \ n_1 \cos(\alpha_g) = 0$$

$$H_{yx_{coscia}} = \frac{\frac{T_{FILO}}{2} \sin \delta_p \ n_4 \sin(\alpha_g + \alpha_l) + \frac{T_{FILO}}{2} \cos \delta_p \ n_4 \cos(\alpha_g + \alpha_l)}{n_2} = 174.5 \text{ N}$$

Caratteristiche di sollecitazione

Analizzando il primo concio si ottiene:

1° Concio

$$0 < x_1 < n_1$$

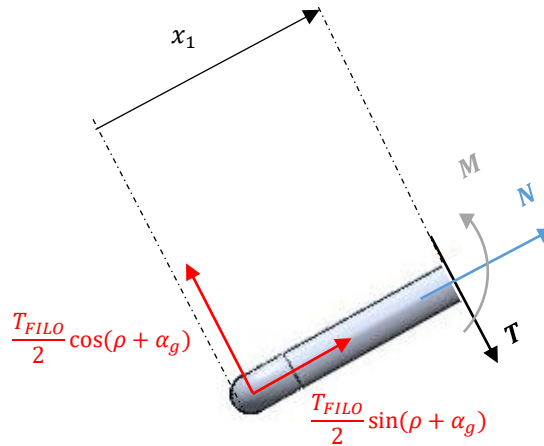


Figura 103-Primo concio piano yx

$$N_1 = -\frac{T_F}{2} \sin(\alpha_g + \rho)$$

$$T_1 = \frac{T_F}{2} \cos(\alpha_g + \rho)$$

$$M_1 = \frac{T_F}{2} \cos(\alpha_g + \rho) x_1 \begin{cases} \text{con } x_1 = 0 \rightarrow M_1 = 0 \\ \text{con } x_1 = n_1 \rightarrow M_1 = \frac{T_F}{2} \cos(\alpha_g + \rho) n_1 \end{cases}$$

2° Concio

$$0 < x_2 < n_3$$

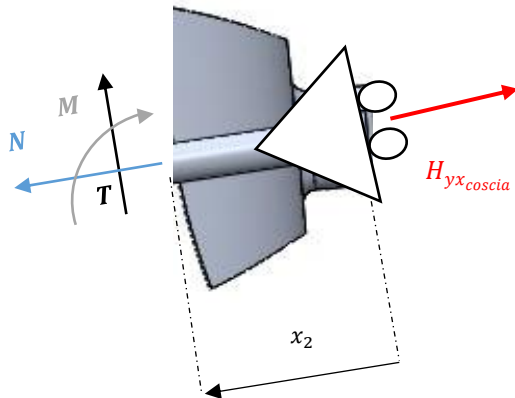


Figura 104-Secondo Concio piano yx

$$N_2 = H_{yx_{coscia}}$$

$$T_2 = 0$$

$$M_2 = 0$$

3° Concio

$$0 < x_3 < n_2$$

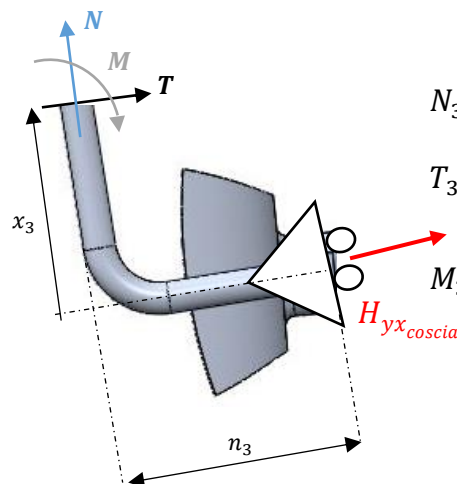


Figura 105-Terzo concio piano yx

$$N_3 = 0$$

$$T_3 = -H_{yx_{coscia}}$$

$$M_3 = H_{yx_{coscia}} x_3 \begin{cases} \text{con } x_3 = 0 \rightarrow M_3 = 0 \\ \text{con } x_3 = n_2 \rightarrow M_3 = H_{yx_{coscia}} n_2 \end{cases}$$

Diagrammi degli sforzi

Vengono riportati i diagrammi degli sforzi dello sforzo normale, del taglio e del momento flettente in questo piano.

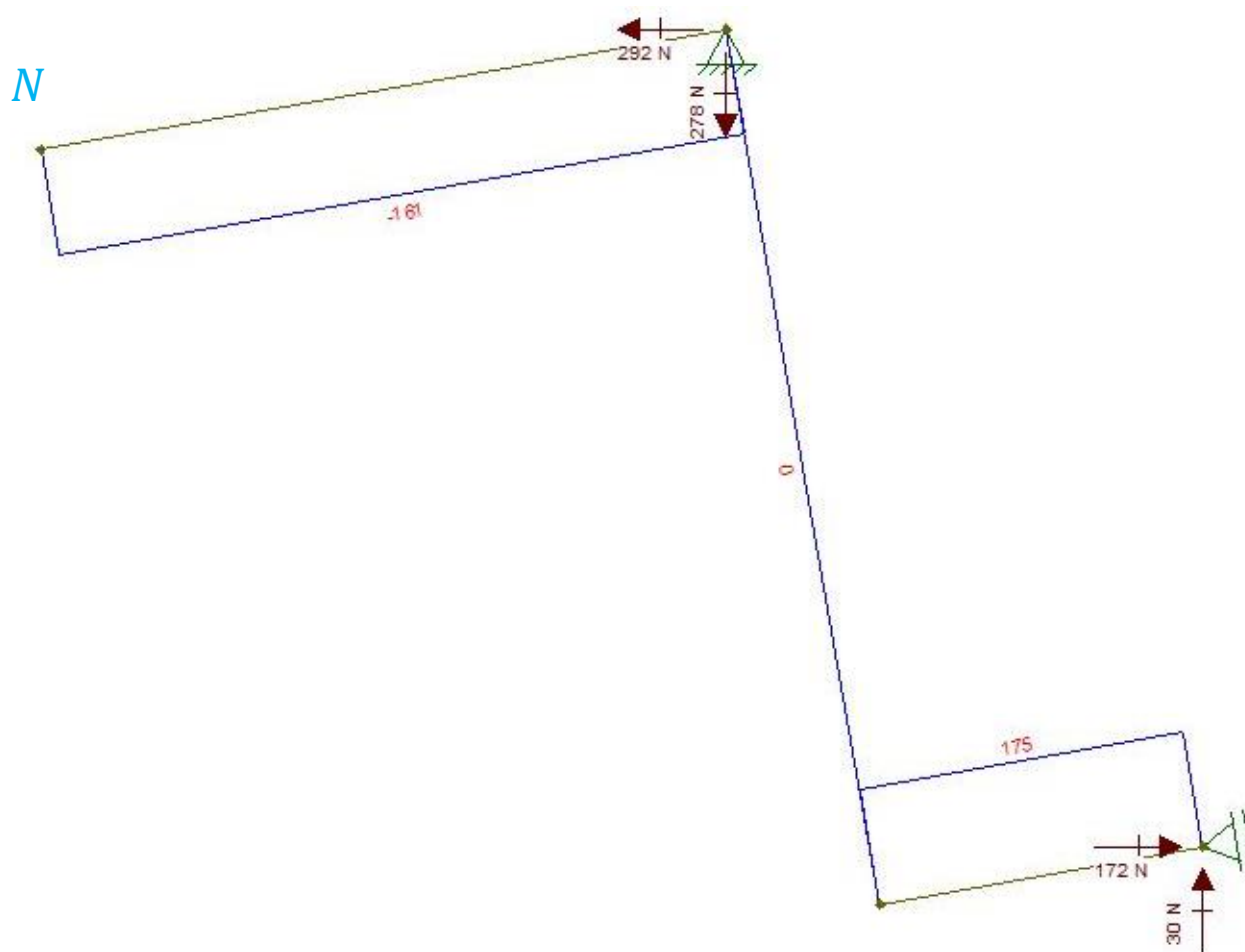


Figura 106-Andamento sforzo normale Leg link piano yx

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

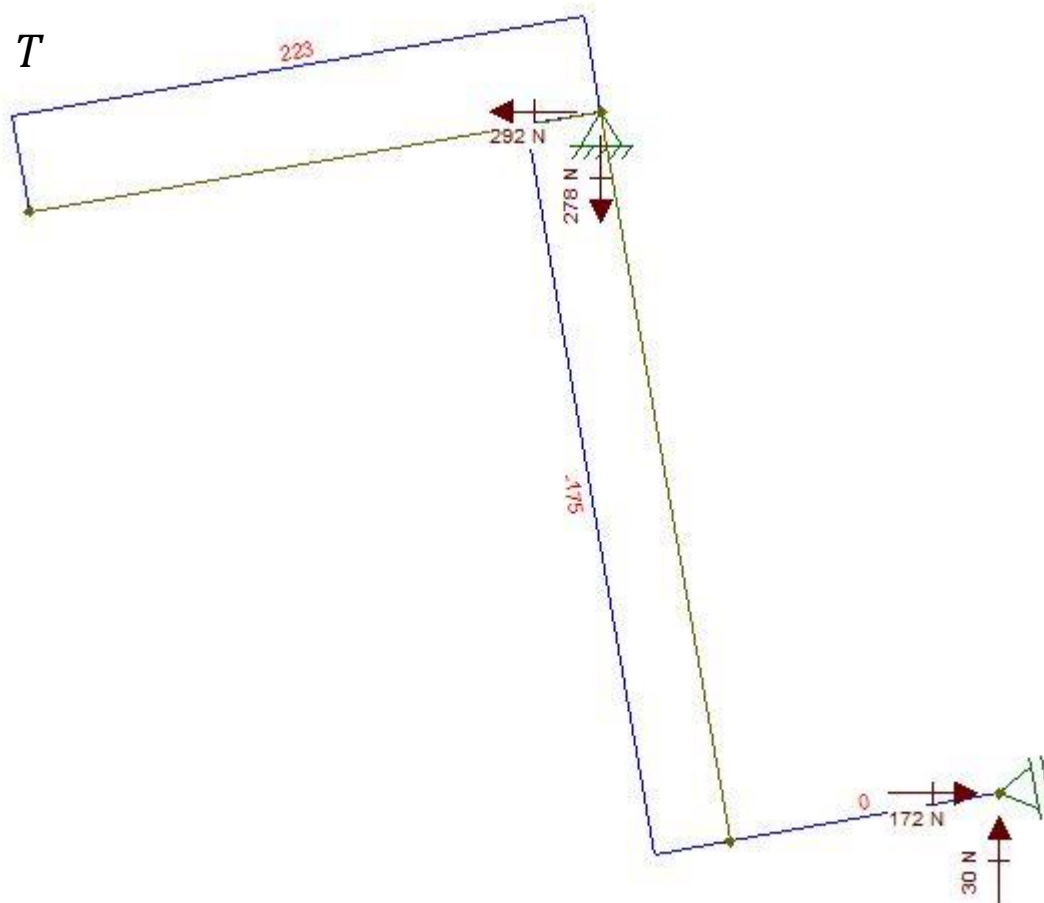


Figura 107-Andamento taglio Leg link piano yx

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

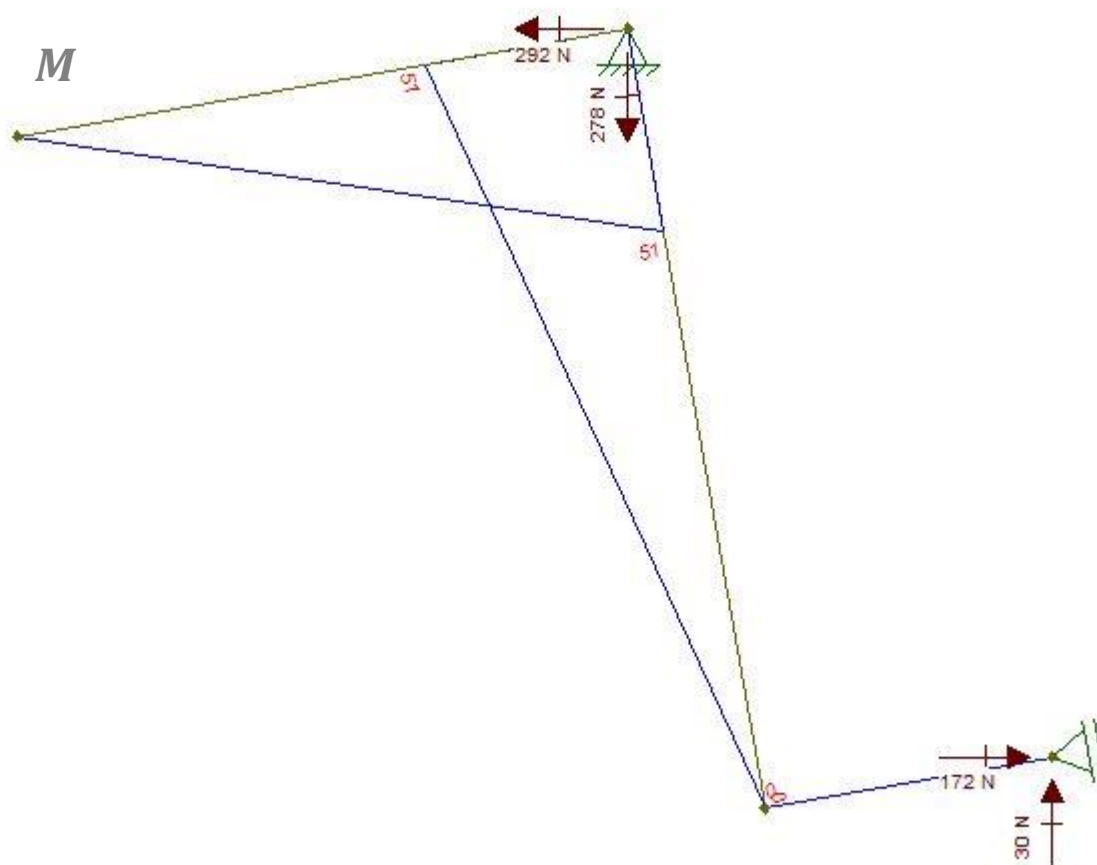


Figura 108-Andamento Momento flettente Leg link piano yx

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Per ciò che concerne lo studio degli altri piani, come anticipato poc'anzi, si sono introdotti due piani relativi alla direzione dell'elemento n_1 ed n_3 in modo da semplificare la trattazione.

Per non appesantire la stesura vengono riportati i calcoli delle reazioni vincolari e i diagrammi di sollecitazione relativi.

Lo studio del piano jk_T viene riportato di seguito, ipotizzando un incastro in tale piano visto che non è concesso nessun movimento.

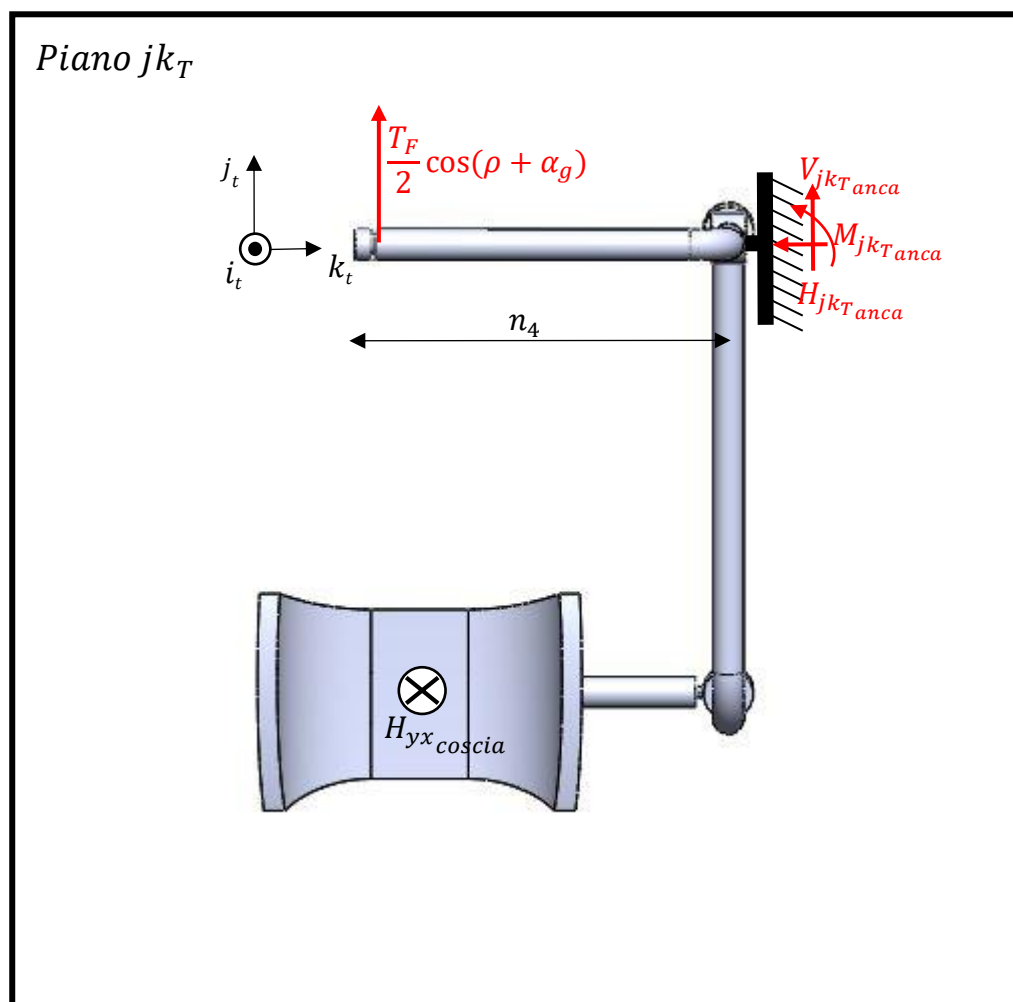


Figura 109-Leg link piano jk_T



Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Scrivendo le equazioni cardinali si sono ricavate le reazioni vincolari uguali a:

$$V_{jk_{Tanca}} = -\frac{T_{filo}}{2} \cos(\rho + \alpha_g) = -223 \text{ N}$$
$$H_{jk_{Tanca}} = 0 \text{ N}$$

Scrivendo l'equazione di momento intorno all'incastro si ottiene:

$$M_{jk_{Tanca}} = \frac{T_{filo}}{2} \cos(\rho + \alpha_g) n_4 = 33.5 \text{ Nm}$$

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Lo studio del piano ik_T viene riportato di seguito, ipotizzando un incastro in tale piano visto che non è concesso nessun movimento.

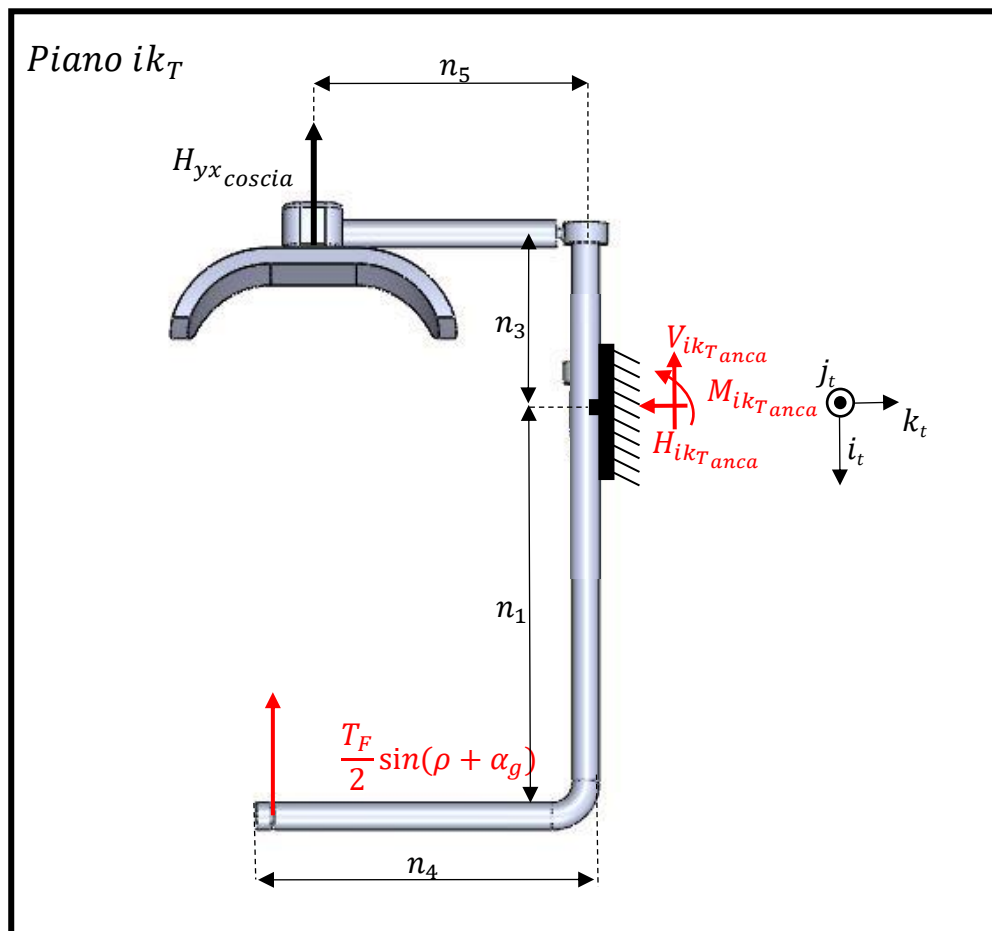


Figura 110-Leg link piano ik_T



Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Scrivendo le equazioni cardinali si sono ricavate le reazioni vincolari uguali a:

$$V_{ikTanca} = -\frac{T_{filo}}{2} \sin(\rho + \alpha_g) - H_{yx_{coscia}} = -335 \text{ N}$$

$$H_{ikTanca} = 0 \text{ N}$$

Scrivendo l'equazione di momento intorno all'incastro si ottiene:

$$M_{ikTanca} = +\frac{T_{filo}}{2} \sin(\rho + \alpha_g) n_4 + H_{yx_{coscia}} n_5 = 46.5 \text{ Nm}$$

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Vengono riportati gli andamenti del momento flettente in questi piani, unico valore significativo per il dimensionamento del Leg-Link.

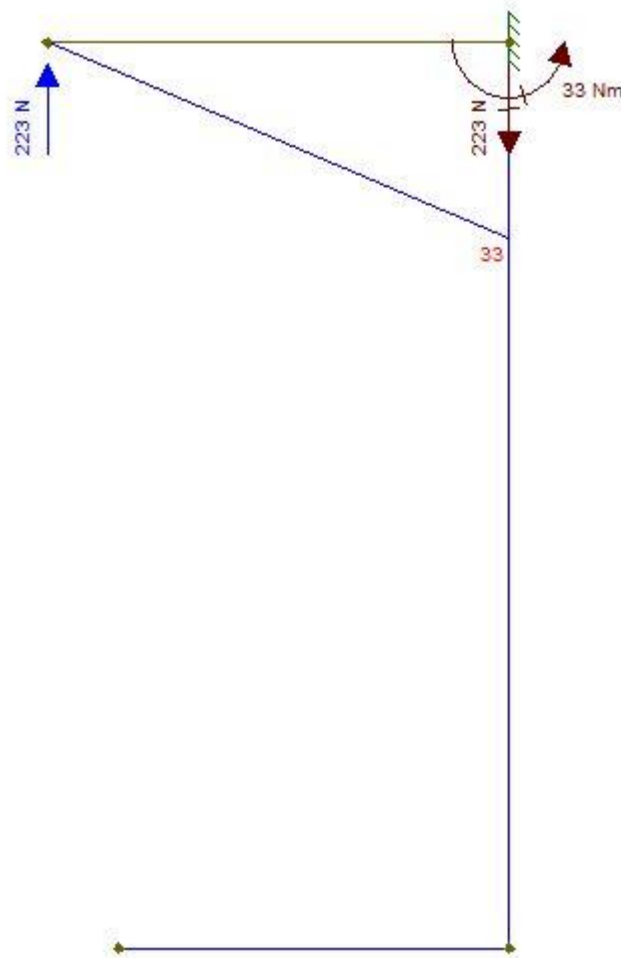


Figura 111-Momento flettente piano jkt

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

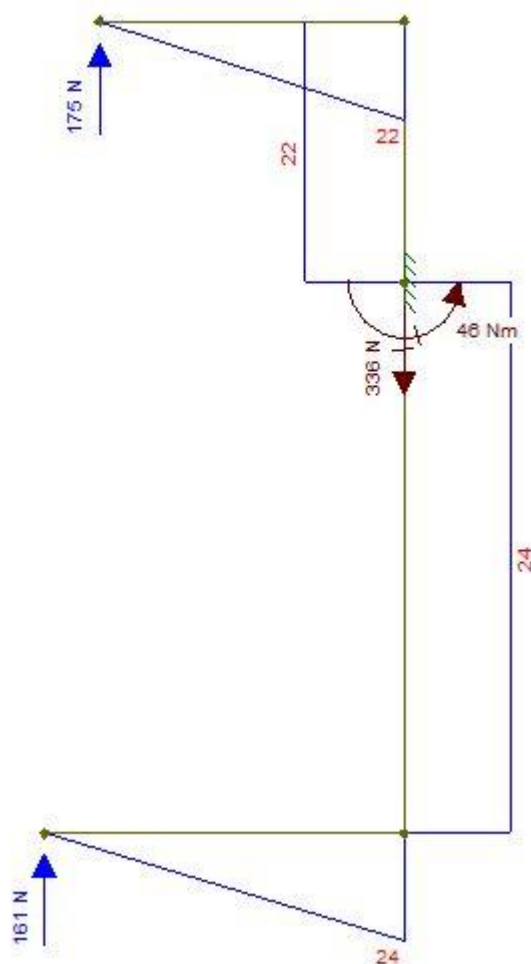


Figura 112-Momento flettente piano ikt

Risultati

Viene riportato il modello per motivi di chiarezza, con le relative lunghezze di ogni elemento.

