

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

In Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progetto di un esoscheletro con attuatori elettrici per applicazioni industriali



Relatore

Prof. Terenziano Raparelli

Correlatori

Prof. Gabriella Eula

Prof. Luigi Mazza

Ing. Riccardo Mala

Ing. Marco Pontin

Candidato

Giuseppe Rigogliuso

A.A 2018/19

Indice

1.	Presentazione e stato dell'arte degli esoscheletri	6
1.1	Evoluzione dai robot agli esoscheletri indossabili.....	6
1.2	Classificazione generale degli esoscheletri	9
1.3	Classificazione degli esoscheletri industriali e stato dell'arte.....	13
2.	Descrizione dei movimenti umani e calcoli anatomici.....	26
2.1	Schematizzazione dei movimenti umani.....	26
2.2	Movimenti umani di interesse per la progettazione dell'esoscheletro	27
2.3	Rappresentazione sul piano sagittale delle possibili configurazioni di lavoro dell'operatore 29	
3.	Presentazione del design dell'esoscheletro	34
3.1	Requisiti del sistema e obiettivi	34
3.2	Soluzione progettuale proposta.....	37
3.3	Principio di funzionamento	39
3.4	Regolazioni antropometriche.....	41
3.5	Calcoli per le regolazioni antropometriche.....	42
3.6	Regolazione antropometrica Leg-link	46
3.7	Regolazione antropometrica Back-frame (telaio posteriore)	48
4.	Progettazione meccanica	52
4.1	Richieste del sistema.....	52
4.2	Selta del motore	54
4.3	Frizione	56
4.4	Harmonic drive	58
4.5	Scelta del modello del riduttore.....	61
4.6	Dati per il dimensionamento meccanico dei componenti	64
4.7	Dimensioni degli elementi strutturali ottenute tramite i calcoli con le ipotesi di de Saint Venant84	
4.8	L'analisi a elementi finiti	84
4.9	Simulazioni strutturali	86
4.9.1	Risultati della simulazione del tronco	87
4.9.2	Risultati della simulazione del Leg	91
4.10	Dimensioni finali degli elementi strutturali ottenute dalle simulazioni strutturali	96

4.11	Piastra di supporto	98
4.12	Cuscinetti volventi	100
4.12.1	Dimensionamento dei cuscinetti	102
4.13	Dimensionamento alberi di connessione tra i vari elementi	109
4.14	Elementi di collegamento albero mozzo	111
5.	Presentazione del prodotto finale	113
5.1	Fasi del ciclo di sviluppo del prodotto	113
5.2	Nuova filosofia di progetto, verso una visione CAE-centrica	116
5.3	Presentazione dell'esoscheletro finale	118
5.4	Presentazione 2D dei componenti strutturali	121
5.5	Telaio posteriore	121
5.5.1	Supporto_posteriore_parte_superiore_sx	122
5.5.2	Supporto_posteriore_parte_intermedia_sx	123
5.5.3	Supporto_posteriore_parte_intermedia_dx	125
5.5.4	Supporto_posteriore_parte_inferiore	126
5.5.5	Link_quadrilatero_posteriore	127
5.6	Leg link	128
5.6.1	Parte1_per_HD_originale	129
5.6.2	Parte 1.2	132
5.6.3	Parte 1.3	133
5.6.4	Parte 2	134
5.6.5	Parte 2.1	136
5.6.6	Parte 2.2	137
5.7	Piastra di supporto	137
5.7.1	Piastra superiore	138
5.7.2	Piastra cuscinetto B	140
5.7.3	Piastra cuscinetto A	142
5.7.4	Piastra frizione	144
5.7.5	Piastra motore	146
5.7.6	Parte 1	149
5.7.7	Albero uscita frizione	150
5.7.8	Albero uscita riduttore	151
6.	Conclusione e sviluppi futuri	153

6.1	Conclusioni	153
6.2	Sviluppi futuri	155
	Bibliografia	157

Abstract

L'obiettivo di questo elaborato è lo studio e il progetto di un esoscheletro attivo per applicazioni industriali. Tale esoscheletro deve supportare i lavoratori durante la flessione e l'estensione del tronco, lasciando la possibilità all'operatore di camminare liberamente se necessario.