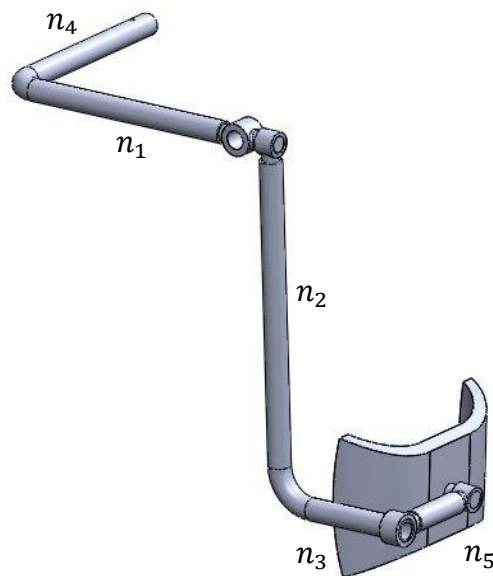


Figura 113-Modello leg link

Analizzando le diverse sollecitazioni presenti in tale struttura si ottiene per l'elemento di lunghezza n_1 un momento flettente ideale a flessotorsione uguale a:

$$M_{fid_{n1}} = \sqrt{(M_{f_{yx}}^2 + M_{f_{ik_T}}^2 + 0.75M_{T_x}^2)}$$

con il momento torcente uguale a:

$$M_{T_x} = \frac{T_{filo}}{2} \cos(\rho + \alpha_g) n_4$$



Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Per ciò che concerne l'elemento di lunghezza n_2 invece è stato determinato un momento flettente ideale sovrapponendo i momenti flettenti dei piani yx e ik_T :

$$M_{f\ id_n2} = \sqrt{(M_{f_yx}^2 + M_{f_ik_T}^2)}$$

Per ciò che riguarda l'elemento di lunghezza n_3 ed n_5 invece è presente solo un momento flettente nel piano ik_T e dunque si ha:

$$M_{f\ id_n3/n5} = M_{f_ik_T}$$

Per ciò che concerne l'elemento di lunghezza n_4 invece è stato determinato un momento flettente ideale sovrapponendo i momenti flettenti dei piani jk_T e ik_T :

$$M_{f\ id_n4} = \sqrt{(M_{f_jk_t}^2 + M_{f_ik_T}^2)}$$

Si è dunque determinato il modulo di resistenza a flessione minimo e si è ipotizzata una sezione cava di diametro uguale a $d_m = 18\ mm$ con spessore $t = 2\ mm$.

Si è definito il modulo di resistenza effettivo per una sezione cava uguale a:

$$W_{f\ eff} = \frac{\pi (d_{m_{est}}^4 - d_{m_{int}}^4)}{32 d_{m_{est}}}$$

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

La sezione critica per tale link risulta essere l'elemento n_1 ove si sommano tutti i momenti flettenti e la torsione dunque si ottiene una tensione ideale elevata.

L'andamento della tensione ideale con il relativo andamento del coefficiente di sicurezza viene riportato in figura in funzione della lunghezza n_1 .

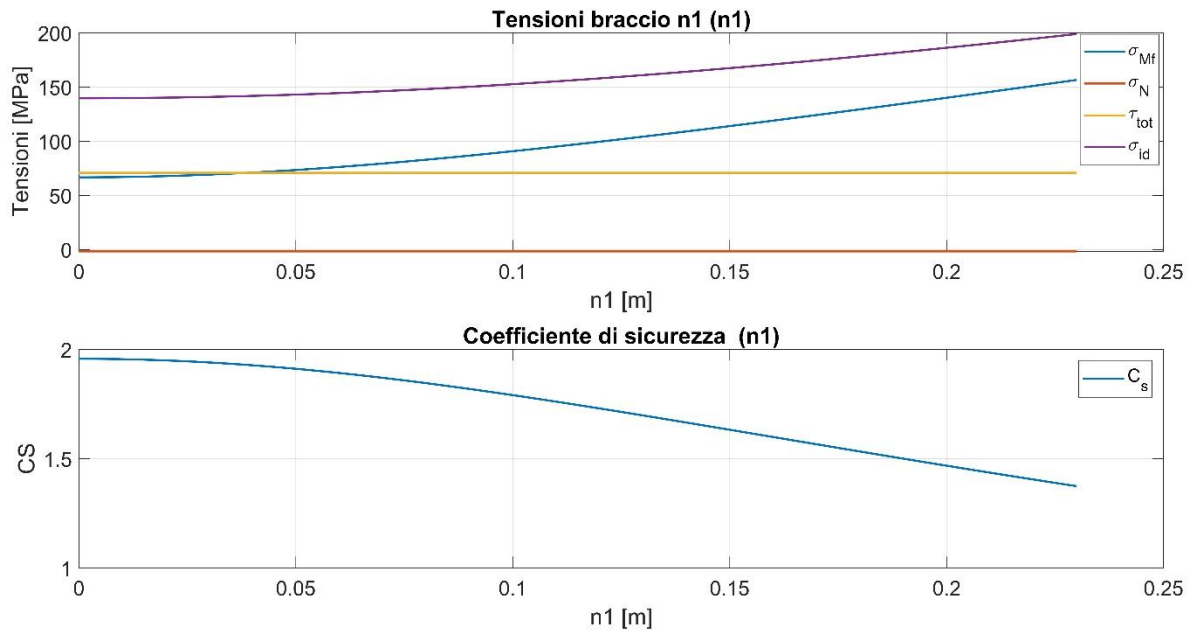


Figura 114-Tensioni leg link

Si nota come la massima tensione che si verifica è uguale a:

$$\sigma_{id} = 200 \text{ MPa}$$

e il coefficiente di sicurezza in tale punto presenta un valore di:

$$C.S_{eff} = 1.375$$

Valore accettabile e superiore all'unità, dunque il componente resiste alle sollecitazioni.

5.4. Analisi cinematica Leg-Link

Per aver a disposizione una certa libertà di moto, oltre al moto di flessione di 10° nel piano sagittale, si è deciso di concedere più gradi di libertà all'utente.

Il moto concesso per aver maggior comfort e minor fastidio è il moto di adduzione/abduzione della gamba.

Inizialmente sono state inserite due cerniere nel piano frontale, tramite l'utilizzo del software *GIM*[®] si è svolta una simulazione di movimento e si è deciso di introdurre una terza cerniera sul paracoscia per concedere tutti i movimenti possibili nel piano frontale.

In figura vengono mostrate le tre cerniere inserite per concedere il moto di adduzione e di abduzione.

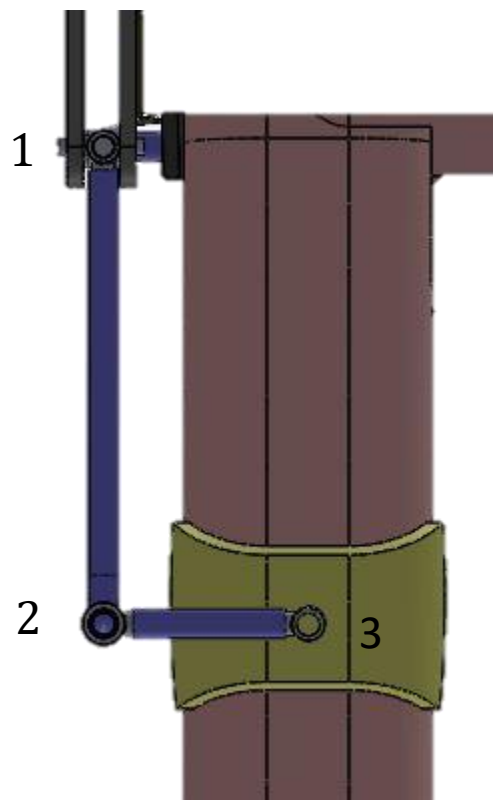


Figura 115-Cerniere leg link

Capitolo Quinto – Il prototipo definitivo

Si è ipotizzato che l'ingombro della coscia fosse uguale alla larghezza del bacino suddivisa per quattro, come se l'operatore tenesse le gambe unite.

Svolta tale ipotesi si è potuto simulare il moto garantendo fino ad un massimo di 10° per il moto di adduzione e di 25° per il movimento di abduzione.

Movimento di Adduzione di 10°

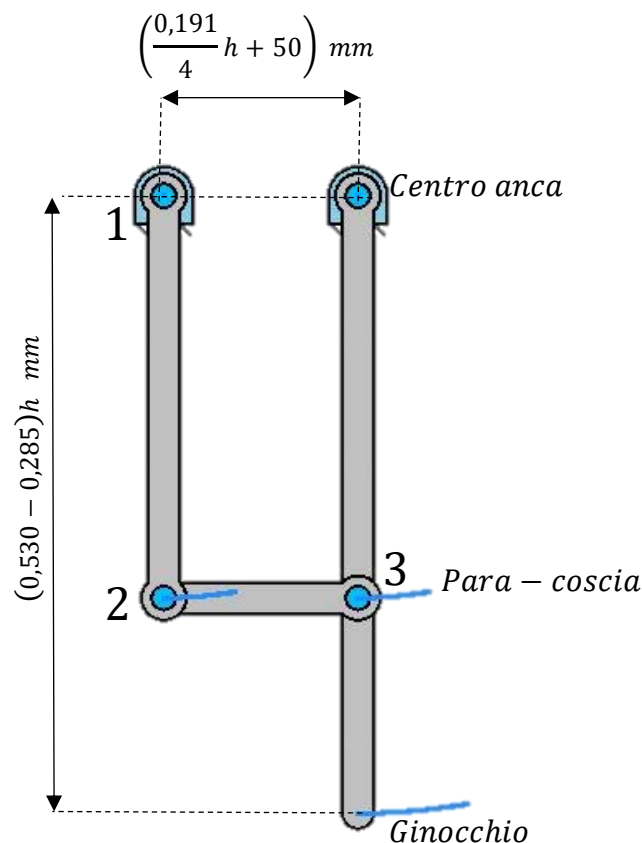


Figura 116-Moto di adduzione

Come si nota le grandezze dei segmenti corporei sono state assunte come dai dati antropometrici [15]; dunque tramite l'introduzione di tali cerniere si è concesso all'operatore il moto voluto.

Movimento di Abduzione di 25°

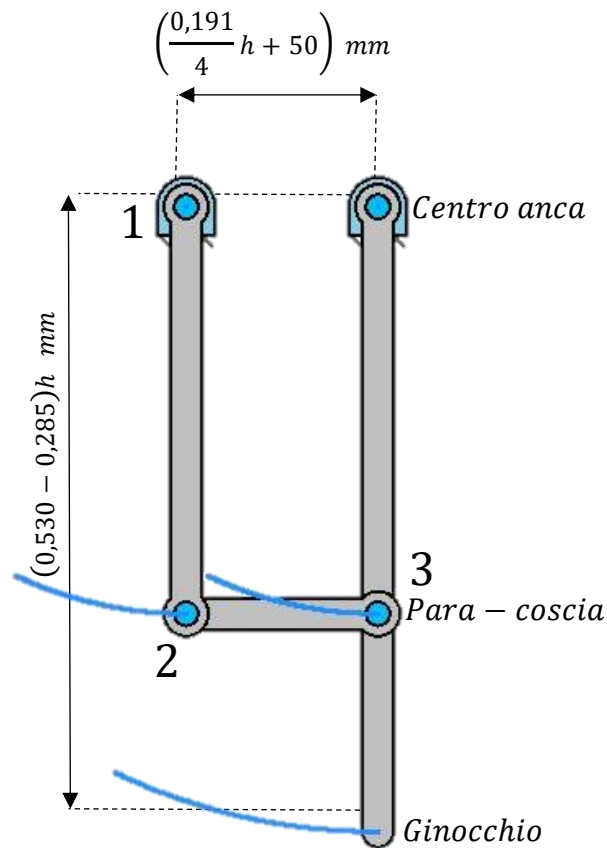


Figura 117-Moto di abduzione

Come si nota dalle traiettorie delle cerniere, tramite tale disposizione è permesso anche il moto di abduzione.

5.5. Analisi dell'interazione tra esoscheletro e utente

In figura vengono riportate le forze che l'uomo applica all'esoscheletro nella condizione di massima sollecitazione.

L'utente e l'esoscheletro scambiano forze in tre punti:

- Interfaccia Spallaccio-Spalla in nero
- Interfaccia Giunto d'anca in rosso e blu
- Interfaccia Coscia in beige

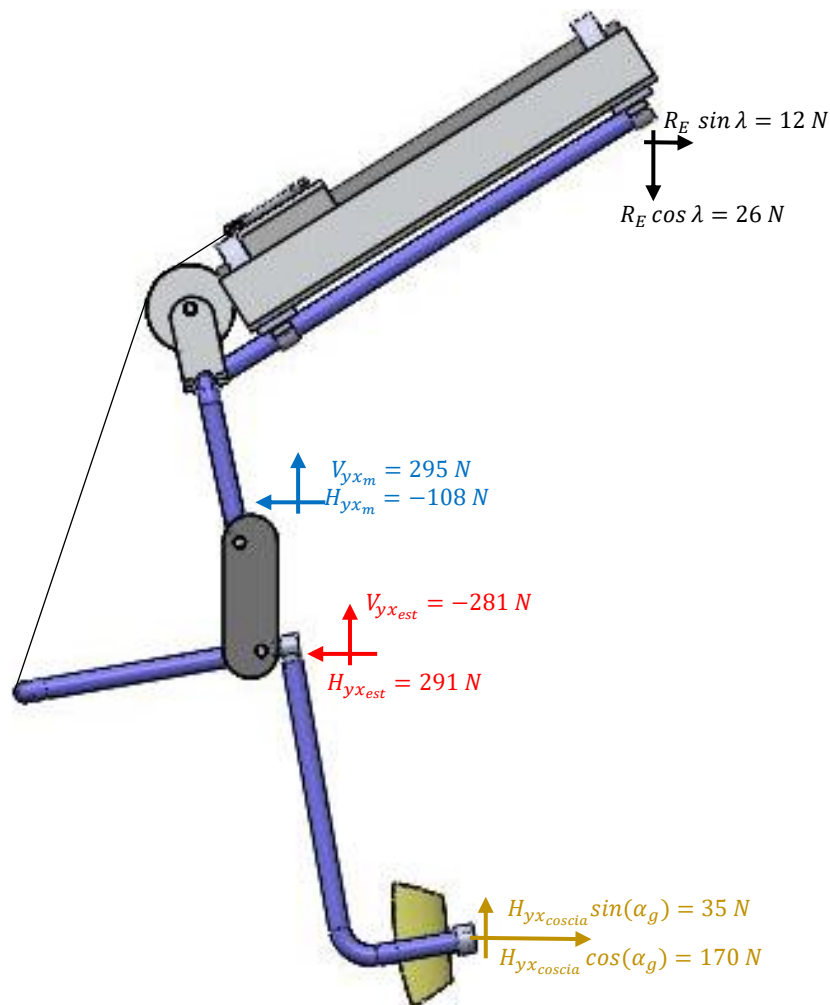


Figura 118-Interazione Esoscheletro-Utente



Capitolo Sesto

Progettazione giunto d'anca

In questo capitolo si sono affrontati gli aspetti relativi al dimensionamento del giunto d'anca, progettando i perni del back-frame e del leg-link, determinando gli sforzi interni e le sezioni minime corrispondenti.

Successivamente si è affrontata la scelta dei cuscinetti da utilizzare per tale dispositivo e le modifiche realizzative per la realizzazione pratica del prototipo.

Infine, si sono compiute simulazioni tramite il software Solidworks e si sono eseguite le messe in tavola dei componenti principali dell'esoscheletro.

6.1. Analisi della struttura

Il prototipo definitivo si presenta come in figura.

La rappresentazione mostra solo metà struttura e illustra la realizzazione del giunto d'anca, che verrà successivamente collegato ad un cuscino morbido opportunamente realizzato per garantire un certo comfort all'operatore.

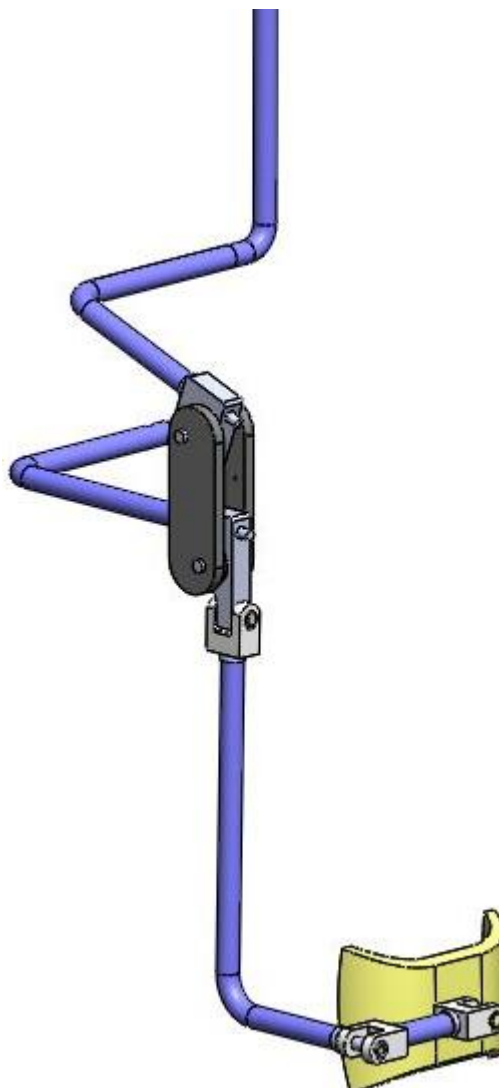


Figura 119-Dispositivo definitivo

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Per poter assemblare correttamente il back-frame si è pensato di realizzare un supporto che ha il compito di:

- Garantire l'alloggiamento del cuscinetto.
- Permettere il fissaggio del back-frame tramite un alberino.

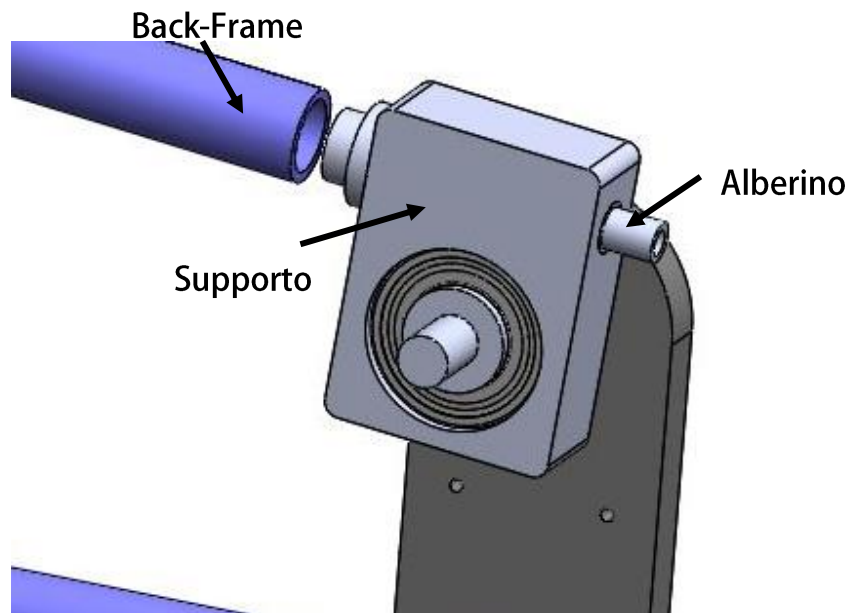


Figura 120-Illustrazione montaggio back frame

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Per poter assemblare correttamente il leg-link si è pensato di realizzare un supporto che ha il compito di:

- Garantire l'alloggiamento del cuscinetto.
- Permettere il fissaggio del leg-link tramite un alberino.

Come viene riportato in figura, oltre al montaggio del Leg-link, si è introdotto un giunto a snodo che garantisce il moto di adduzione/abduzione.

Il giunto a snodo selezionato è dal catalogo MISUMI, sigla NJTW tipo 5C.

I giunti utilizzati per realizzare le altre cerniere sono i medesimi.

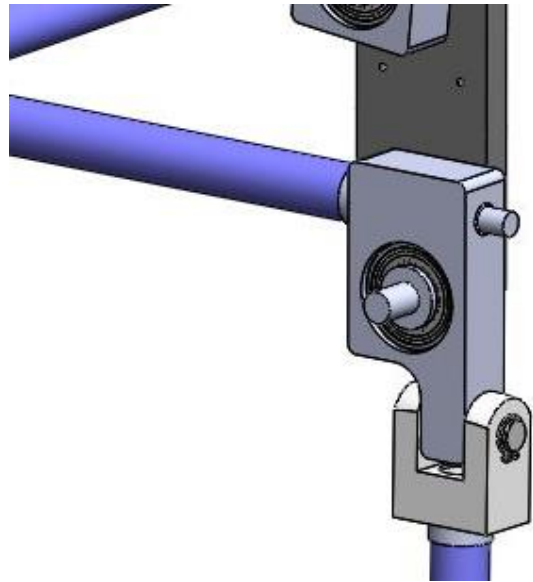


Figura 121-Realizzazione pratica esoscheletro

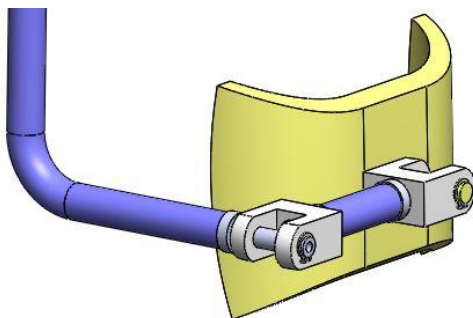


Figura 122-Para-coscia con cerniere

6.2. Dimensionamento perni d'anca

Come viene riportato dalla figura sottostante si è progettato il perno relativo al back-frame e al leg-link.

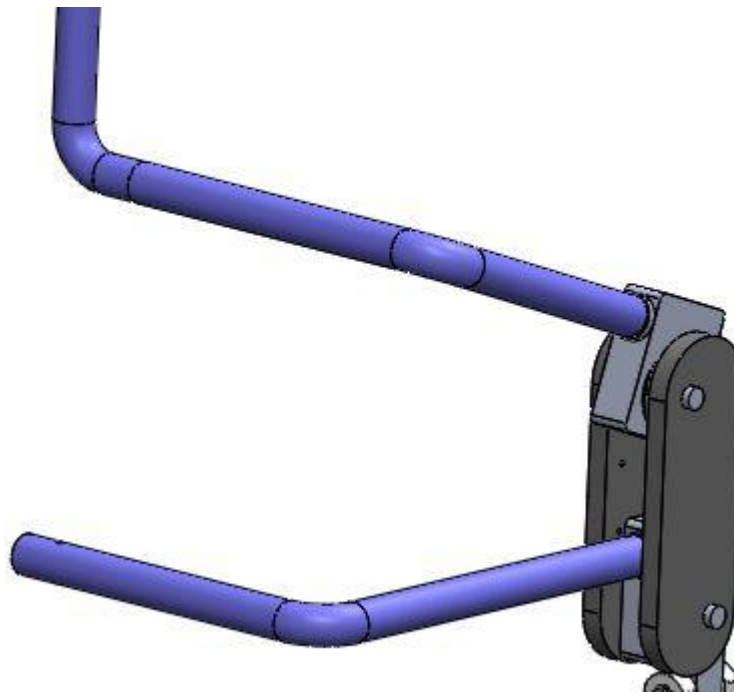


Figura 123-Giunto d'anca

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Viene rappresentata la vista frontale del giunto d'anca.

Vi sono i due perni, che verranno saldati sulle piastre esterne presenti in figura.

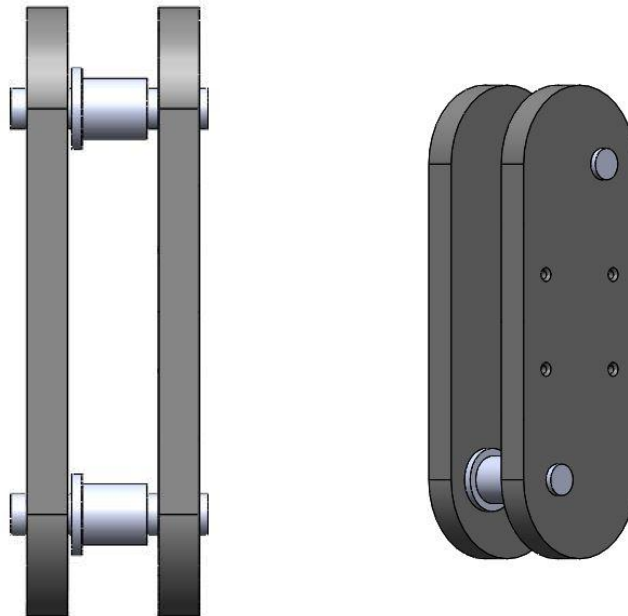


Figura 124-Vista frontale Giunto d'anca

Sono stati previsti quattro fori per l'introduzione di una staffa di aggancio all'eventuale cuscino per garantire il corretto comfort all'operatore.

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Di seguito viene rappresentata la modellizzazione per quanto riguarda i perni d'anca ipotizzati come se fossero doppiamente incastrati alle loro estremità.

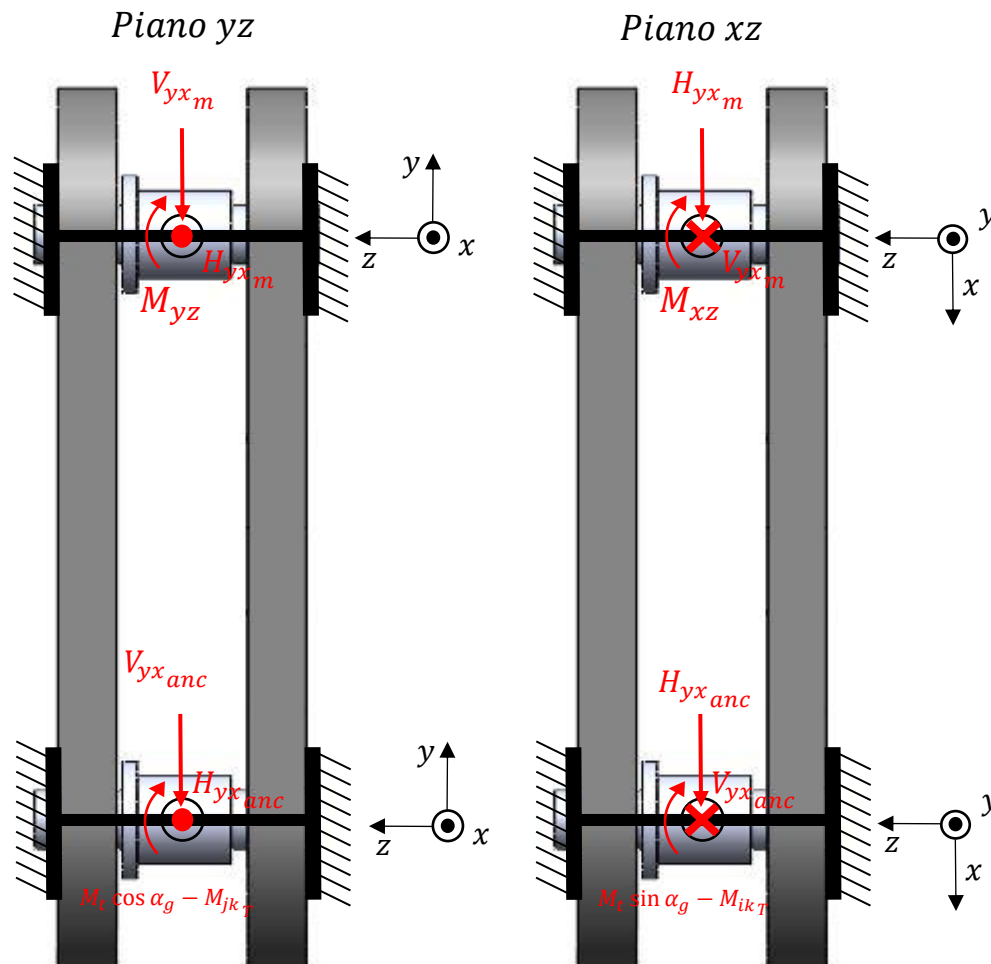


Figura 125-Piano yz e xz- Perni d'anca

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Dopo tale assunzione, si è risolta la trave sfruttando il metodo della linea elastica dato che essa si presenta iperstatica per tre volte.

Per ciò che concerne il perno d'anca relativo al back-frame si ottiene:

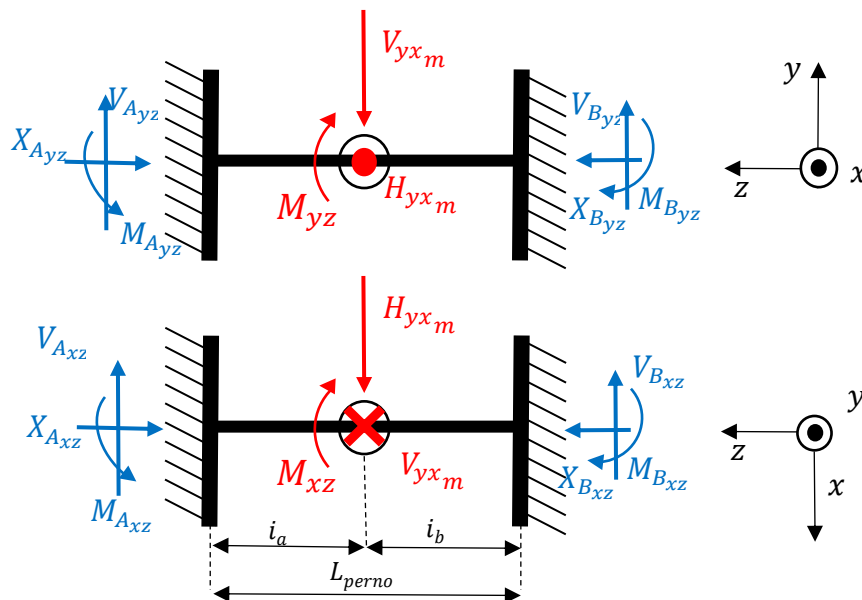


Figura 126-Perno back frame

Scrivendo le equazioni cardinali e risolvendo la trave secondo il metodo della linea elastica, riportato in Appendice A2-Dimensionamento Perna si ottengono i seguenti risultati.



Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Risultati

Analizzando le diverse sollecitazioni nei perni si ottiene un momento flettente ideale uguale alla combinazione dei momenti flettenti presenti nei piani analizzati:

$$M_{f\ id_perni} = \sqrt{(M_{f_yz}^2 + M_{f_xz}^2)}$$

Si è dunque determinato il modulo di resistenza a flessione minimo e si è ipotizzata una sezione piena di diametro uguale a $d_p = 15\ mm$.

Si è definito il modulo di resistenza effettivo per una sezione piena uguale a:

$$W_{f\ eff} = \frac{\pi d_p^3}{32}$$

Il perno più sollecitato è quello sul quale verrà montato il back-frame, dunque il dimensionamento è proseguito calcolando la tensione effettiva.

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

L'andamento della tensione ideale con il relativo andamento del coefficiente di sicurezza viene riportato in figura in funzione della lunghezza l_{perno} .

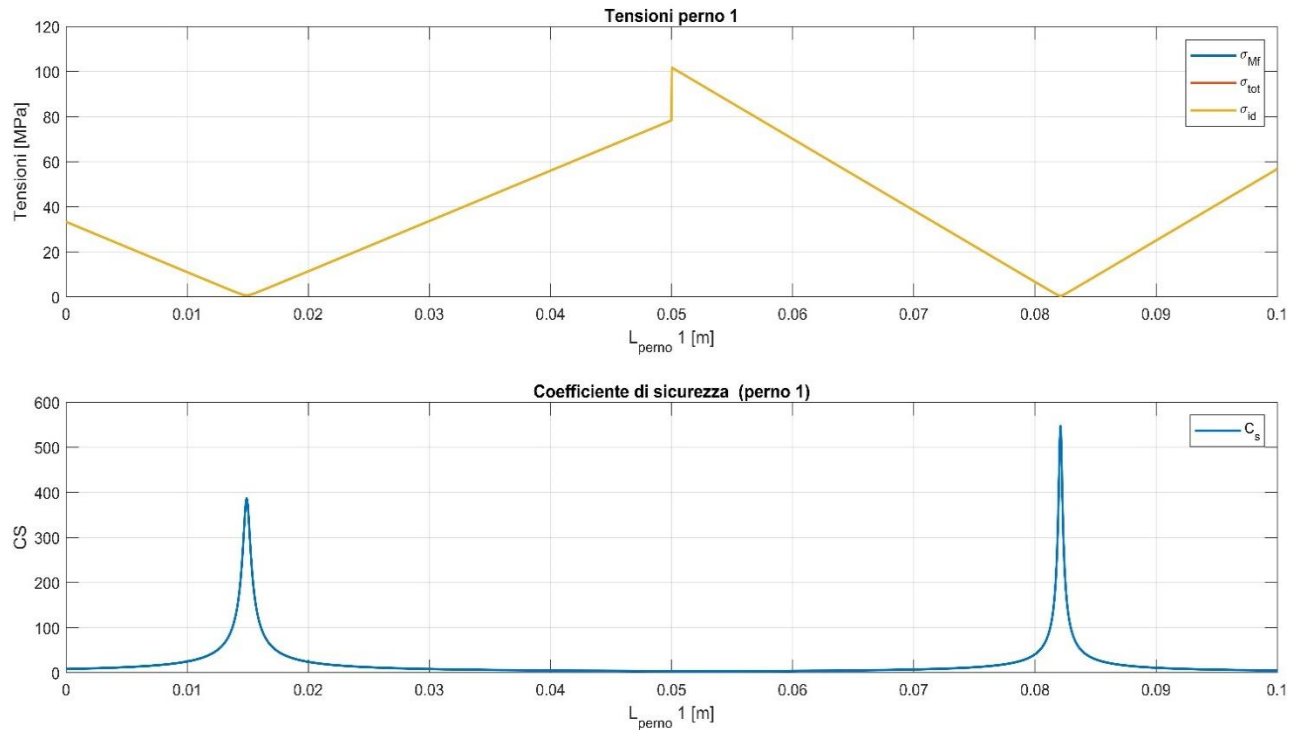


Figura 127-Tensioni e coefficiente di sicurezza perno back frame

Si nota come la massima tensione che si verifica è uguale a:

$$\sigma_{id} = 101.5 \text{ MPa}$$

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

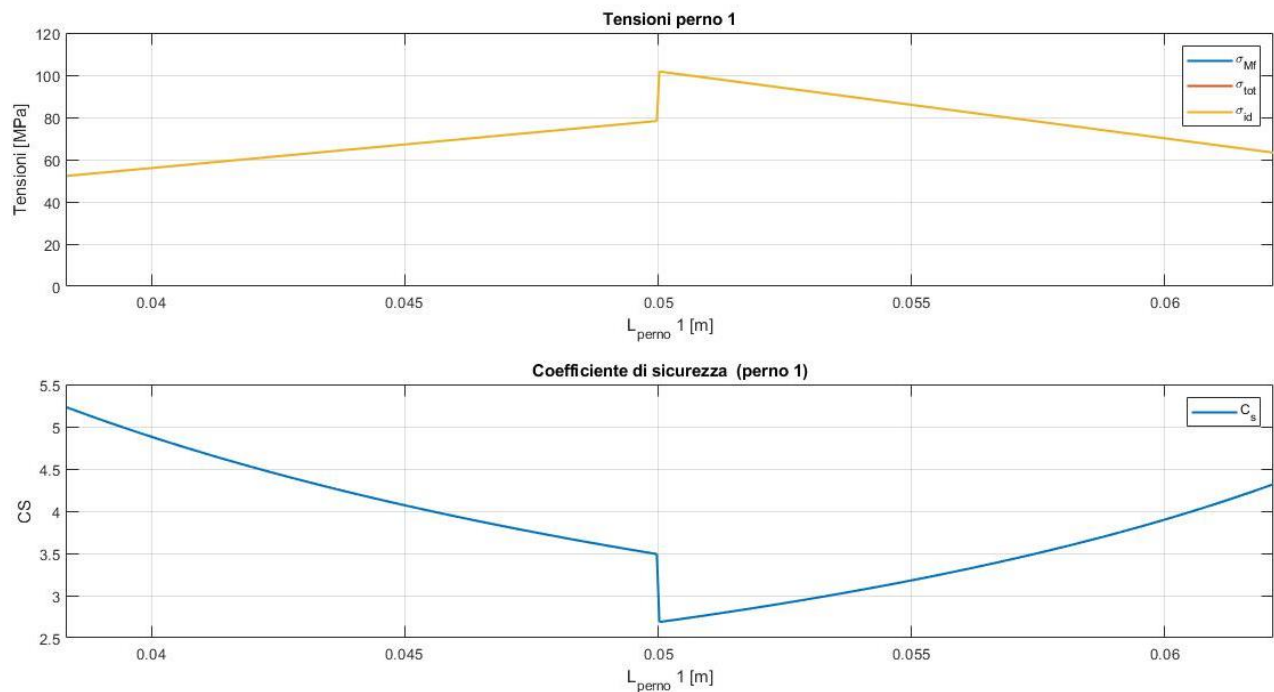


Figura 128-Ingrandimento tensioni perno back frame

e il coefficiente di sicurezza in tale punto presenta un valore di:

$$C.S_{eff} = 2.68$$

Valore accettabile e superiore all'unità, dunque il componente resiste alle sollecitazioni.

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Invece per il perno del Leg-Link si ottiene:

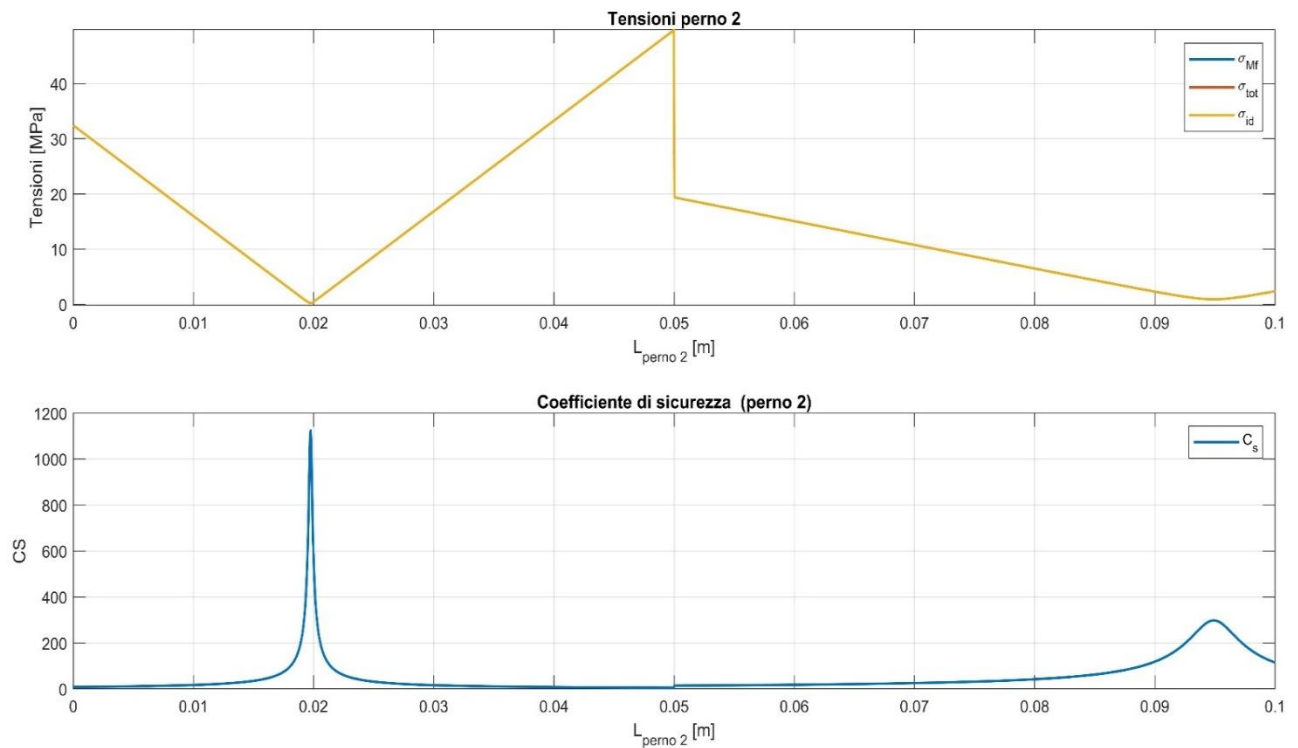


Figura 129-Tensioni perno Leg link

Si nota come la massima tensione che si verifica è uguale a:

$$\sigma_{id} = 50 \text{ MPa}$$

Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

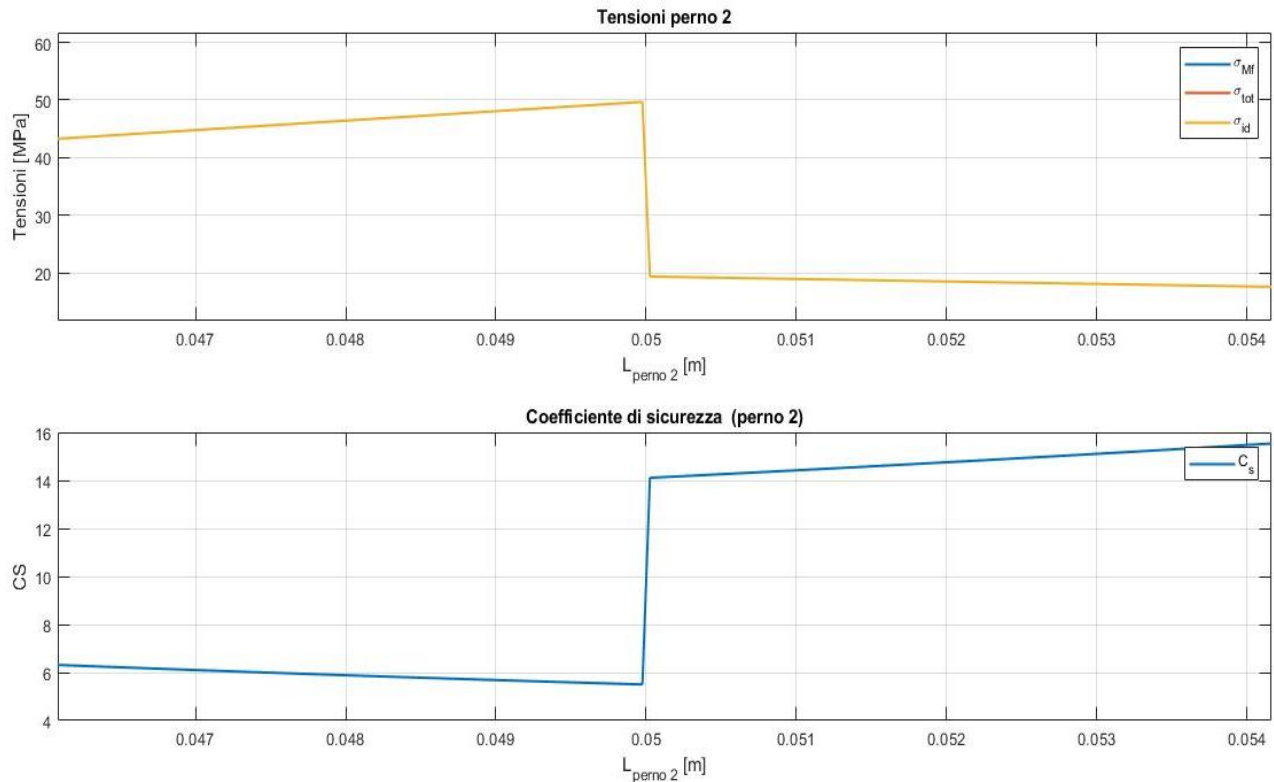


Figura 130-Ingrandimento tensioni perno leg link

e il coefficiente di sicurezza in tale punto presenta un valore di:

$$C.S_{eff} = 5.5$$

Valore accettabile e superiore all'unità, dunque il componente resiste alle sollecitazioni.

6.2. Scelta dei cuscinetti

Una volta dimensionato il perno d'anca si è scelta la tipologia di cuscinetto da alloggiare per garantire la rotazione relativa tra il Back-Frame e il Leg-Link.

Avendo dei momenti flettenti che si scaricano sul perno si è deciso di scegliere un cuscinetto obliquo a sfere a doppia corona, montato ad "O" in modo da poter resistere meglio alle azioni ribaltanti.

Il cuscinetto scelto è della SKF sigla *3202 A-2RS1TN9/MT33* e le sue dimensioni caratteristiche vengono riportate in figura:

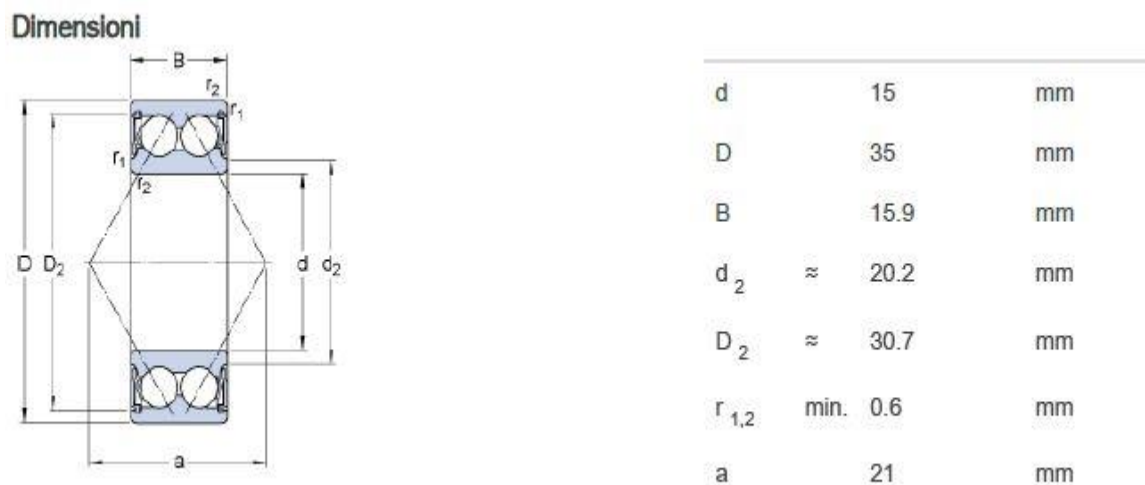


Figura 131-Dimensioni caratteristiche cuscinetto



Verifica a cedimento statico

I calcoli sono stati eseguiti tramite software MATLAB e confrontati con il calcolo messo a disposizione sul sito dell'SKF.

I report calcoli vengono riportati in Appendice A3- Calcolo di verifica dei cuscinetti mediante strumento Bearing Calculator.

Secondo le metodologie dettate dalla casa costruttrice si sono svolti i seguenti calcoli:

Verifica a carico minimo

I cuscinetti per funzionare correttamente deve sempre essere sottoposti ad un carico minimo pari a:

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{v n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 = 2.3 \text{ N}$$

in cui:

F_{rm} = carico radiale minimo [kN]

k_r = fattore di carico minimo = 0.06 per la serie 32A

v = viscosità olio $\left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right] = 20 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

n = velocità di rotazione $\left[\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right] = 23.3 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$

d_m = diametro medio del cuscinetto [mm] = 25 mm



Capitolo Sesto – Progettazione giunto d'anca

Per determinare la durata dei cuscinetti è stato compiuto il calcolo suggerito dal manuale SKF.