Il lavoro sviluppato inizia con uno studio approfondito dello stato dell'arte al fine di inquadrare il problema e comprendere le caratteristiche seguito dall'attività di progettazione della struttura meccanica e dalla selezione dei componenti commerciali necessari al funzionamento, quali harmonic drive, attuatore elettrico e frizione. La progettazione tiene conto delle regolazioni antropometriche necessarie e di tre diverse modalità di funzionamento. La prima modalità di lavoro è la "modalità libera", in cui l'attuatore è disaccoppiato dalle gambe, permettendo all'utente di camminare; la seconda prevede un ausilio da parte dell'exoscheletro nella fase di flessione del tronco e di mantenimento della posizione flessa; nella terza, il dispositivo supporta l'operatore durante il ritorno alla posizione eretta.

L'elaborato si conclude con la presentazione del prototipo digitale nel suo complesso, con le messe in tavola dei vari componenti, un'analisi dei risultati raggiunti e dei requisiti soddisfatti e con una sezione dedicata ai possibili sviluppi futuri del lavoro di ricerca, sia in ambito teorico, sia in ambito sperimentale.

Capitolo 1

1. Presentazione e stato dell'arte degli esoscheletri

1.1 Evoluzione dai robot agli esoscheletri indossabili

La nascita e l'evoluzione del mondo della robotica sono stati caratterizzati da una stretta interazione con l'uomo; inizialmente i robot erano destinati all'uso in ambienti industriali per sostituire l'uomo in compiti noiosi e ripetitivi e in compiti che richiedevano elevati livelli di precisione ma lo scenario attuale evolve verso una realtà caratterizzata da un aumento continuo dell'interazione con l'operatore umano. Questo significa che l'interazione con l'uomo si sta evolvendo da un semplice scambio di informazioni a una stretta interazione che coinvolge le modalità fisiche e cognitive. In questo contesto è emerso il concetto di Robot indossabile (Wearable Robots) WRs, ossia dei robot indossati dagli operatori umani con lo scopo di potenziare la funzione di un arto o di rimpiazzarlo completamente. I robot indossabili possono operare in parallelo agli arti umani come nel caso di robot ortosotici o esoscheletri o possono sostituire gli arti persi ad esempio a seguito di un amputazione. Un robot indossabile può quindi essere visto come una tecnologia che estende o migliora le capacità umane o sostituisce una parte dell'arto su cui è indossato.

L'aspetto distintivo dei robot indossabili rispetto alle altre tecnologie robotiche è la loro intrinseca doppia interazione cognitiva e fisica con gli umani. L'interazione fisica uomo-robot determina la generazione di forze supplementari per potenziare e superare i limiti fisici umani, in tal caso si ha quindi un flusso netto di energia tra il robot e l'essere umano. L'interazione cognitiva uomo-robot ha invece il compito di rendere consapevole l'essere umano delle possibilità del robot mentre gli consente di mantenere il controllo del robot in ogni momento. Queste due tipologie di interazione vengono in letteratura definite pHRI (*physical human-robot interaction*) e cHRI (*cognitive human-robot interaction*) e nell'ambito della robotica indossabile vengono realizzate tramite un'interfaccia, ossia un collegamento hardware e

software che collega in modo informativo, meccanico o elettronico le operazioni del robot e dell'utente; tale interfaccia rappresenta quindi il collegamento che supporta l'interazione uomo-robot attraverso un controllo del flusso di informazioni o potenza.

L'interazione cognitiva uomo-robot (cHRI) è resa possibile dall'interfaccia cognitiva uomo-robot (cHRi); tale interfaccia è quindi sviluppata per supportare il flusso di informazioni, possibilmente bidirezionale tra robot e umano e queste informazioni sono il risultato della manipolazione e dell'organizzazione dei dati acquisiti tramite una serie di sensori adottati per misurare variabili bioelettriche o biomeccaniche. Nell'interazione cognitiva uomo robot si ha quindi una prima fase in cui tramite sensori intelligenti algoritmi e strategie di controllo vengono decodificati le espressioni umane e i fenomeni fisiologici complessi; successivamente una volta completato questo processo i robot usano tali informazioni per adattare o ottimizzare le loro funzioni o persino per ritrasmettere all'uomo la risposta che viene generata da un processo cognitivo che si verifica all'interno del robot, dove con processo cognitivo si intende una sequenza ordinata di compiti tra cui il ragionamento e la pianificazione al fine di raggiungere un determinato obiettivo; questo concetto di processo cognitivo che inizialmente era applicato alle creature viventi adesso viene in letteratura applicato anche ai robot intelligenti. Le interfacce cHRi possono presentare differenti design a seconda del tipo di informazione che devono trasmettere: esistono quindi interfacce unidirezionali dove il soggetto non ha informazioni sullo stato del sistema immediatamente dopo il comando e interfacce bidirezionali che invece forniscono un feedback da parte dell'utente dopo l'invio del comando, quest'ultimo tipo di interazione permette all'utente che interagisce con il robot di avere maggiore consapevolezza della situazione, garantisce un controllo più efficiente e naturale per l'utente. Nella Fig. 1 viene riportato uno schema che illustra il ruolo dei diversi componenti che costituiscono una cHRi e l'interazione con l'ambiente circostante; i sensori svolgono la funzione di misurare le informazioni legate all'uomo mentre gli attuatori devono trasmettere le informazioni cognitive robotiche all'utente per integrare le sue informazioni sensoriali riguardo il compito che deve svolgere [1].

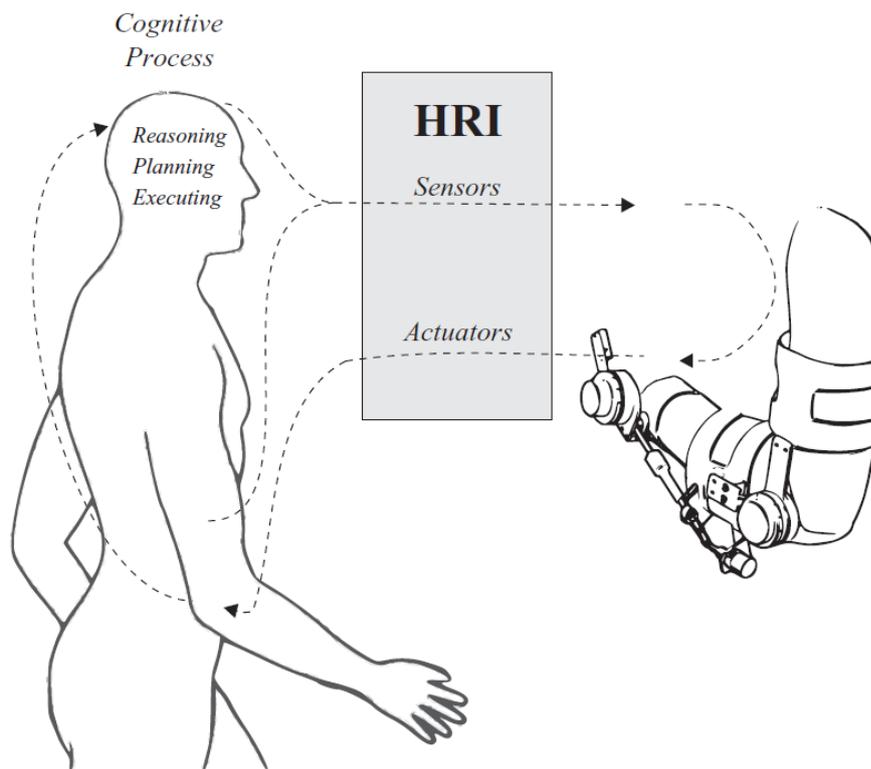


Figura 1 Interazione cognitiva uomo robot [1]