Si è determinato il carico statico e dinamico equivalente considerando che $F_A = 0$, dunque si ottiene che:

$$P_{backframe} = P_o = F_R = 314 \text{ N}$$

$$P_{leglink} = P_o = F_R = 403 \text{ N}$$

La durata in ore per entrambi i cuscinetti è maggiore di 1000000 h .



Capitolo Settimo

Conclusioni e Sviluppi futuri

La progettazione e lo studio di esoscheletri industriali è ancora in via di sviluppo, nonostante la tendenza in atto nell'automazione e nella meccanizzazione dell'industria, molti lavoratori sono ancora esposti a importanti carichi di lavoro fisici.

La completa automazione risolverebbe questi problemi, ma la capacità umana di osservare, decidere ed eseguire azioni adeguate in frazioni di secondo è necessaria.

Il lavoro è stato affrontato progettando tutti i componenti e analizzando le sollecitazioni, ottimizzando la disposizione e la geometria, rispettando i requisiti introdotti inizialmente e raggiungendo un peso totale del prototipo pari a 7 kg . Questo valore è considerato ancora elevato, ma con l'evolversi del progetto si potrà ridurre scegliendo un materiale più pregiato e meno pesante.

In questa fase l'obiettivo è stato quello di dimensionare un dispositivo funzionale.

Il primo passo verso la progettazione e la realizzazione è stato compiuto realizzando le messe in tavola di tutti i componenti, riportati in *Appendice A4-Messe in tavola Esoscheletro.*

Tale progetto proseguirà in futuro per la produzione dell'esoscheletro e per le prove sperimentali del prototipo.

La prima verifica da effettuare si dovrà concentrare sul corretto funzionamento del dispositivo e sulla corrispondenza tra i dati reali e quelli teorici, successivamente si potranno effettuare delle modifiche riguardanti il comfort dell'operatore una volta indossato l'esoscheletro.

Capitolo Settimo – Conclusione e sviluppi futuri

L'altro aspetto da sviluppare dovrà essere la regolazione del dispositivo sia in larghezza che in altezza.

La regolazione in larghezza potrà essere effettuata posizionando un meccanismo di centraggio collegato con appositi elementi ai due link mobili che permette, con un movimento equivalente per entrambi le parti mobili, di modificare l'ingombro a seconda dell'operatore che lo utilizzi.

In figura viene riportata un'idea base per poter compiere tale regolazione. A sinistra si può osservare la guida di scorrimento per i link mobili; a destra il meccanismo di centraggio ideato.

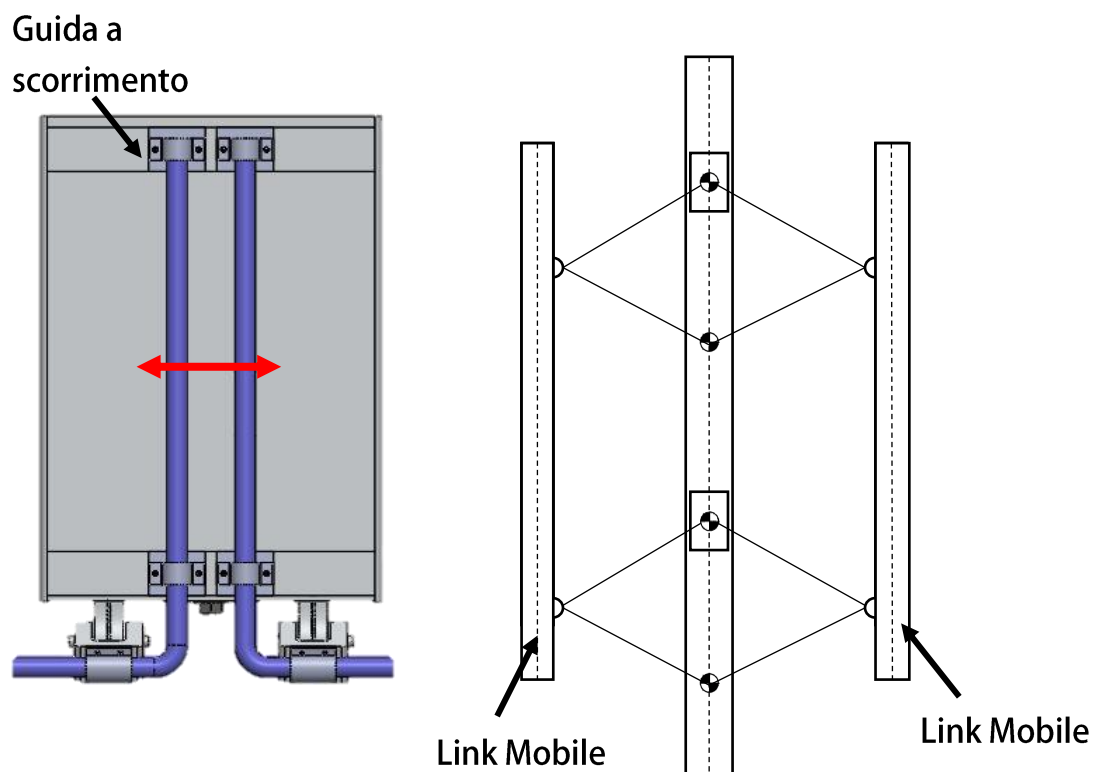


Figura 132-Regolazione futura

Questa tipologia di regolazione riguarda il back-frame, ma si dovrà progettare anche una regolazione riguardante il leg-link

Appendice A1

Progettazione braccio fisso

A1.1. Schema strutturale equivalente

Il braccio fisso è stato modellizzato come se fosse incastrato in corrispondenza del centro dell'anca e il modello viene riportato di seguito.



Figura 133-Schema strutturale equivalente braccio fisso

Effettuando il calcolo di gradi di libertà si ha che:

$$3n = 3i + 2c_e + 1a + (2r - 2)c_i$$

con:

- n : numero delle travi costituenti la struttura;
- r : numero di travi concorrenti nelle cerniere interne;
- i : numero di incastri;
- a : numero di appoggi;
- c_e : numero di cerniere esterne;
- c_i : numero di cerniere interne;

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Considerando il braccio fisso si ha che $n = 1$; $i = 2$; $c_e = 0$; $a = 0$; $r = 0$; $c_i = 0$ e dunque:

$$3 = 6.$$

Si deduce che la trave è tre volte iperstatica.

Per poter ottenere una soluzione da tale modellizzazione si sono ricavate le reazioni vincolari e gli sforzi interni nei diversi piani svolgendo delle ipotesi semplificative riconducibili a travi isostatiche oppure utilizzando metodi alternativi.

Ipotizzando che le pulegge siano posizionate ad una distanza pari ad a dall'estremo del braccio, si sono analizzati i tre piani di riferimento per studiare le sollecitazioni dell'elemento.

Le azioni che agiscono sul braccio fisso sono state riportate in figura:

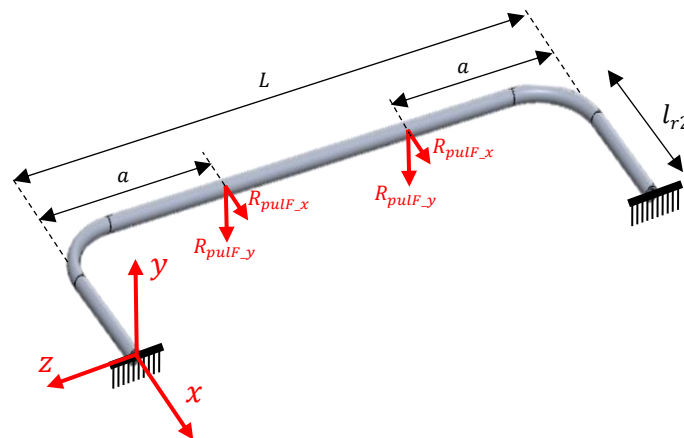


Figura 134-Schema con forze

La lunghezza L è stata ipotizzata in prima approssimazione essere pari alla larghezza del bacino del modello umano.

A1.2. Diagramma di corpo libero della puleggia

Nel caso di massima sollecitazione si verifica tale situazione.

Il diagramma di corpo libero della puleggia viene rappresentato in figura:

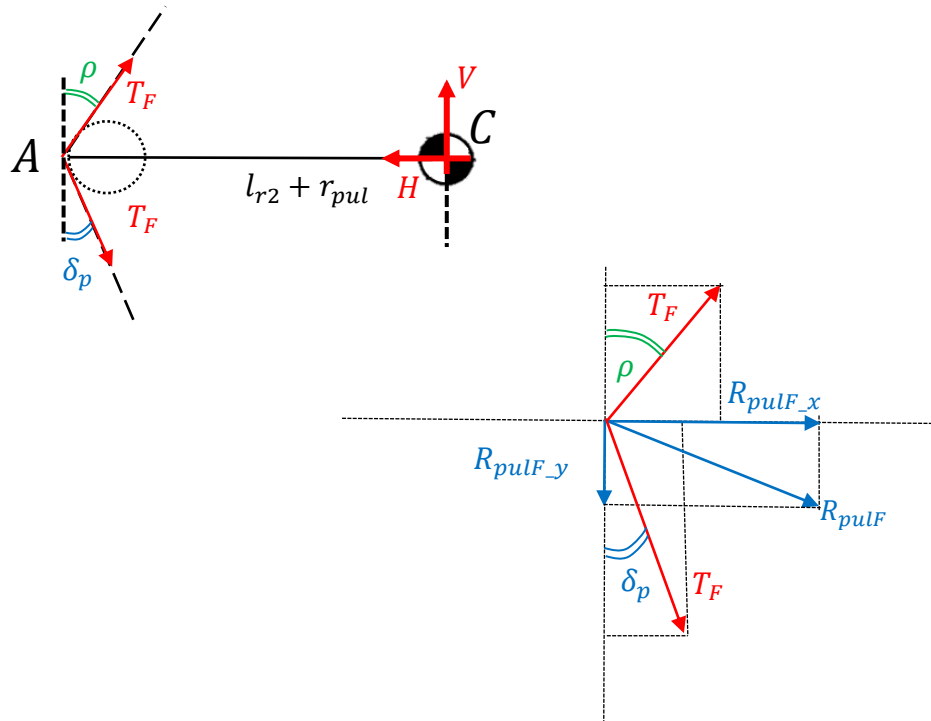


Figura 135-Diagramma di corpo libero puleggia

Si ottengono le reazioni che sollecitano il link come una semplice somma di componenti della tensione del filo che dipendono sostanzialmente dagli angoli analizzati precedentemente.

$$R_{pul_Fx} = T_F \sin(\delta_p) + T_F \sin(\rho) = 333 \text{ N}$$

$$R_{pul_Fy} = T_F \cos(\delta_p) - T_F \cos(\rho) = 27 \text{ N}$$

$$R_{pul_F} = \sqrt{R_{pul_x}^2 + R_{pul_y}^2} = 334 \text{ N}$$

A1.3. Piano yx

Il piano sagittale, *piano yx*, è stato schematizzato come illustra la figura.

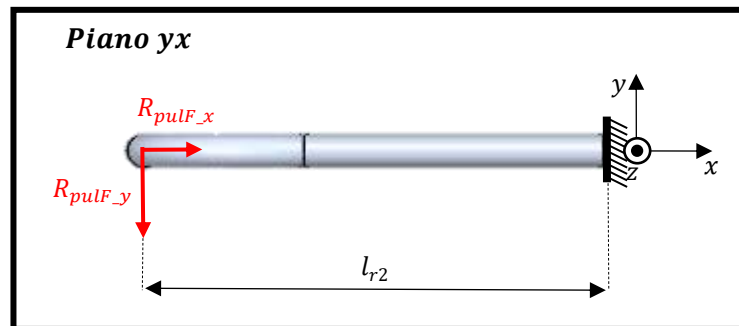


Figura 136-Piano yx-Braccio fisso

La struttura è tre volte iperstatica, per ragioni di simmetria di vincolo e di carico si è studiata solo metà struttura ottenendo così una struttura isostatica.

Reazioni Vincolari

Scrivendo le tre equazioni cardinali della statica si ha:

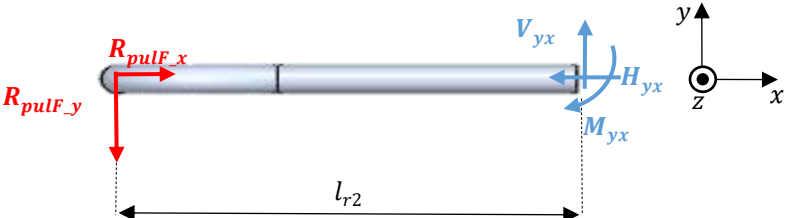
$$\begin{aligned} \uparrow V_{yx} &= R_{pulF_y} = 27 \text{ N} \\ \rightarrow H_{yx} &= R_{pulF_x} = 333 \text{ N} \\ \curvearrowright M_{yx} &= R_{pulF_y} l_{r2} = 6 \text{ Nm} \end{aligned}$$


Figura 137-Reazioni vincolari-piano yx braccio fisso

Caratteristiche di sollecitazione

Analizzando il primo concio si ottiene:

1° Concio

$$0 < x_1 < l_{r2}$$

$$\uparrow T_1 = -V_{yx}$$

$$\rightarrow N_1 = -H_{yx}$$

$$O) M_1 = -M_{yx} + V_{yx} x_1$$

$$\begin{cases} \text{con } x_1 = 0 \rightarrow M_1 = -M_{yx} \\ \text{con } x_1 = l_{r2} \rightarrow M_1 = 0 \end{cases}$$

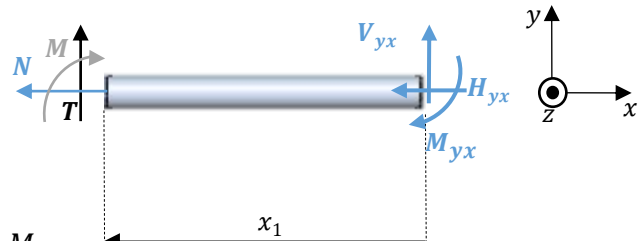


Figura 138-Primo concio piano yx

Per quanto riguarda tale vista mostrerò entrambi i diagrammi ottenuti con software diversi, nelle prossime sezioni, per non appesantire la trattazione mostrerò gli andamenti ottenuti con il programma Ftool.

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Diagramma degli sforzi

Come viene riportato da entrambi i diagrammi si ha un andamento identico.

Per quanto riguarda l'andamento del Momento flettente, si ha il valore massimo in corrispondenza dell'incastro pari a:

$$M_{yx} = 6 \text{ Nm}$$

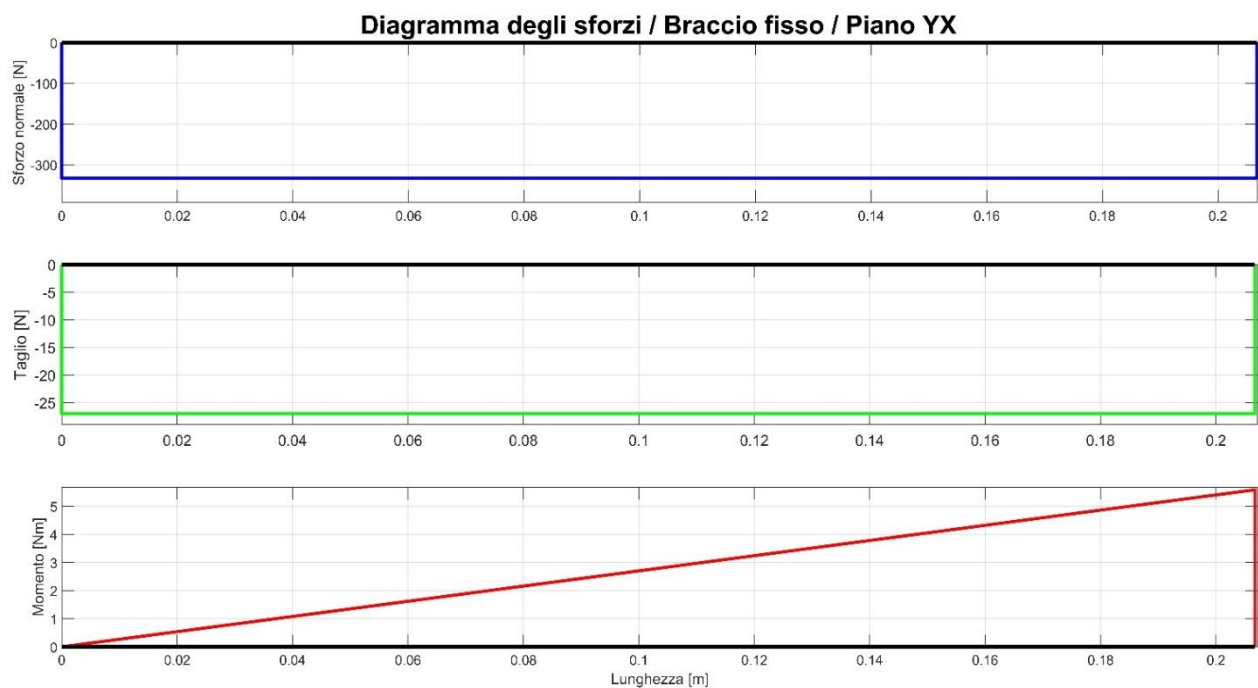


Figura 139-Diagramma degli sforzi piano yx-MATLAB

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Come viene riportato in figura i valori degli andamenti sono identici.



Figura 140-Diagramma degli sforzi-Ftool-piano yx

A1.4. Piano yz

Per ciò che concerne il *piano yz* si riporta in figura la trave studiata.

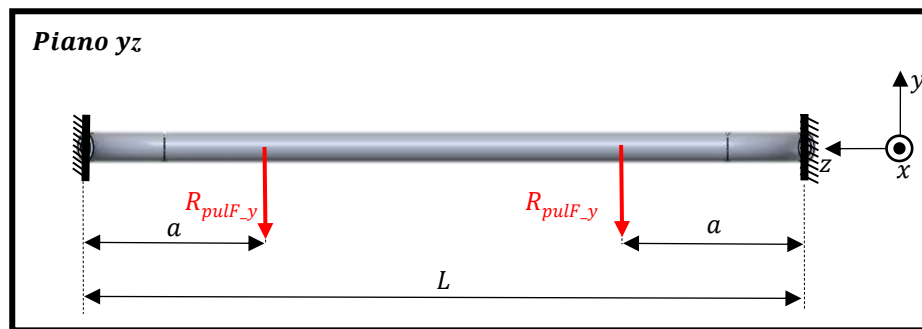


Figura 141-Piano yz-braccio fisso

Reazioni vincolari

La struttura è tre volte iperstatica, ma solo due volte indeterminata perché non sono presenti sforzi assiali dunque:

$$H_{1yz} = H_{2yz} = 0$$

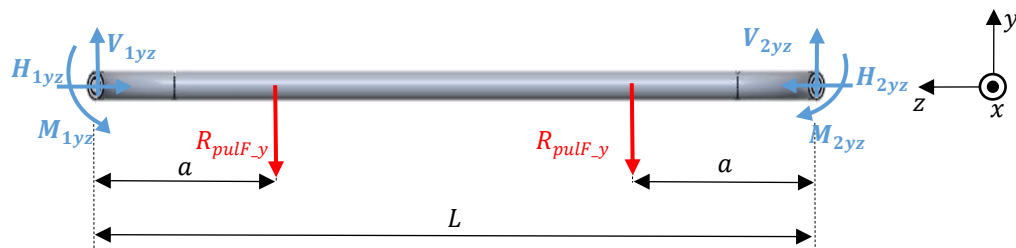


Figura 142-Reazioni vincolari piano yz

Scrivendo le equazioni cardinali della statica si ha:

$$\uparrow V_{1yz} + V_{2yz} = 2R_{pulF_y}$$

$$\curvearrowright M_{1yz} - M_{2yz} - R_{pulF_y}a - R_{pulF_y}(L - a) + V_{2yz}L = 0$$

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Per poter risolvere tale struttura si sono introdotte due equazioni, risolvendo tale campata con il metodo della linea elastica.

Si è eliminato un incastro e si sono aggiunte le reazioni vincolari dell'incastro come se fossero azioni esterne chiamate "incognite iperstatiche".

Dopodiché sono state analizzate quattro travi semplificate ed è stato imposto in corrispondenza dell'incastro eliminato che la freccia e la rotazione siano pari a zero.

$\sum y(L) = 0 \rightarrow$ Freccia in corrispondenza dell'incastro nulla.

$\sum y'(L) = 0 \rightarrow$ Rotazione in corrispondenza dell'incastro nulla.

Introducendo dunque due nuove equazioni il sistema precedente risulta risolvibile.

Di ognuna delle travi rappresentate sono state calcolate la freccia e la rotazione in L .

Si ottiene dunque:

$$\begin{cases} \sum y'(L) = 0 \\ \sum y(L) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} -\frac{V_{2yz} L^3}{3} + \frac{M_{2yz} L^2}{2} + \frac{R_{pulFy} L^2}{2} + M_{2yz} L + \frac{R_{pulFy} a^2}{2} + \frac{R_{pulFy} (L-a)^2}{2} = 0 \\ -\frac{V_{2yz} L^3}{3} + \frac{M_{2yz} L^2}{2} + \frac{R_{pulFy} a^3}{3} + \frac{R_{pulFy} a^2 (L-a)}{2} + \frac{R_{pulFy} (L-a)^3}{3} + \frac{R_{pulFy} (L-a)^2 a}{2} = 0 \end{cases}$$

I II III IV
I II III IV

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

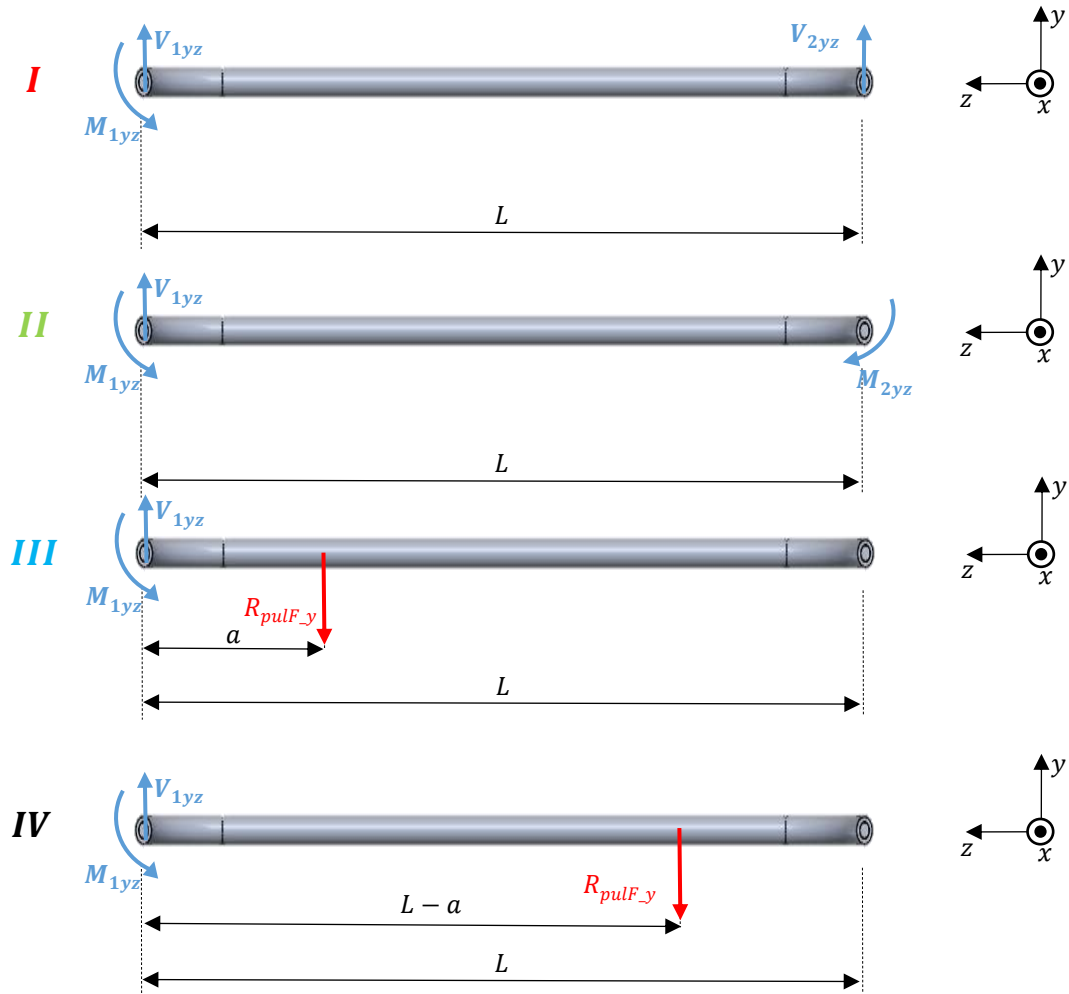


Figura 143-Scomposizione travi

Risolvendo il sistema si ottiene:

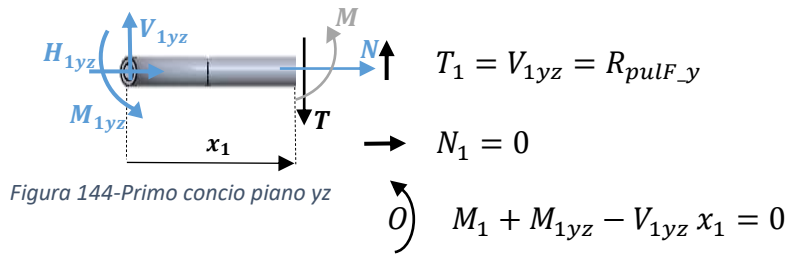
$$\begin{cases} R_{pulFy} = V_{2yz} = V_{1yz} \\ M_{2yz} = R_{pulFy} a - \frac{R_{pulFy} a^2}{L} = M_{1yz} \end{cases}$$

Caratteristiche di sollecitazione

Analizzando il primo concio si ottiene:

1° Concio

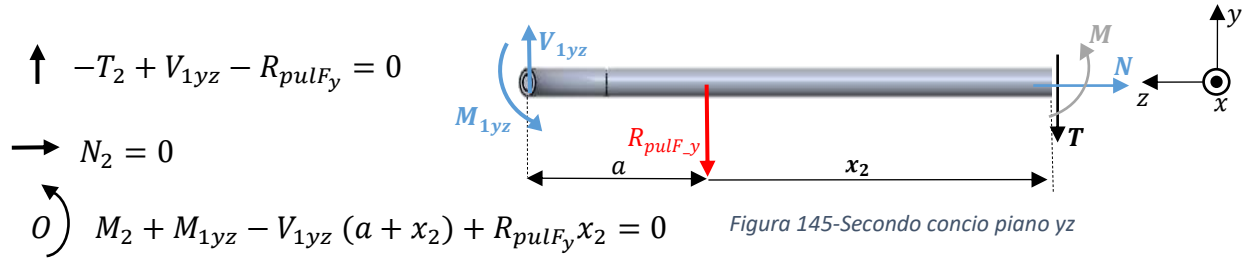
$$0 < x_1 < a$$



$$\begin{cases} \text{con } x_1 = 0 \rightarrow M_1 = -M_{1yz} \\ \text{con } x_1 = a \rightarrow M_1 = -M_{1yz} + V_{1yz} a = \frac{R_{pulF_y} a^2}{L} \end{cases}$$

2° Concio

$$0 < x_2 < L - 2a$$



$$\begin{cases} \text{con } x_2 = 0 \rightarrow M_2 = -M_{1yz} + V_{1yz} a = \frac{R_{pulF_y} a^2}{L} \\ \text{con } x_2 = L - 2a \rightarrow M_2 = -M_{1yz} + V_{1yz} (L + a) + R_{pulF_y} (L - 2a) = \frac{R_{pulF_y} a^2}{L} \end{cases}$$

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

3° Concio

$$0 < x_3 < a$$

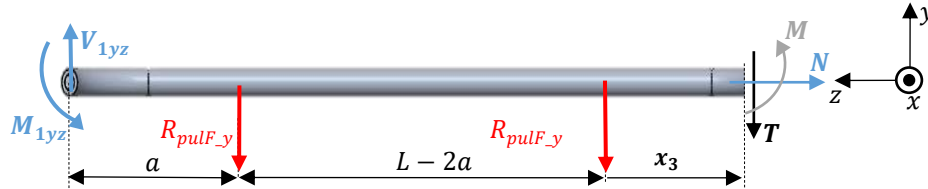


Figura 146-Terzo concio piano yz

$$\uparrow -T_3 + V_{1yz} - R_{pulF_y} - R_{pulF_y} = 0; T_3 = -R_{pulF_y}$$

$$\rightarrow N_3 = 0$$

$$O) M_3 + M_{1yz} - V_{1yz} (L - a + x_3) + R_{pulF_y} x_3 = 0$$

$$\begin{cases} \text{con } x_3 = 0 \rightarrow M_3 = \frac{R_{pulF_y} a^2}{L} \\ \text{con } x_3 = a \rightarrow M_3 = -M_{1yz} = -\left(R_{pulF_y} a - \frac{R_{pulF_y} a^2}{L}\right) \end{cases}$$

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Diagrammi degli sforzi

I diagrammi degli sforzi vengono riportati in seguito, implementati tramite l'utilizzo del software Ftool.

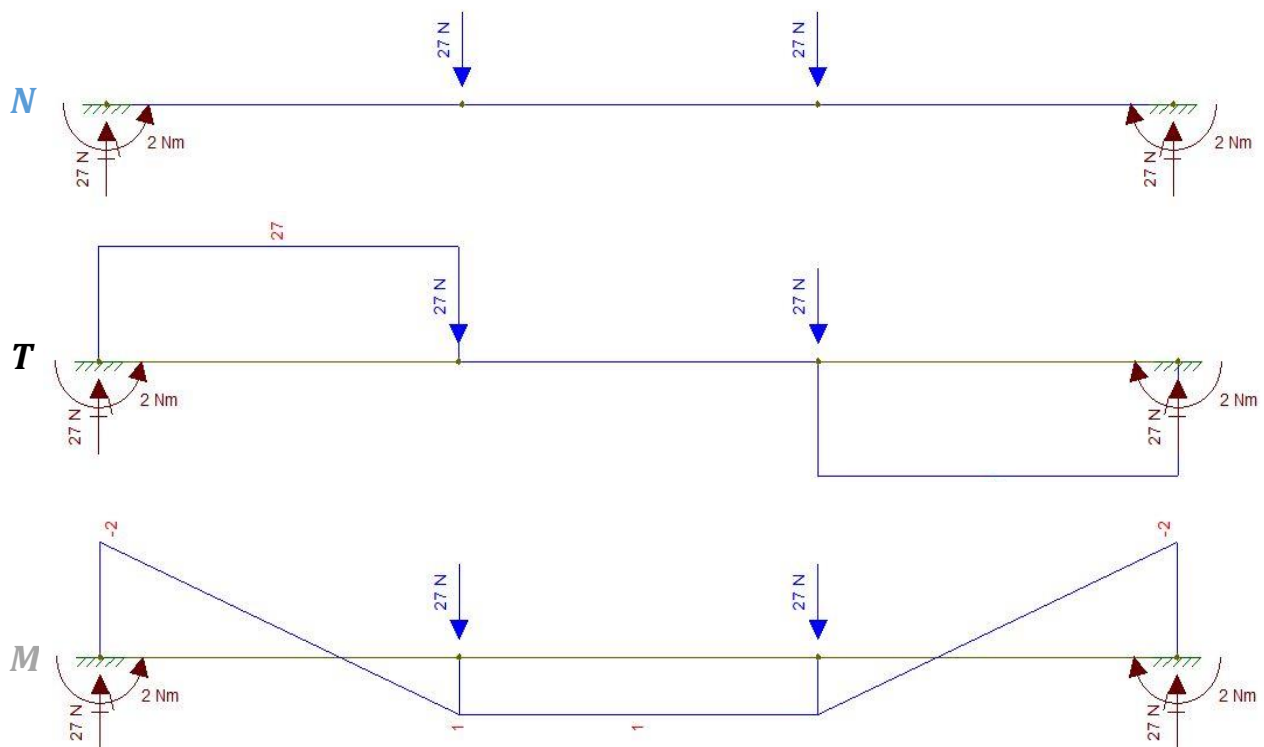


Figura 147-Diagramma degli sforzi-piano yz-braccio fisso

A1.5. Piano xz

Per quanto riguarda il *piano xz*, il portale studiato è riportata in seguito:

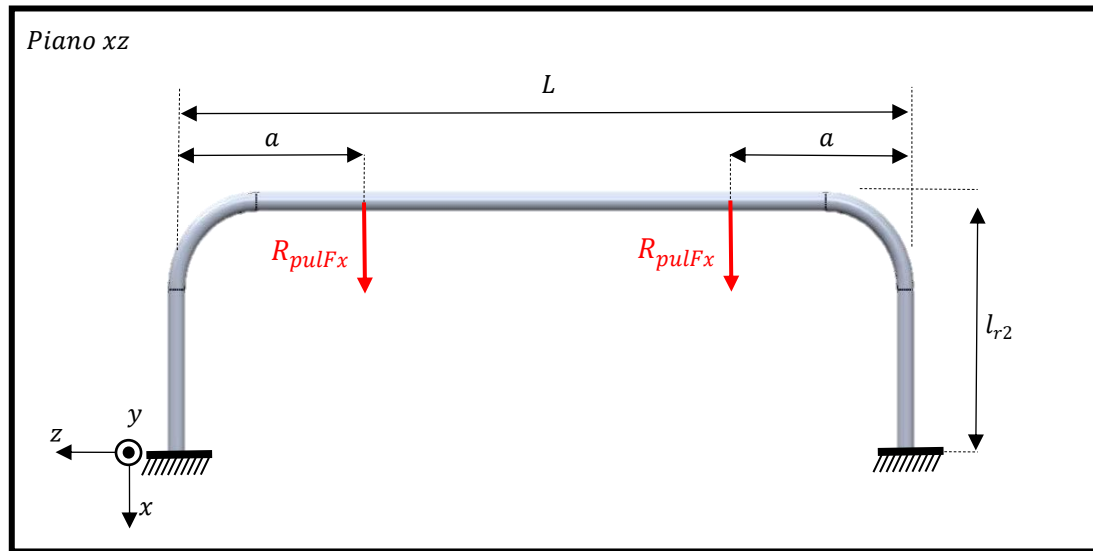


Figura 148-Piano xz-Braccio fisso

Il portale è tre volte iperstatico, ma due sole volte indeterminato. Infatti, per ragioni di simmetria, le reazioni verticali dei vincoli sono uguali e valgono a R_{pulF_x} .

Risultano invece incognite le spinte assiali e i momenti d'incastro che però risultano uguali per ciascun vincolo per ragioni di simmetria.

Per poter risolvere tale portale si è fatto riferimento al "Metodo cinematico" dal libro di "Cavallina - vol 2". Dunque, si sono svincolati i nodi *B* e *C* introducendo due cerniere.

Imponendo che il valore del momento sia lo stesso nel nodo *B* e *C* grazie alla continuità del momento.

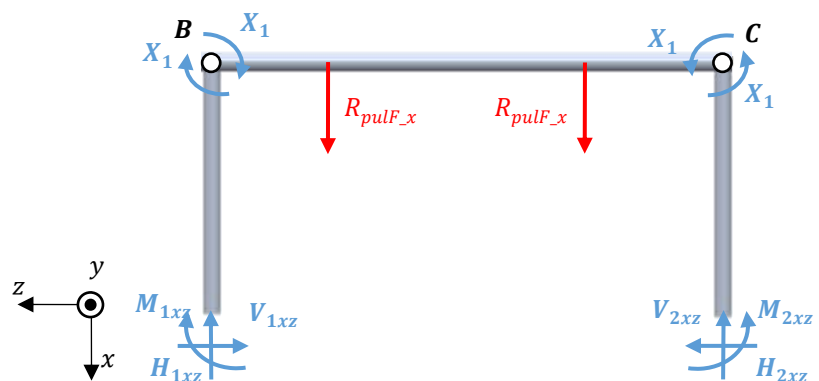


Figura 149-Portale iperstatico

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Imponendo che la rotazione calcolata considerando il piedritto o la traversa sia eguale :

$$y'(B)_{fine\ piedritto} = y'(B)_{inizio\ traversa}$$

Si determinano la spinta e i momenti di incastro.

Risolvendo il piedritto si avrà:

$$H_{1xz} = V_B = \frac{3X_1}{2l_{r2}}$$

$$M_{1xz} = V_B l_{r2} - X_1 = \frac{X_1}{2}$$

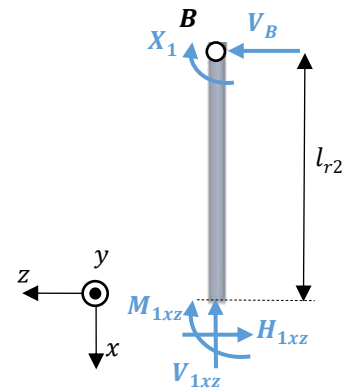


Figura 150-Piedritto

A questo punto, si ottiene che la rotazione in B è uguale a:

$$y'(B)_{fine\ piedritto} = \frac{1}{4} X_1 l_{r2}$$

Risolvendo la traversa per sovrapposizione degli effetti, la rotazione nel punto B è uguale a:

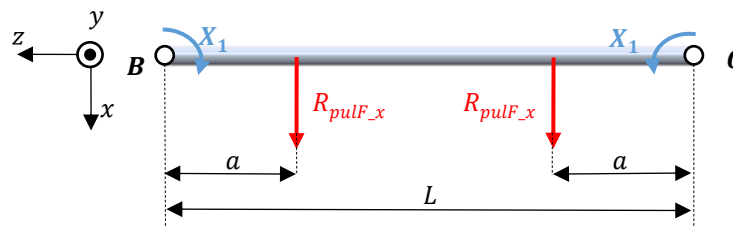


Figura 151-Traversa-

$$y'(B)_{inizio\ traversa} = \frac{R_{pulF_x} (L - a)}{6 L} (L^2 - (L - a)^2) + \frac{R_{pulF_x} a}{6 L} (L - a)^2 - \frac{1}{2} X_1 L$$



Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Dunque, imponendo che:

$$y'(B)_{fine\ piedritto} = y'(B)_{inizio\ traversa}$$

$$\frac{1}{4}X_1 l_{r2} = \frac{R_{pulF_x} (L - a)}{6 L} (L^2 - (L - a)^2) + \frac{R_{pulF_x} a}{6 L} (L - a)^2 - \frac{1}{2}X_1 L$$

Svolgendo i calcoli si ottiene che:

$$X_1 = \frac{R_{pulF_x} a (L - a)}{L} \left[\frac{1}{1 + \frac{l_{r2}}{2L}} \right]$$

Reazioni vincolari

Sostituendo nelle reazioni vincolari calcolate all'inizio della trattazione si ottiene:

$$H_{1xz} = H_{2xz} = \frac{3R_{pulF_x} a (L - a)}{2L l_{r2}} \left[\frac{1}{1 + \frac{l_{r2}}{2L}} \right]$$

$$M_{1xz} = M_{2xz} = \frac{R_{pulF_x} a (L - a)}{2 L} \left[\frac{1}{1 + \frac{l_{r2}}{2L}} \right]$$

Caratteristiche di sollecitazione

Analizzando il primo concio si ha:

1° Concio

$$0 < x_1 < l_{r2}$$

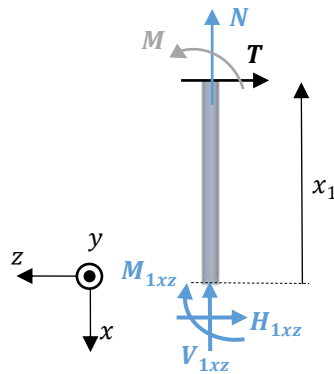


Figura 152-Primo concio piano xz

$$\begin{aligned} \uparrow N_1 &= -V_{1xz} \\ \rightarrow T_1 &= -H_{1xz} \\ \curvearrowright M_1 &= M_{1xz} - H_{1xz} x_1 \end{aligned}$$

$$\begin{cases} \text{con } x_1 = 0 \rightarrow M_1 = M_{1xz} \\ \text{con } x_1 = l_{r2} \rightarrow M_1 = M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} \end{cases}$$

Ponendo il momento flettente pari a 0 si ricava la coordinata in cui il momento si annulla pari a:

$$M_1 = 0 \rightarrow x_1 = \frac{l_{r2}}{3}$$

2° Concio

$$0 < x_2 < a$$

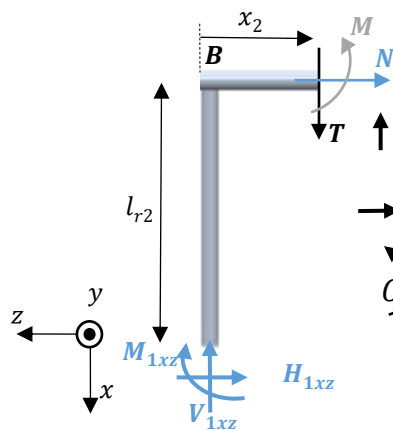


Figura 153-Secondo concio - piano xz

$$\begin{aligned} \uparrow T_2 &= V_{1xz} \\ \rightarrow N_2 &= -H_{1xz} \\ \curvearrowright M_2 &= M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} + V_{1xz} x_2 \end{aligned}$$

$$\begin{cases} \text{con } x_2 = 0 \rightarrow M_1 = M_2 = M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} \\ \text{con } x_2 = a \rightarrow M_1 = M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} + V_{1xz} a \end{cases}$$

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

3° Concio

$$0 < x_3 < \frac{L}{2} - a$$

$$\uparrow \quad T_3 = V_{1xz} - R_{pulF_x}$$

$$\rightarrow \quad N_3 = -H_{1xz}$$

$$\curvearrowright \quad M_3 = M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} + V_{1xz}(x_2 + a) - R_{pulF_x} x_2$$

$$\begin{cases} \text{con } x_3 = 0 \rightarrow M_3 = M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} + V_{1xz} a \\ \text{con } x_3 = \frac{L}{2} - a \rightarrow M_3 = M_{1xz} - H_{1xz} l_{r2} + V_{1xz} \frac{L}{2} \end{cases}$$

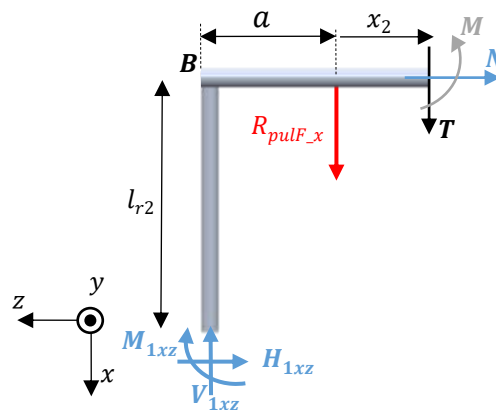


Figura 154-Terzo concio-piano xz

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Diagramma degli sforzi

Implementando tali relazioni anche per l'altra metà struttura, data la sua simmetria di vincolo e di carico, si ottengono i successivi diagrammi degli sforzi.

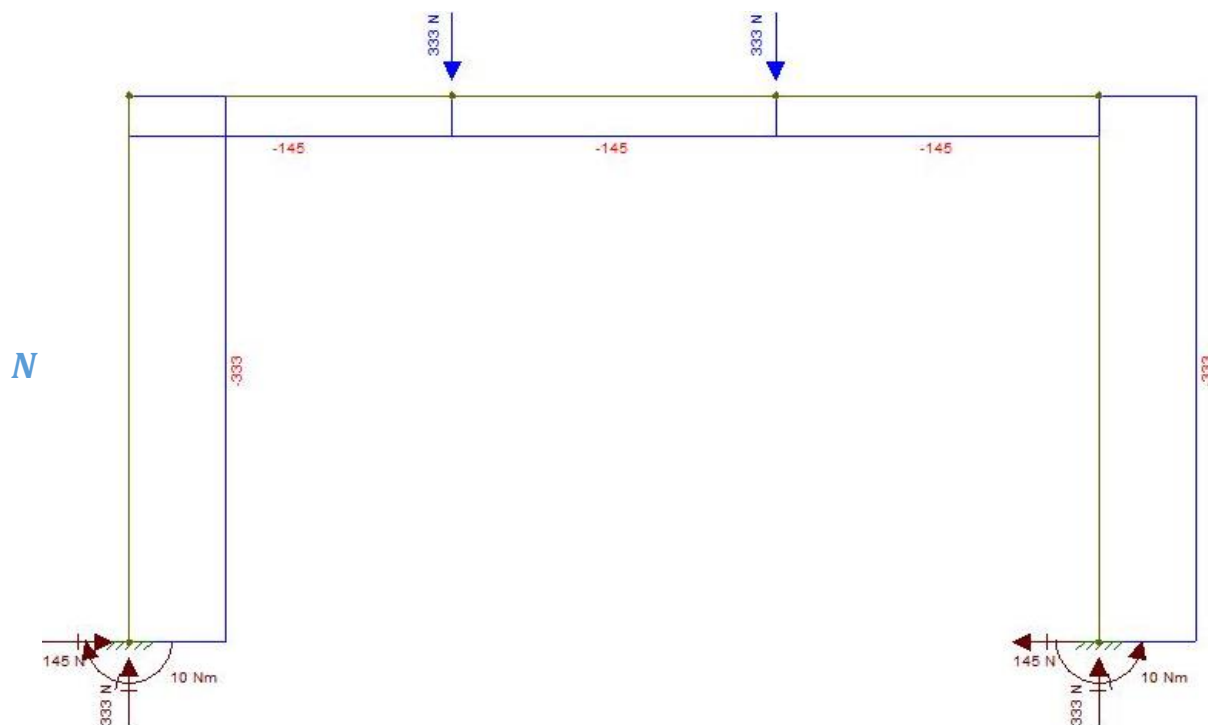


Figura 155-Sforzo normale-piano xz

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

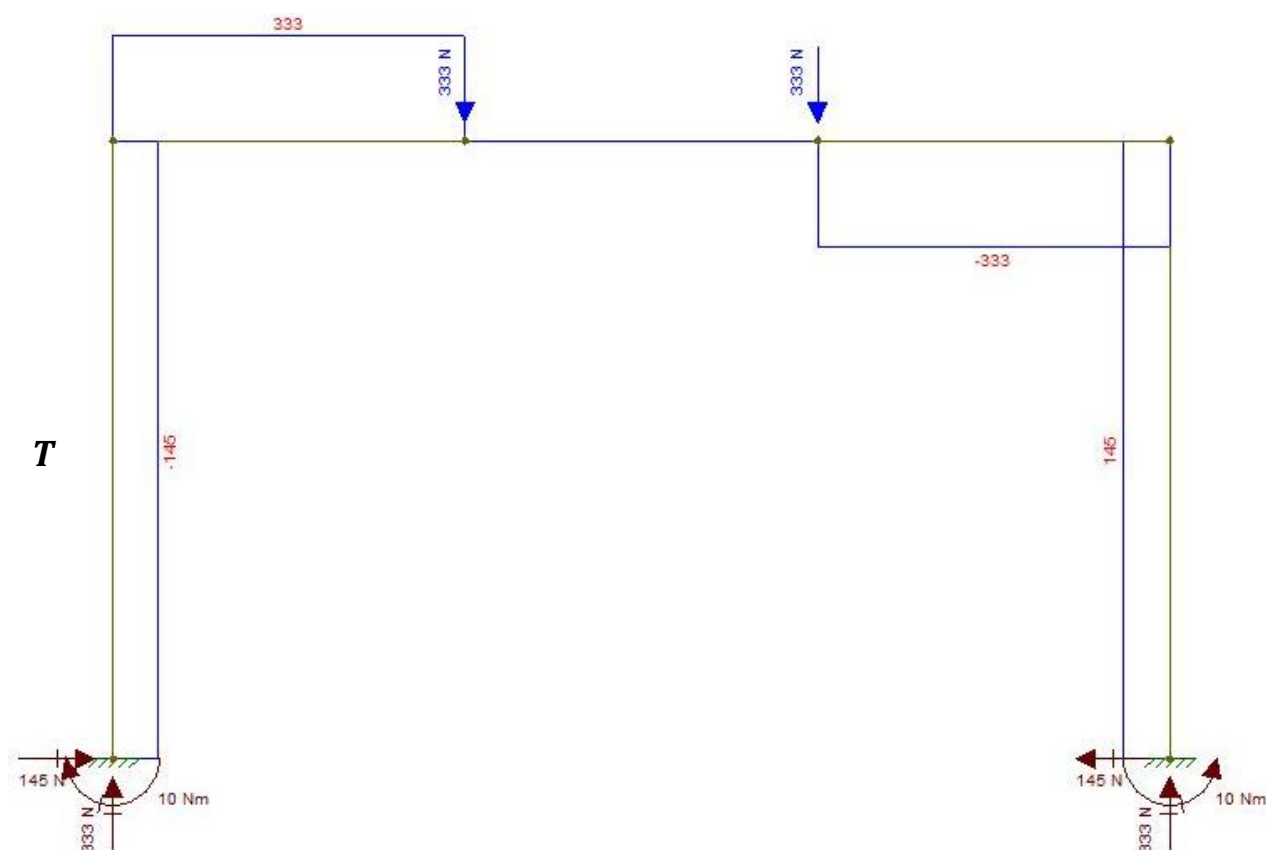


Figura 156-Taglio piano xz

Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

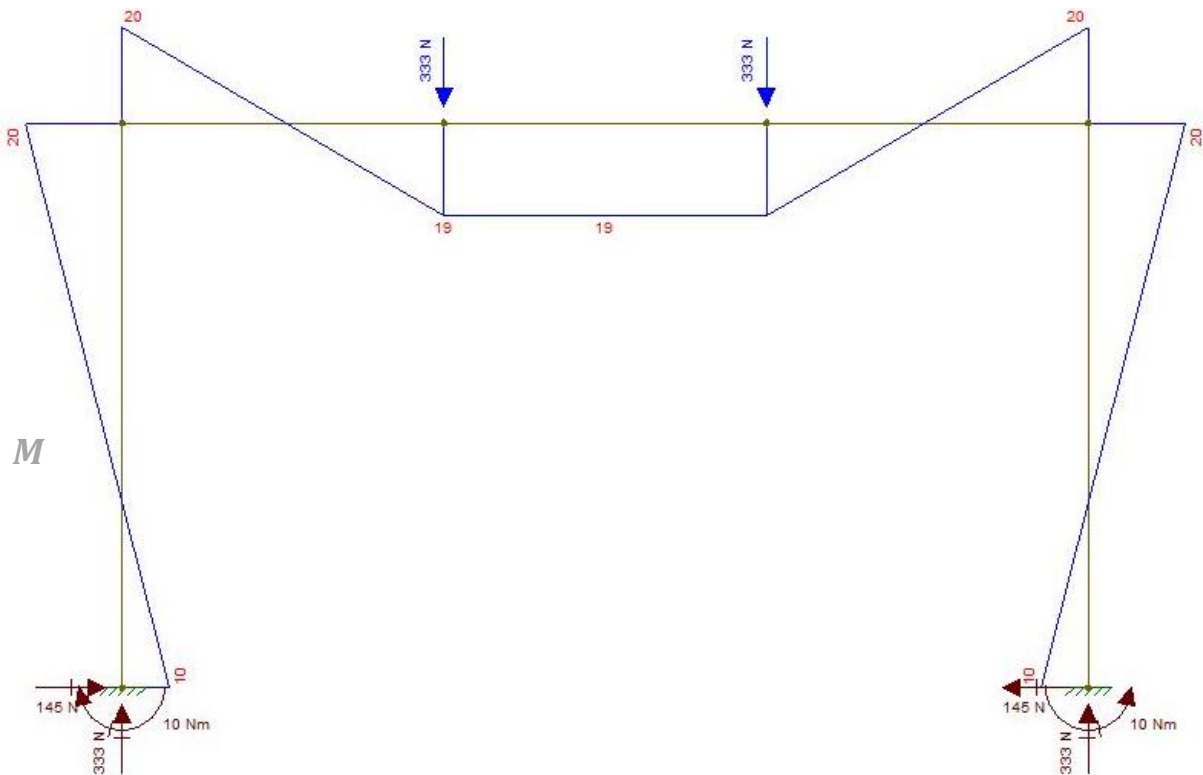


Figura 157-Momento flettente piano xz

Si nota dall'andamento che risultano dimostrate e verificate le ipotesi iniziali.

Il momento flettente nel nodo *B* e *C* si conserva passando dal piedritto alla traversa, inoltre il momento si annulla nel piedritto ad $\frac{l_{r2}}{3}$ come precedentemente ricavato in via analitica.

A1.6. Risultati

Analizzando le diverse sollecitazioni presenti in tale struttura si ottiene per l'elemento di lunghezza l_{r2} un momento flettente ideale uguale a:

$$M_{fid_{lr2}} = \sqrt{(M_{f_{yx}}^2 + M_{f_{xz}}^2) + \frac{3}{4}M_{t_x}^2}$$

considerando la flessione nel piano yx e nel piano xz e la torsione uguale a:

$$M_{t_x} = R_{pulF_y} a$$

Per ciò che concerne l'elemento di lunghezza L invece è stato determinato un momento flettente ideale sovrapponendo i momenti flettenti dei piani xz e yz

$$M_{fid_L} = \sqrt{(M_{f_{xz}}^2 + M_{f_{yz}}^2)}$$

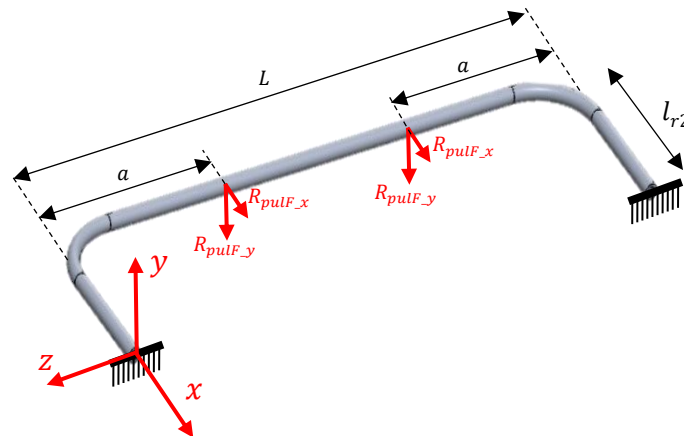


Figura 158-Modello braccio fisso

Si è dunque determinato il modulo di resistenza a flessione minimo e si è ipotizzata una sezione di diametro uguale a:

$$d_{BraccioFisso} = 10 \text{ mm}$$



Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

La sezioni critiche risultano essere gli angoli di tale struttura, chiamati nodi B e C .

Implementando con il software MATLAB si è ricavato il valore del coefficiente di sicurezza in corrispondenza di tali sezioni, pari a:

$$C.S_{eff} = 1.40$$

Valore accettabile e superiore all'unità, dunque il componente resiste alle sollecitazioni.

A1.7. Analisi agli elementi finiti (FEM)

Utilizzando il tool di SOLIDWORKS si è svolta un'analisi ad elementi finiti per poter validare i calcoli e i risultati ottenuti.

Si è visto che la tensioni ideali sono simili a quelle ricavate in via analitica.

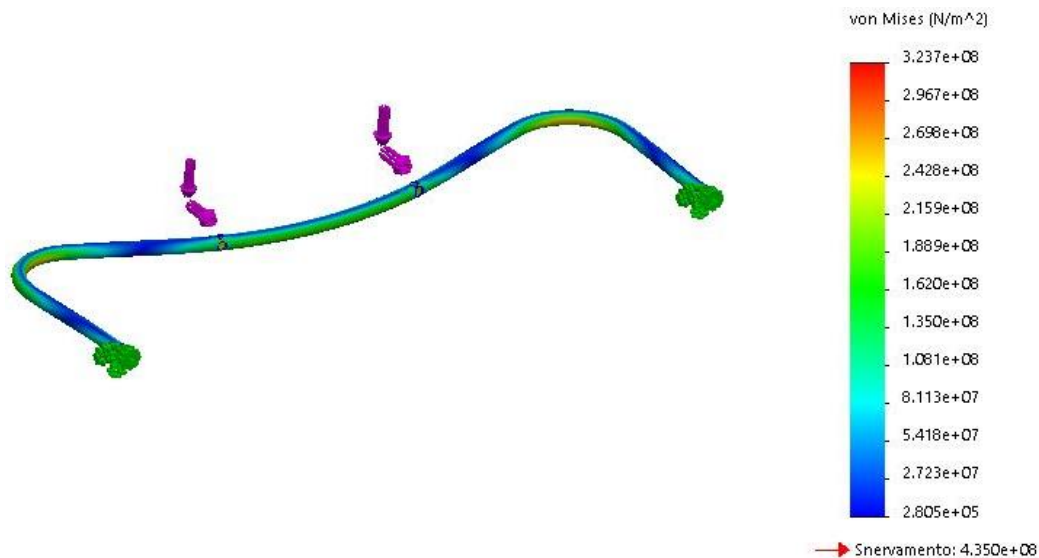


Figura 159-Analisi FEM tensione

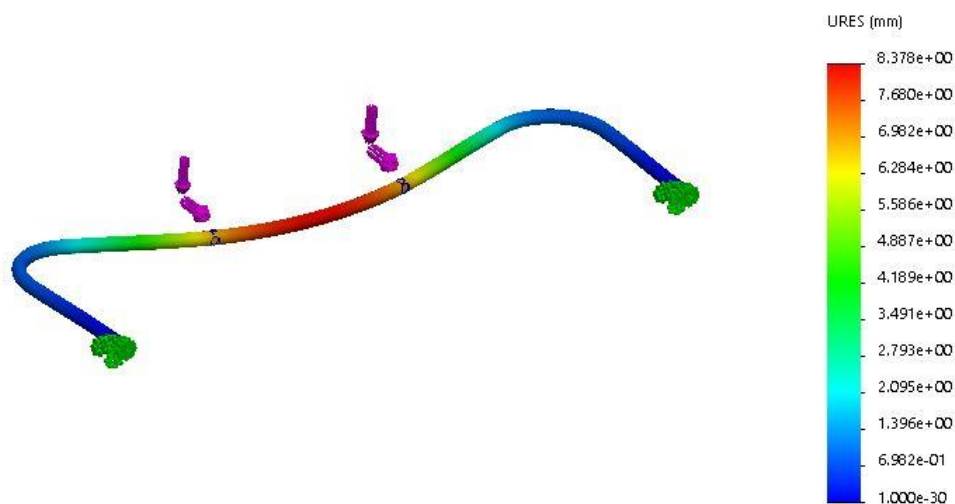


Figura 160-Analisi FEM Spostamento



Appendice A1 – Progettazione braccio fisso

Il minimo valore del coefficiente di sicurezza calcolato automaticamente da tale analisi è pari a 1.38, in linea con i calcoli analitici svolti tramite MATLAB.

Tramite tale analisi è stato possibile valutare anche la deformazione durante la sollecitazione, parametro fondamentale ai fini della progettazione.

Il braccio fisso si deforma di un massimo di 8 *mm*, valore alto perché in corrispondenza di tale sezione saranno alloggiate le pulegge e se la struttura si deformasse in tale punto comporterebbe un mal funzionamento del dispositivo.

Appendice A2

Dimensionamento perni

A2.1. Reazioni vincolari

Per ciò che concerne il dimensionamento dei perni si è svolto sfruttando il metodo della linea elastica.

Piano yz

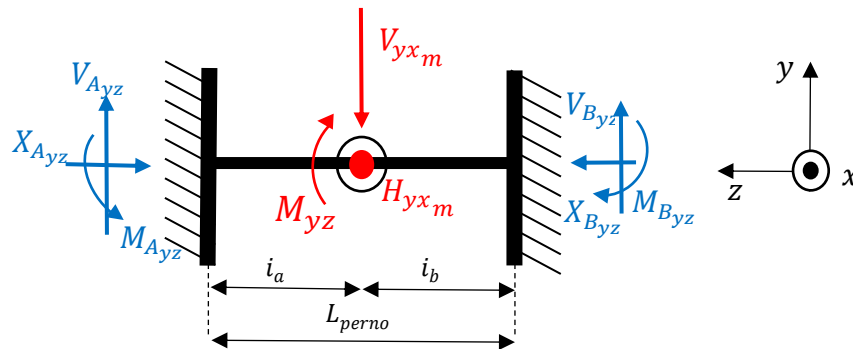


Figura 161-Dimensionamento perni

Scrivendo le equazioni cardinali si ottiene:

$$X_{A_{yz}} = X_{B_{yz}} = 0$$

$$V_{A_{yz}} + V_{B_{yz}} = V_{yx_m}$$

$$M_{A_{yz}} - M_{yz} - V_{yx_m} i_a + V_{B_{yz}} L_{perno} - M_{B_{yz}} = 0$$

Il sistema risulta indeterminato. Il metodo della linea elastica permette di aggiungere due equazioni al sistema e di determinare le reazioni vincolari.

Appendice A2 – Dimensionamento perni

Si divide la trave che rappresenta il perno in quattro travi semplici, sostituendo le reazioni di uno dei due incastri come se fossero azioni esterne, imponendo due condizioni in tale punto:

$\sum y'(L) = 0 \rightarrow$ La rotazione in corrispondenza dell'incastro eliminato è pari a zero.

$\sum y(L) = 0 \rightarrow$ La freccia in corrispondenza dell'incastro eliminato è nulla.

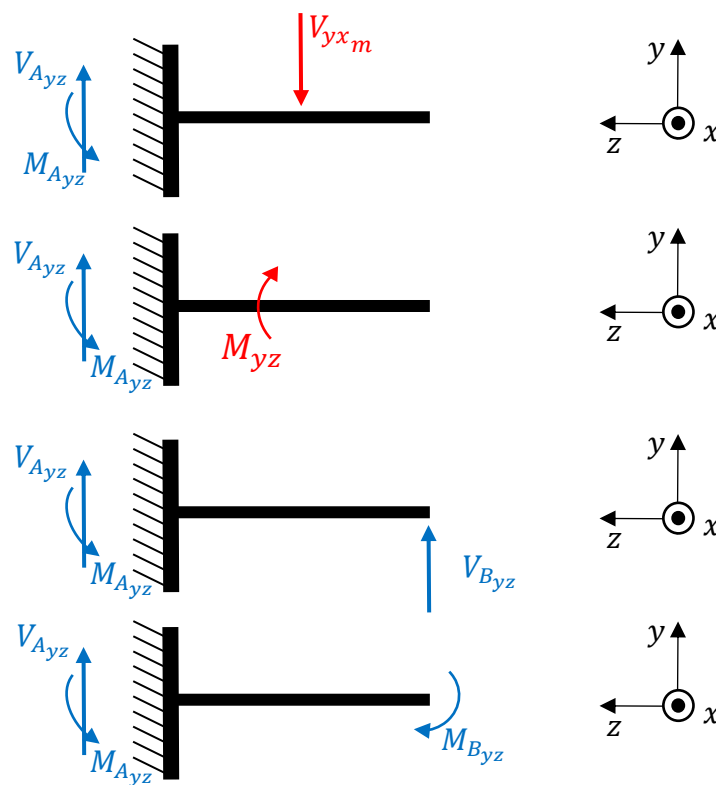


Figura 162-Scomposizione travi

Appendice A2 – Dimensionamento perni

Si ottiene dunque:

$$\begin{cases} \sum y'(L) = 0 \\ \sum y(L) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left[\frac{V_{yx_m} i_a^3}{3} + \frac{V_{yx_m} i_a^2}{2} i_b \right] + \left[\frac{V_{yx_m} i_a^2}{2} + M_{yz} i_a \right] + M_{Byz} L_{perno} - \left[\frac{V_{Byz} L_{perno}^2}{2} \right] = 0 \\ \left[\frac{V_{yx_m} i_a^3}{3} + \frac{V_{yx_m} i_a^2}{2} i_b \right] + \left[\frac{M_{yz} i_a^2}{2} + M_{yz} i_a i_b \right] + \left[\frac{V_{Byz} L_{perno}^3}{3} \right] + \left[\frac{M_{Byz} L_{perno}^2}{2} \right] = 0 \end{cases}$$

I II III IV

Risolvendo l'equazione si ottiene:

$$M_{Byz} = \frac{M_{yz} i_a (3i_a + 6i_b - 4L_{perno}) + V_{yx_m} i_a^2 (2i_a + 3i_b - 2L_{perno})}{L_{perno}^2} = 16.78 \text{ Nm}$$

$$V_{Byz} = \frac{2M_{yz} i_a + 2M_{Byz} L_{perno} + V_{yx_m} i_a^2}{L_{perno}^2} = 933 \text{ N}$$



Appendice A2 – Dimensionamento perni

E quindi il sistema diventa risolvibile determinando tutte le reazioni vincolari uguali a:

$$V_{A_{yz}} = V_{y_{x_m}} - \frac{2M_{yz}i_a + 2M_{B_{yz}}L_{perno} + V_{y_{x_m}}i_a^2}{L_{perno}^2} = -638 \text{ N}$$

$$M_{A_{yz}} = \frac{M_{yz}i_a(3i_a + 6i_b - 4L_{perno}) + V_{y_{x_m}}i_a^2(2i_a + 3i_b - 2L_{perno})}{L_{perno}^2} + M_{yz} + V_{y_{x_m}}i_a - V_{B_{yz}}L_{perno} = -9.8 \text{ Nm}$$

A2.2. Caratteristiche di sollecitazione

Analizzando il primo concio si ottiene:

1° Concio

$$0 < x_1 < i_a$$

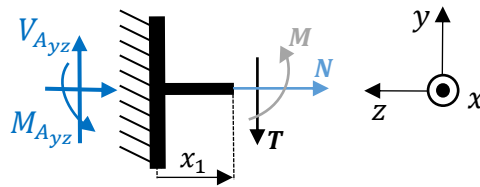


Figura 163-Primo concio perno

$$N_1 = 0$$

$$T_1 = V_{Ayz} = R_{pulF_y}$$

$$M_1 + M_{Ayz} - V_{Ayz} x_1 = 0$$

$$\begin{cases} \text{con } x_1 = 0 \rightarrow M_1 = -M_{Ayz} \\ \text{con } x_1 = a \rightarrow M_1 = -M_{Ayz} + V_{Ayz} i_a \end{cases}$$

2° Concio

$$0 < x_2 < i_b$$

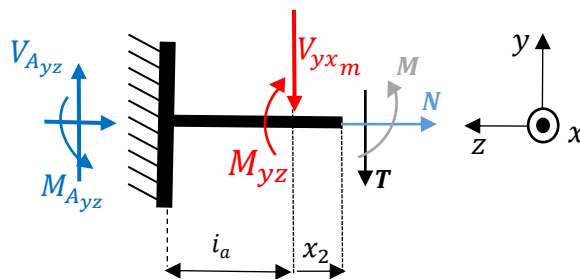


Figura 164-Secondo concio perno

$$N_2 = 0$$

$$T_2 = V_{Ayz} - V_{yxm}$$

$$M_2 + M_{Ayz} - M_{yz} - V_{Ayz} (x_2 + i_a) + V_{yxm} (x_2) = 0$$

$$\begin{cases} \text{con } x_2 = 0 \rightarrow M_2 = -M_{Ayz} + V_{Ayz} i_a + M_{yz} \\ \text{con } x_2 = i_b \rightarrow M_2 = -M_{Ayz} + M_{yz} + V_{Ayz} (i_b + i_a) - V_{yxm} (i_2) \end{cases}$$

Appendice A2 – Dimensionamento perni

Vengono riportati i calcoli effettuati nel *piano xz*, sostanzialmente identici a quelli del piano appena descritto.

Si è deciso dunque di riportare solo i diagrammi degli sforzi, sia per questo piano che per il perno del Leg-Link.

A2.3. Diagramma degli sforzi

Perno back – frame

Piano yz

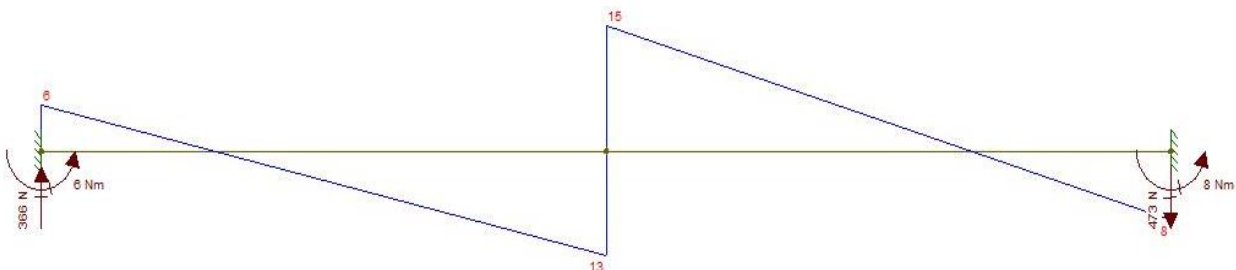


Figura 165-Momento flettente - Perno back frame - Piano yz

Piano xz

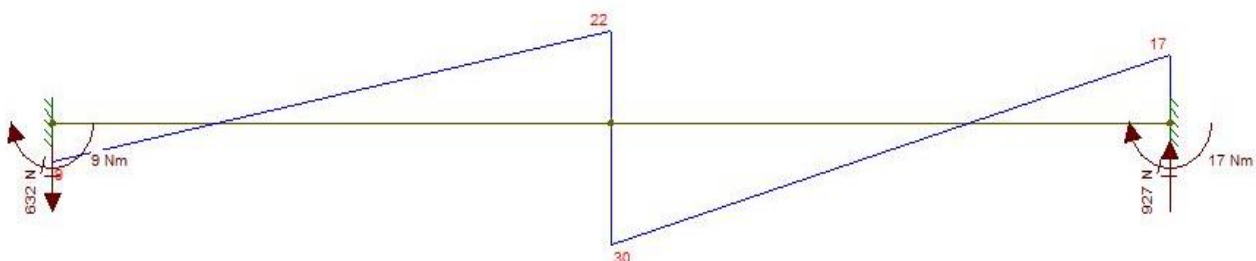


Figura 166-Momento flettente - Perno back frame - Piano xz

Appendice A2 – Dimensionamento perni

Perno Leg – link

Piano yz

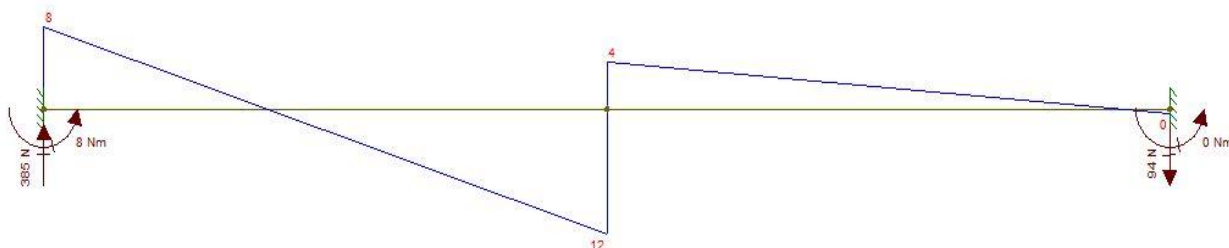


Figura 167-Momento flettente - Perno leg link - Piano yz

Piano xz

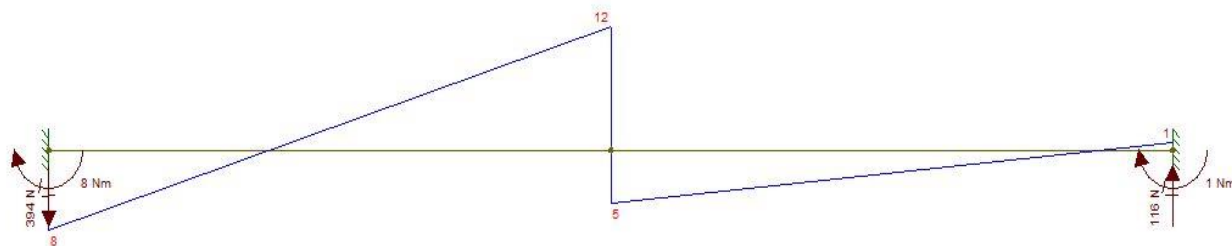


Figura 168-Momento flettente-Perno leg link - Piano xz



A3. Calcolo di verifica dei cuscinetti mediante strumento “Bearing Calculator” SKF.

Nella sezione successiva si presentano i calcoli eseguiti tramite il software Bearing Calculator SKF.

SKF Bearing Calculator

Calculation summary report

Published on 2019-06-08 07.20.33 GMT



SKF General Conditions for technical assistance and advice (available at www.skf.com) shall apply to this report. SKF accepts no variation of any of these conditions unless confirmed in writing by SKF.

® SKF is a registered trademark of the SKF Group.

© SKF Group 2013

The contents of this publication are the copyright of SKF and may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF.

Table of Contents

1. Designation: 3202 A-2RS1TN9/MT33
 - 1.1 Bearing rating life
 - 1.2 Minimum load
 - 1.3 Frictional moment - power loss
 - 1.4 Bearing frequencies
 - 1.5 Viscosity
 - 1.6 Equivalent dynamic bearing load

1. Designation: 3202 A-2RS1TN9/MT33

Type: Angular contact ball bearing

Bearing Data

d	D	B	C	C ₀
15 mm	35 mm	15.9 mm	11.2 kN	6.8 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F_r Radial load	0.314 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
η_c specification method	Simplified guidelines
η_c Factor for contamination level	0.5
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	4.75
κ Viscosity ratio	0.59
P Equivalent dynamic bearing load	0.314 kN
η_c Factor for contamination level	0.5
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	626.5 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	>1000000 hour
C/P Load ratio	35.7

1.2 Minimum load

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Lubrication	Grease

Result

F_{rm} Minimum radial load	0.02 kN
--	---------

1.3 Frictional moment - power loss

Input Parameters

μ_{EHL} Coefficient of friction under full lubricant film conditions.	0.05
F_r Radial load	0.314 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

M_{rr} Rolling frictional moment	1.83 Nmm
M_{sl} Sliding frictional moment	4.88 Nmm
M_{seal} Frictional moment of the seals	16.8 Nmm
M_{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M Total frictional moment	23.5 Nmm
N_r Power loss	0 W
ν Lubricant viscosity at operating temperature	371.2 mm ² /s
M_{start} Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	22.4 Nmm
K_{rs} Replenishment/starvation constant	6.0E-8

1.4 Bearing frequencies

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
n_e Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)	23.3 r/min

Result

f_i Rotational frequency of the inner ring	0.39 Hz
f_e Rotational frequency of the outer ring	0.39 Hz
f_c Rotational frequency of the rolling element and cage assembly	0.39 Hz
f_r Rotational frequency of a rolling element about its own axis	0 Hz
f_{ip} Over-rolling frequency of one point on the inner ring	0 Hz
f_{ep} Over-rolling frequency of one point on the outer ring	0 Hz
f_{rp} Over-rolling frequency of one point on a rolling element	0 Hz

1.5 Viscosity

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Grease used in the bearing	MT33

Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

v Lubricant viscosity at operating temperature	371.2 mm ² /s
v₁ Required viscosity at operating temperature for $\kappa=1$	626.5 mm ² /s
v_{ref} Required viscosity at 40 °C for $\kappa=1$	170.5 mm ² /s
κ Viscosity ratio	0.59

1.6 Equivalent dynamic bearing load

Input Parameters

F_r Radial load	0.314 kN
F_a Axial load	0 kN

Result

P Equivalent dynamic bearing load	0.314 kN
---	----------

SKF Bearing Calculator

Calculation summary report

Published on 2019-06-08 07.23.26 GMT



SKF General Conditions for technical assistance and advice (available at www.skf.com) shall apply to this report. SKF accepts no variation of any of these conditions unless confirmed in writing by SKF.

® SKF is a registered trademark of the SKF Group.

© SKF Group 2013

The contents of this publication are the copyright of SKF and may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF.

Table of Contents

1. Designation: 3202 A-2RS1TN9/MT33
 - 1.1 Bearing rating life
 - 1.2 Minimum load
 - 1.3 Frictional moment - power loss
 - 1.4 Bearing frequencies
 - 1.5 Viscosity
 - 1.6 Equivalent dynamic bearing load

1. Designation: 3202 A-2RS1TN9/MT33

Type: Angular contact ball bearing

Bearing Data

d	D	B	C	C ₀
15 mm	35 mm	15.9 mm	11.2 kN	6.8 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F_r Radial load	0.4 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
η_c specification method	Simplified guidelines
η_c Factor for contamination level	0.5
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	3.3
κ Viscosity ratio	0.59
P Equivalent dynamic bearing load	0.4 kN
η_c Factor for contamination level	0.5
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	626.5 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	>1000000 hour
C/P Load ratio	28

1.2 Minimum load

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Lubrication	Grease

Result

F_{rm} Minimum radial load	0.02 kN
--	---------

1.3 Frictional moment - power loss

Input Parameters

μ_{EHL} Coefficient of friction under full lubricant film conditions.	0.05
F_r Radial load	0.4 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

M_{rr} Rolling frictional moment	2.09 Nmm
M_{sl} Sliding frictional moment	6.74 Nmm
M_{seal} Frictional moment of the seals	16.8 Nmm
M_{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M Total frictional moment	25.6 Nmm
N_r Power loss	0 W
ν Lubricant viscosity at operating temperature	371.2 mm ² /s
M_{start} Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	24.5 Nmm
K_{rs} Replenishment/starvation constant	6.0E-8

1.4 Bearing frequencies

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
n_e Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)	23.3 r/min

Result

f_i Rotational frequency of the inner ring	0.39 Hz
f_e Rotational frequency of the outer ring	0.39 Hz
f_c Rotational frequency of the rolling element and cage assembly	0.39 Hz
f_r Rotational frequency of a rolling element about its own axis	0 Hz
f_{ip} Over-rolling frequency of one point on the inner ring	0 Hz
f_{ep} Over-rolling frequency of one point on the outer ring	0 Hz
f_{rp} Over-rolling frequency of one point on a rolling element	0 Hz

1.5 Viscosity

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	23.3 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Grease used in the bearing	MT33

Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

v Lubricant viscosity at operating temperature	371.2 mm ² /s
v₁ Required viscosity at operating temperature for $\kappa=1$	626.5 mm ² /s
v_{ref} Required viscosity at 40 °C for $\kappa=1$	170.5 mm ² /s
κ Viscosity ratio	0.59

1.6 Equivalent dynamic bearing load

Input Parameters

F_r Radial load	0.4 kN
F_a Axial load	0 kN

Result

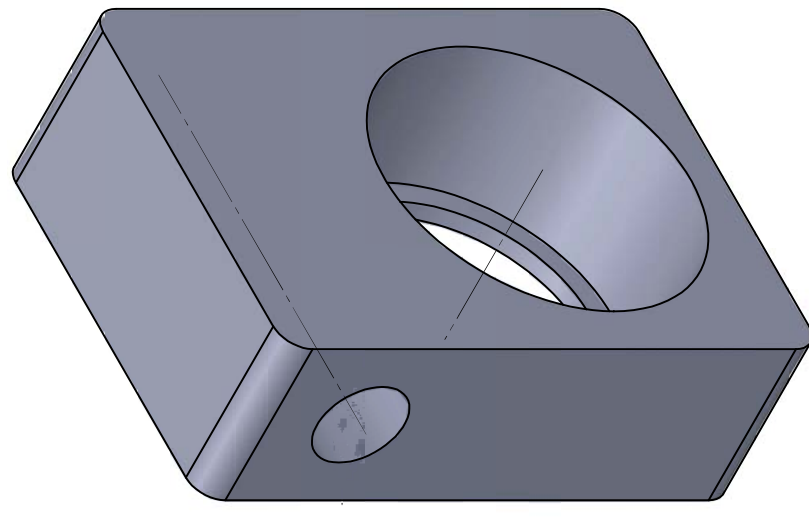
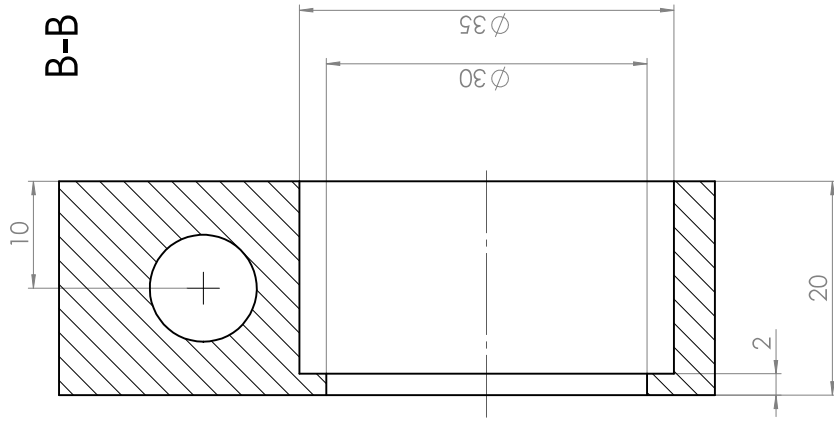
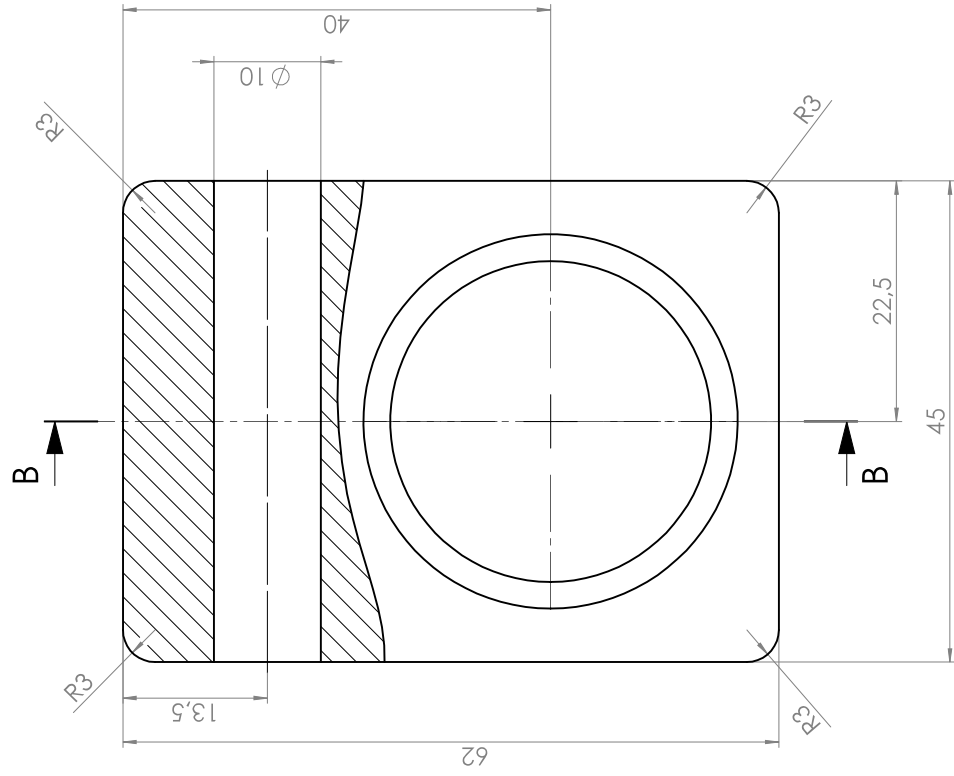
P Equivalent dynamic bearing load	0.4 kN
---	--------



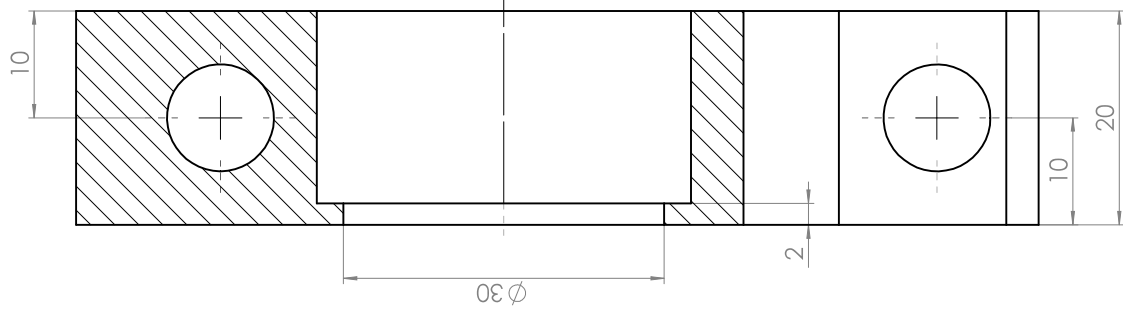
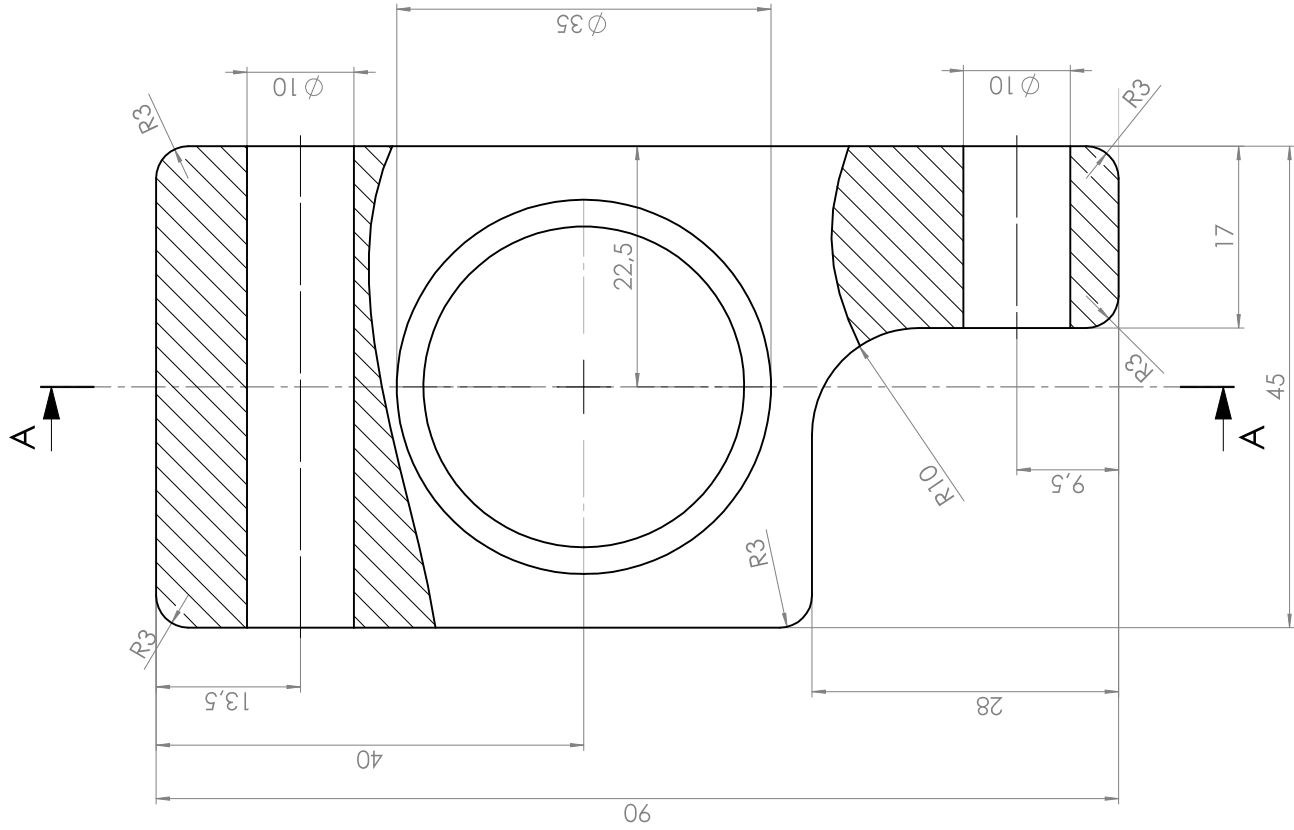
Appendice A4- Messe in tavola Esoscheletro.

A4. Messe in tavola Esoscheletro

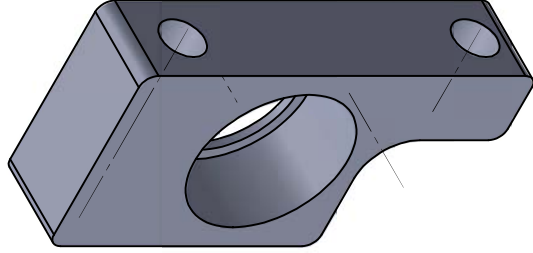
Nella sezione successiva si presentano le messe in tavola di tutti i particolari.



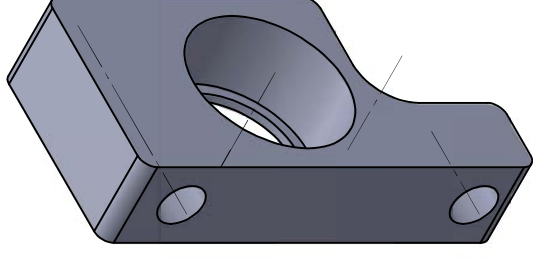
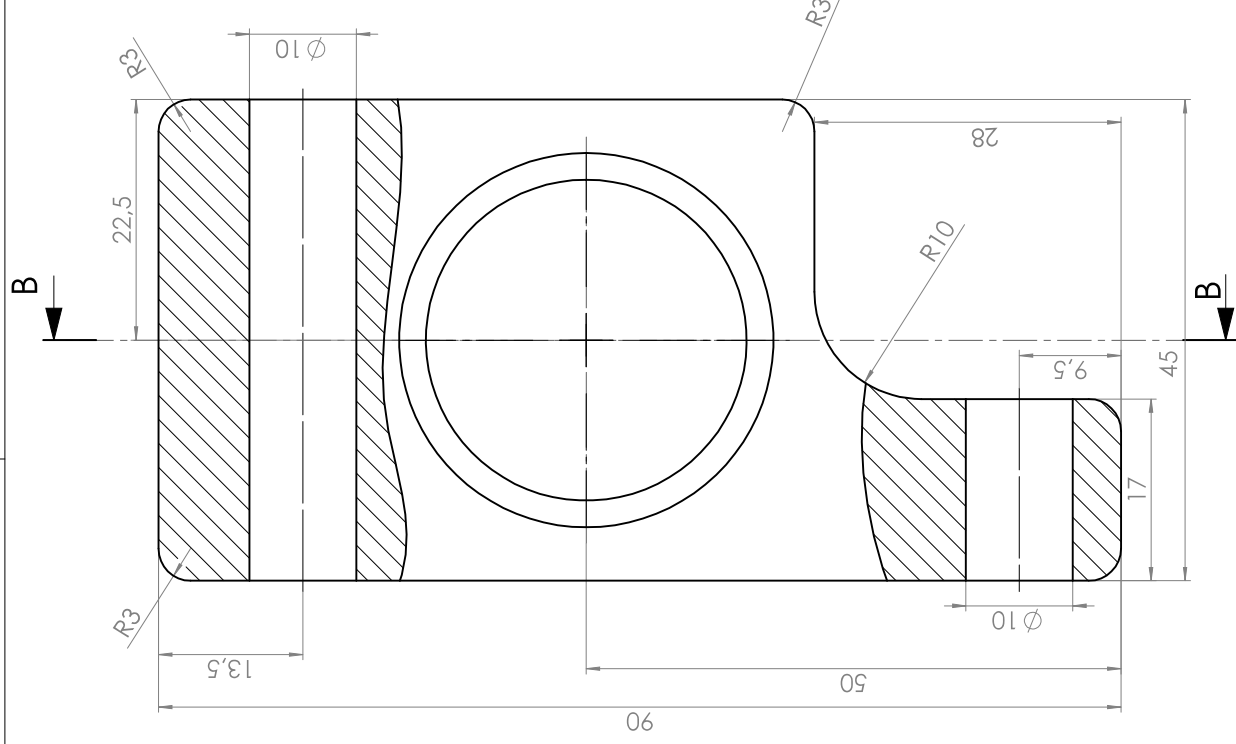
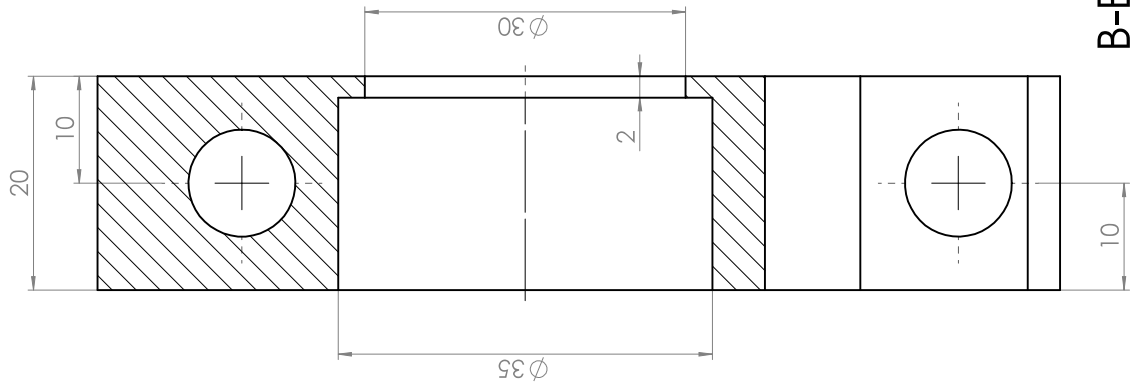
Q.TA' 2	MATERIALE		ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 1:1
	OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica		
	DESCRIZIONE	Supporto_link_mobile	DATA 25/07/2019		
Tolleranze generali: ISO 2768-mk					
		Politecnico di Torino		Disegno N. 1	
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		Foglio A3 1/1			



A-A



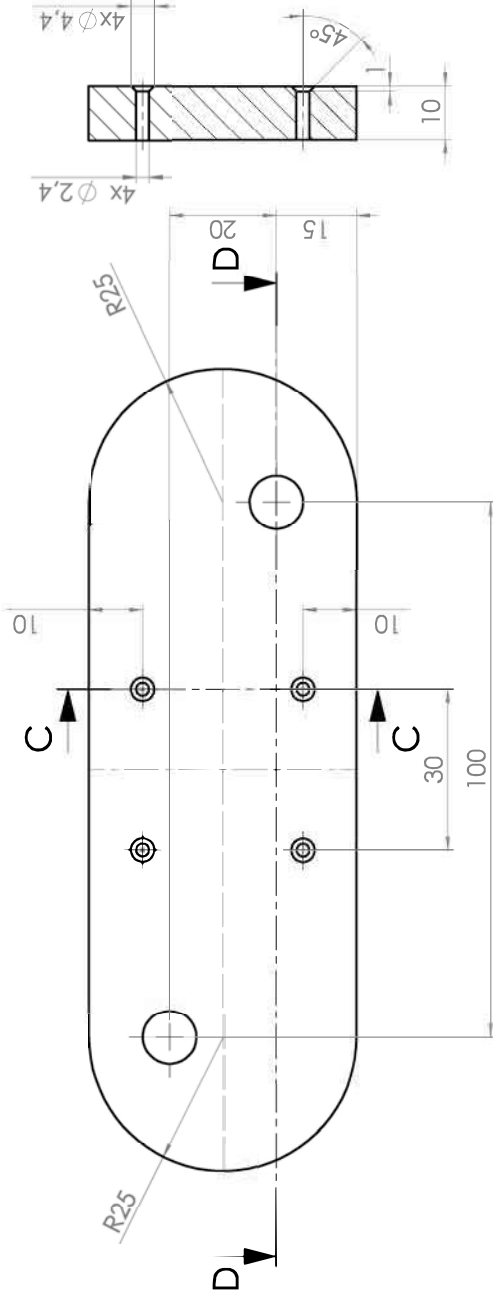
Q.TA' 1	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA	SCALA 2:1
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica	DATA 25/07/2019
DESCRIZIONE	Supporto_Leg_Link		
Tolleranze generali: ISO 2768-mK			
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 • 10129 Torino			
		Foglio A3 1/1	Disegno N.2



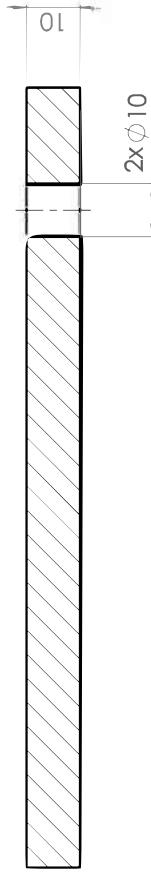
B-B

Q.TA' 1	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA	
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheleiro		SCALA 2:1
DESCRIZIONE	Supporto_Leg link - sx	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica	DATA 25/07/2019
Tolleranze generali: ISO 2768-mk			
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino			
		Foglio A3 1/1	Disegno N.3

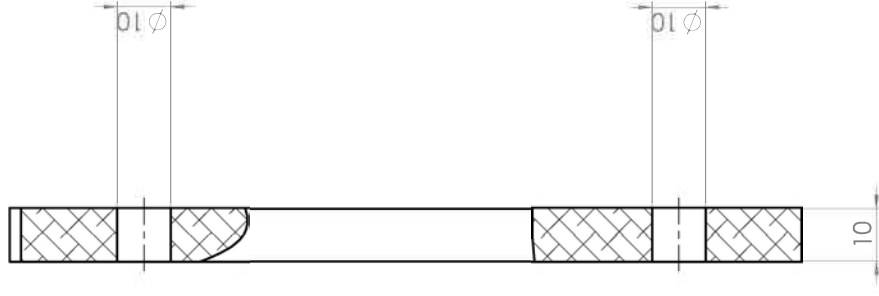
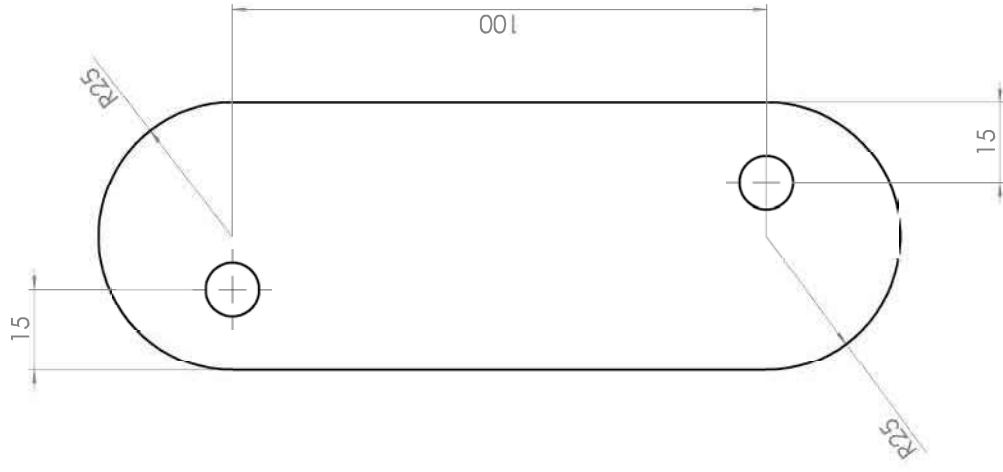
C-C



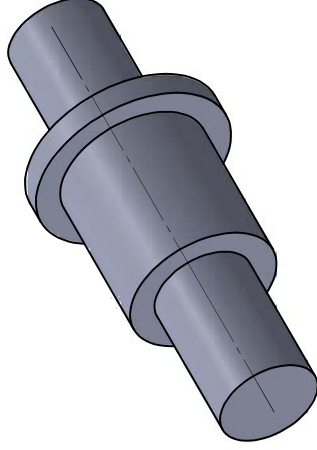
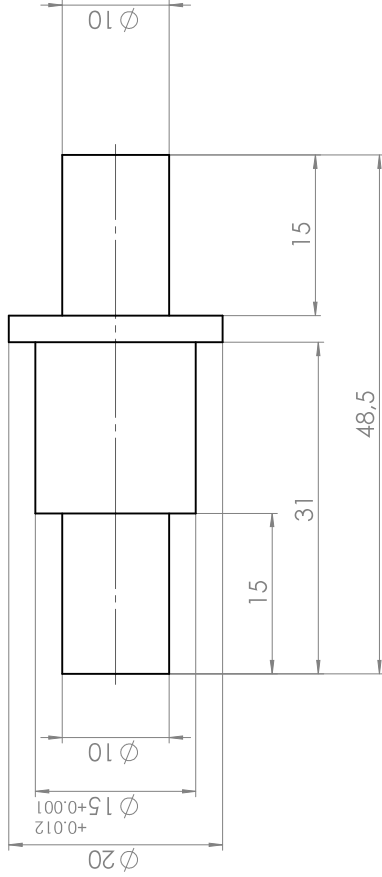
D-D



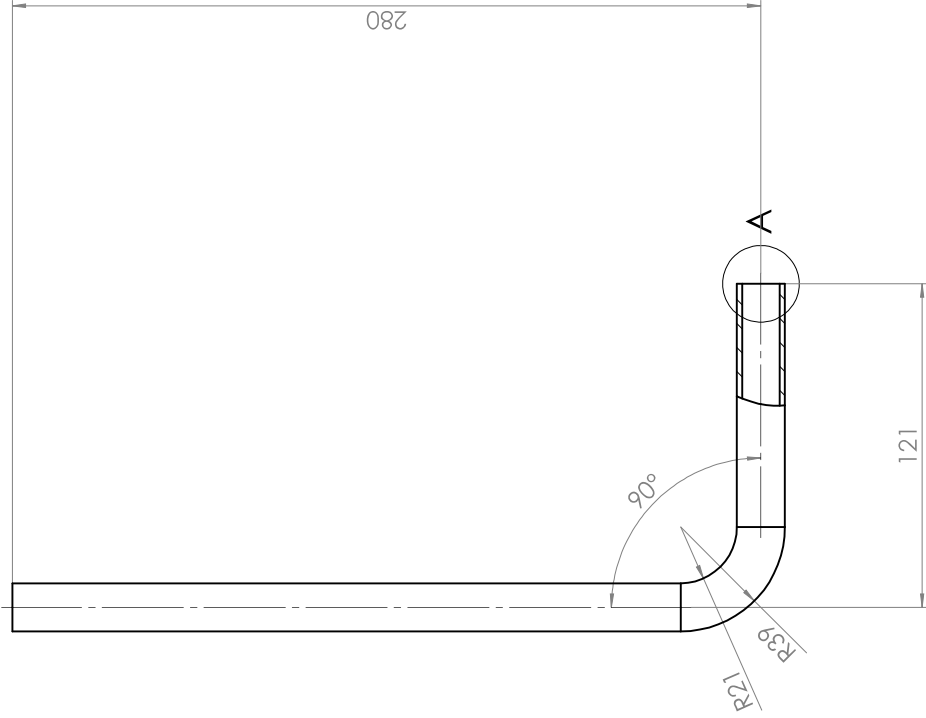
Q.TA' 2		MATERIALE		ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 1:1	
OGGETTO		Messe in tavola Esoscheletro					
DESCRIZIONE		Supporto Piastra interna		TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica			
Tolleranze generali: ISO 2768-mK							
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino							
				Foglio A3 1/1		Disegno N. 4	



Q.TA' 2	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 1:1	DATA 25/07/2019	
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica				
DESCRIZIONE	Supporto piastra esterna					
Tolleranze generali: ISO 2768-mk						
Politecnico di Torino						
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino						
			Foglio A3 1/1	Disegno N. 5		



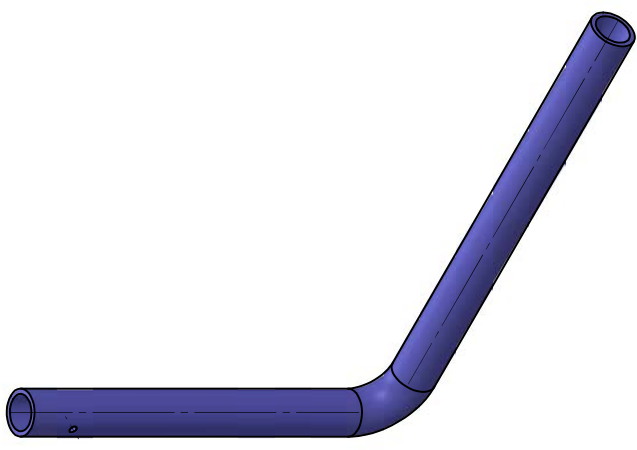
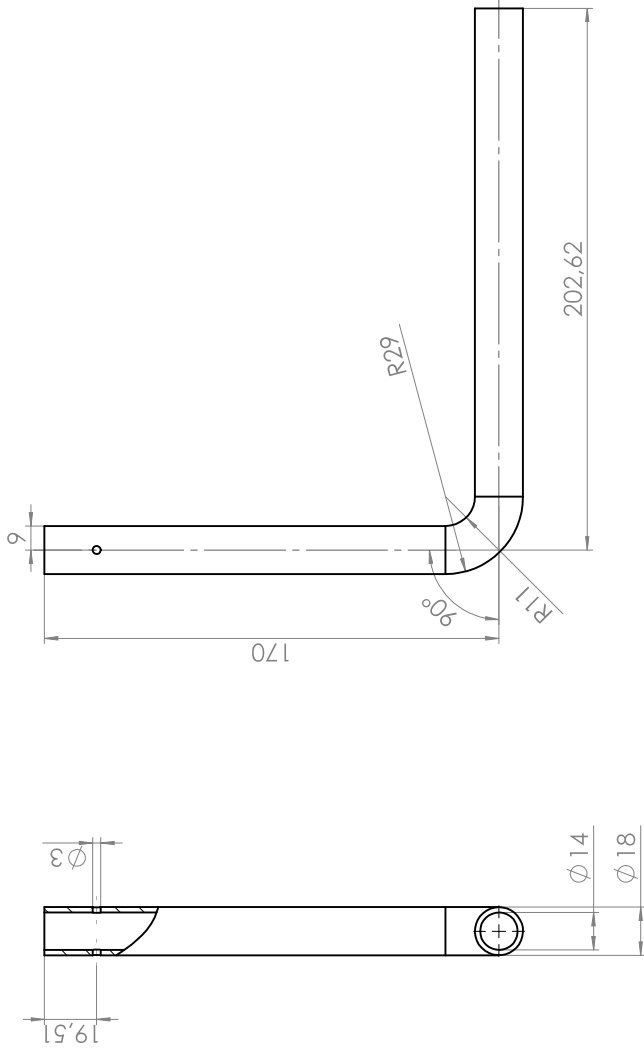
Q.TA' 4	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 2:1
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheleiro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica		
DESCRIZIONE	Perno Giunto d'anca			
Tolleranze generali: ISO 2768-mK		PESO (kg)		
 Politecnico di Torino		Foglio A3 1/1		
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino				

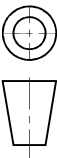


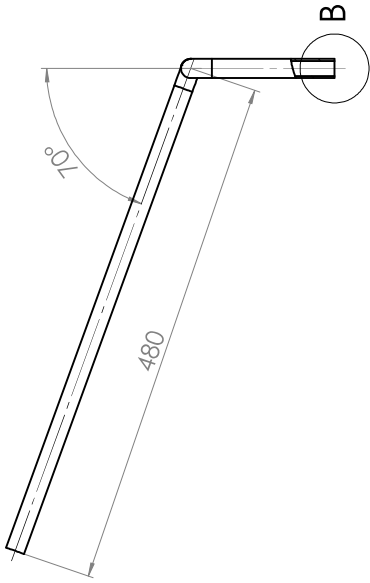
DETAGLIO A
SCALA 1 : 1



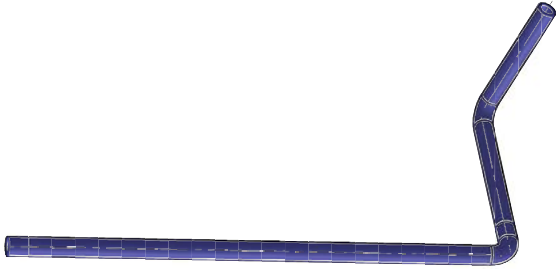
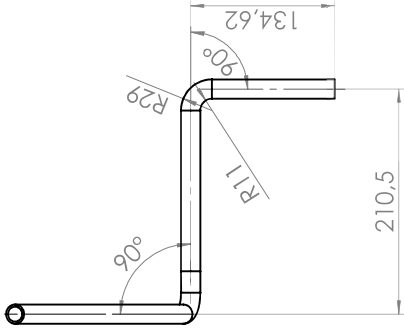
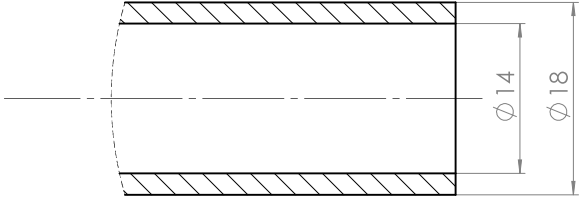
Q.TA' 2	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA	1:2
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica			
DESCRIZIONE	Leg Link _ front	DATA 25/07/2019			
Tolleranza generale: ISO 2768-mK  Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		PESO (kg)			
		FOGLIO A3 1/1		Disegno N.7	



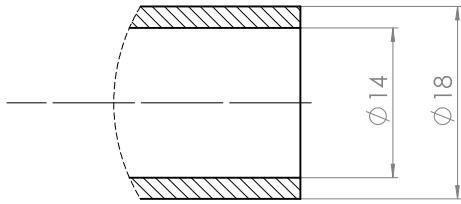
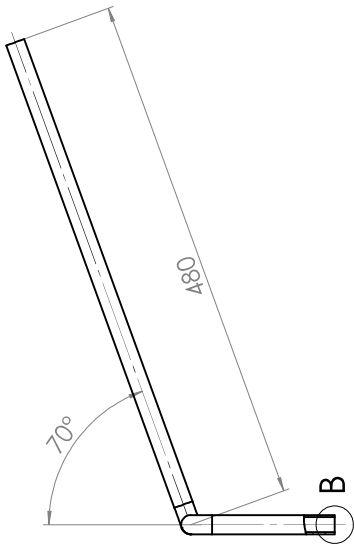
Q.TA' 2	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 1:2	
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica			
DESCRIZIONE	Leg. link back				
Tolleranze generali: ISO 2768-mk					
					
Politecnico di Torino					
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino					
				Foglio A3 1/1	Disegno N. 8



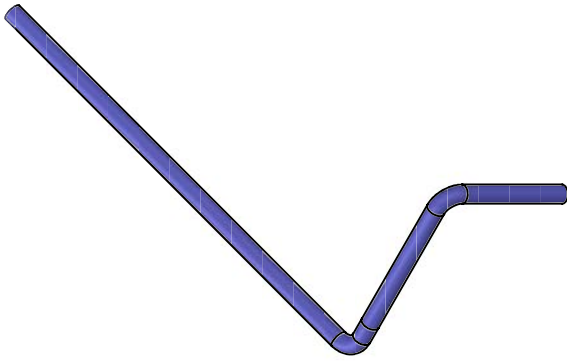
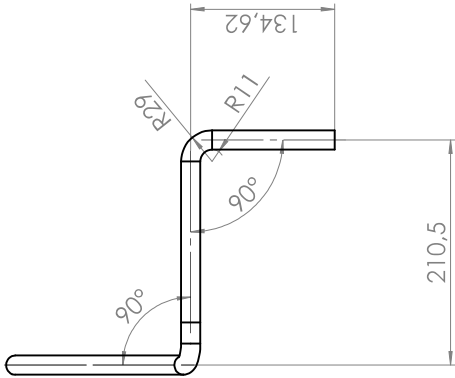
DETTAGLIO B
SCALA 2 : 1

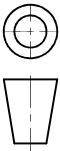


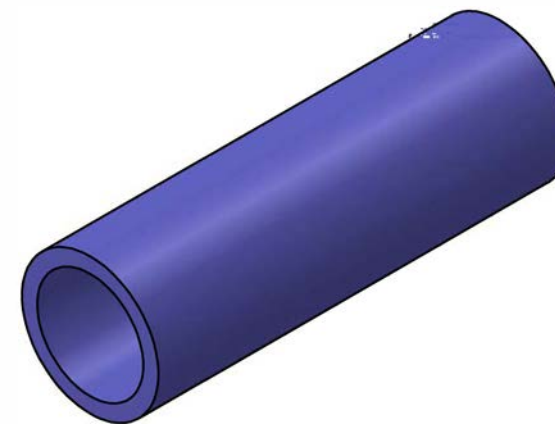
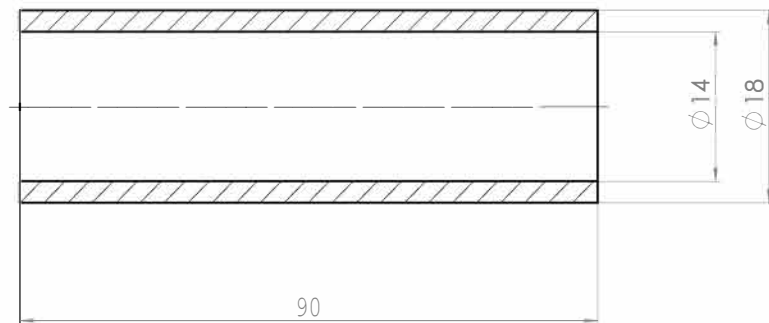
Q.TA' 1	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA	1:5
	OGGETTO	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica			
	DESCRIZIONE	DATA 25/07/2019			
Tolleranze generali: ISO 2768-mK					
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		FOGLIO A3 1/1		Disegno N. 9	

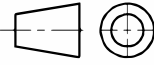


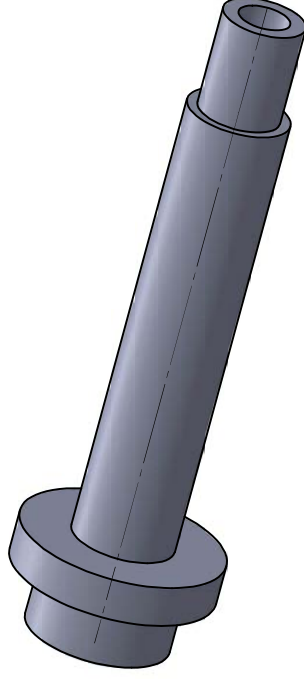
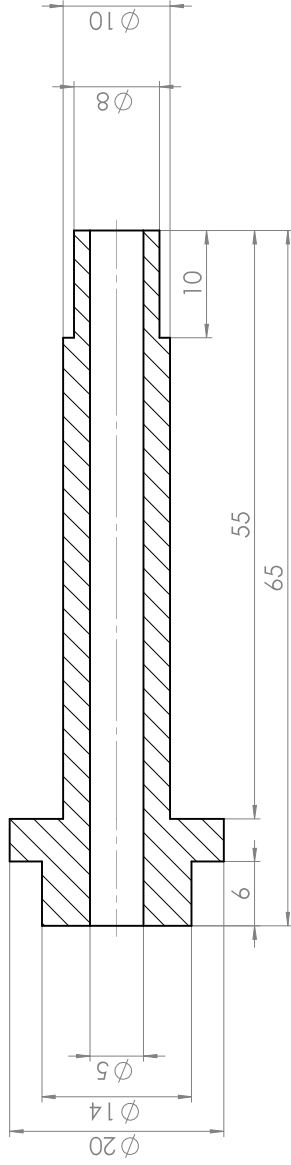
DETTAGLIO B
SCALA 2 : 1

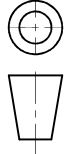


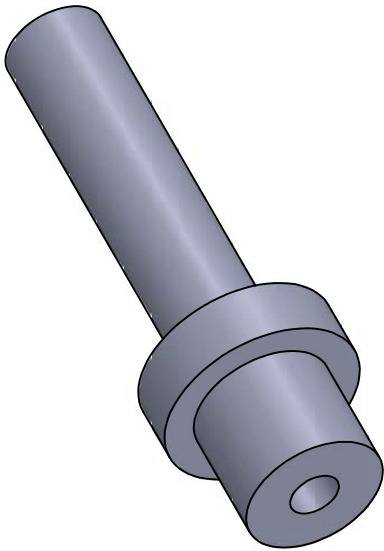
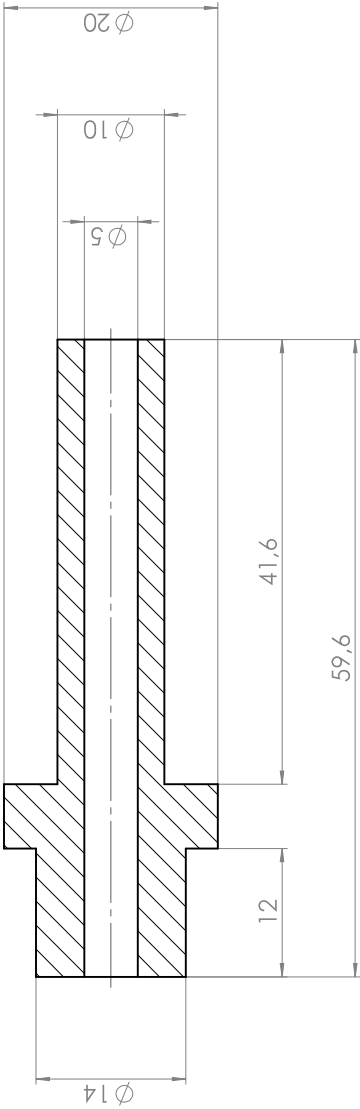
Q.TA' 1	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 1:5
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica		DATA 25/07/2019
DESCRIZIONE	Braccio_mobile_metà_dx			
Tolleranze generali: ISO 2768-mK				
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino				
		Foglio A3 1/1	Disegno N. 10	

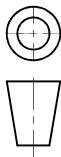


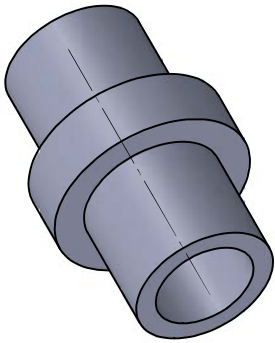
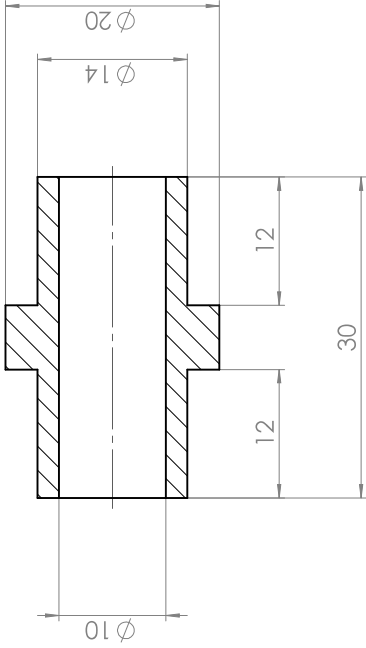
Q.TA' 2	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA	
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica	SCALA 2:1
DESCRIZIONE	Link front-paracoscia		DATA 25/07/2019
Tolleranze generali: ISO 2768-mK			
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino			
		FOGLIO A3 1/1	Disegno N. 11
			

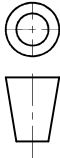


Q.TA' 4	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA	2:1
OGGETTO	Messe in tavola esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica			
DESCRIZIONE	Alberino Supporto_link mobile				
Tolleranza generale: ISO 2768-mK				DATA 25/07/2019	
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino					
		Foglio A3 1/1		Disegno N.12	



Q.TA' 2	MATERIALE	ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		SCALA 2:1
OGGETTO	Messe in tavola Esoscheletro	TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica		
DESCRIZIONE	Alberino Giunto a snodo_2			
Tolleranze generali: ISO 2768-mK				
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino				
		FOGLIO A3 1/1	Disegno N. 13	



Q.TA' 6		MATERIALE		ALLIEVO: MARCO PAPPACENA		
OGGETTO		Messe in tavola Esoscheletro		TESI MAGISTRALE Ingegneria Meccanica		SCALA 2:1
DESCRIZIONE		Alberino_Giunto a snodo_1		Tolleranze generali: ISO 2768-mK		DATA 25/07/2019
		Politecnico di Torino				
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		Foglio A3 1/1		Disegno N. 14		



Bibliografia

Bibliografia

- [1]. Dati ESAW 2005: European Statistics on Accident at Work. Disponibile su:
[http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/
page/portal/health/health_safety_work/data/database](http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/health/health_safety_work/data/database)
- [2]. Development of HAL for Lumbar Support, (2010), H. Hara and Y. Sanka
- [3]. The Technical Trend of the Exoskeleton Robot System for Human Power Assistance, (2012), H. Lee et al.
- [4]. Improvement and quantitative performance estimation of the back support Muscle Suit, (2013), Y. Muramatsu et al.
- [5]. Intention-Based EMG Control for Powered Exoskeletons, (2012), T. Lenzi et al.
- [6]. The effect of on-body lift assistive device on the lumbar 3D dynamic moments and EMG during asymmetric freestyle lifting, (2008), M. Abdoli-E. and J.M. Stevenson
- [7]. Stationary Torque Replacement for Evaluation of Active Assistive Devices using Humanoid, (2016), T. Ito et al.
- [8]. Pneumatically actuated exoskeleton for gait rehabilitation, (2011), N. Koceska et al.
- [9]. The effects of a passive exoskeleton on muscle activity, discomfort and endurance time in forward bending work, (2016), T. Bosch et al.
- [10]. Development of an Assistive Motorized Hip Orthosis, (2013), J. Olivier et al.
- [11]. HAL Equipped with Passive Mechanism, (2012), H. Hara and Y. Sankai
- [12]. Exoskeletons for industrial application and their potential effects on physical work load, (2015), M.P. de Looze et al.
- [13]. Elongation of the surface of the spine during lifting and lowering, and implications for design of an upper body industrial exoskeleton, (2018), K. Huysamen et al.
- [14]. Andrea Manuello Bertetto – Muscoli a fluido
- [15]. Terminology, the standard human and scaling (Physics of the Human Body by Irving P. Herman)
- [16]. Manuale di Meccanica-Hoepli