Nella fig. 1 vengono riportati tre livelli di interazione: uno relativo al ragionamento (*reasoning*) e alla pianificazione (*planning*), uno correlato all'attività muscolare e uno relativo al movimento dell'utente che lo indossa. L'interazione a livello di pianificazione può essere supportata dall'utilizzo di diverse tecniche quali elettroencefalografia che monitorano l'attività celebrale. Il livello di attività muscolare usa l'attività elettrica muscolare, nota come EMG (*muscle electrical activity*) per comandare i dispositivi, e tramite tale tecnica è possibile acquisire informazioni riguardo l'attività muscolare anche senza il movimento degli arti. Il livello di interazione legato al movimento dell'utente che indossa l'esoscheletro utilizza come input del controllo informazioni cinetiche o cinematiche derivate dal soggetto.

L'altra interazione fondamentale negli esoscheletri è quella fisica nota come pHRI; tale interazione implica un accoppiamento fisico tra il robot indossabile e l'utente portando all'applicazione di forze controllate tra le due parti; le azioni dell'esoscheletro e dell'operatore devono quindi essere coordinate e adattate reciprocamente al fine di evitare che a causa di

un comportamento inaspettato di una delle due parti durante l'interazione si possano determinare gravi lesioni. Nella progettazione di un esoscheletro bisogna tenere conto del fatto che sulla pelle umana sono presenti una serie di sensori di forza e di pressione composti da un numero di recettori sensoriali; in particolare quelli che sono direttamente coinvolti nella percezione tattile sono i *meccanorecettori* che sono stimolati da forze meccaniche e permettono di rilevare pressione, vibrazioni, sensazioni tattili e si trovano principalmente nella pelle umana; il funzionamento dei sensori di pressione e tattili si basa sulla deformazione della pelle infatti essi sono essenzialmente sensori di spostamento; in particolare i recettori tattili sono disposti più superficialmente, quelli di pressione invece più in profondità. Oltre a quelli sopraelencati sono presenti anche un gruppo di macroricettori definiti *propriocezioni* che forniscono informazioni sullo stato della persona piuttosto che dell'interazione con l'ambiente. I *propriocezioni* sono presenti nei muscoli, nelle articolazioni, nei tendini e in altre parti e forniscono informazioni sull'orientamento degli arti, sul loro stato di movimento e sulla loro velocità. I propriocezioni sono quindi utili all'uomo per orientare i movimenti. Questi fattori fisiologici quali il rilevamento della forza umana, la percezione della pressione e propriocezione rientrano nella fase di progettazione dei robot indossabili; vengono utilizzate infatti particolari interfacce per visualizzare le informazioni sensoriali relative alla forza e alla pressione trasmessa all'utente dall'ambiente con cui interagisce. [1]

1.2 Classificazione generale degli esoscheletri

L'obiettivo di tale paragrafo è quello di fornire dei criteri per classificare gli esoscheletri disponibili in base a varie caratteristiche [2], [1];

- Scopo;
- Campo di applicazione;
- Modalità di interazione con le parti anatomiche;
- Metodo di lavoro;
- Sistema di attuazione;
- Lato di localizzazione;
- Porzione anatomica su cui agisce.

A loro volta possono essere fatte delle sottoclassi per ogni suddivisione sopra elencata. Per quanto riguarda lo scopo si hanno le seguenti sottocategorie principali:

- Robot di potenza, che hanno l'obiettivo di fornire forza e resistenza all'operatore. A tale categoria appartiene l'esoscheletro progettato e la maggior parte degli esoscheletri adottati in ambito industriale e militare;
- Robot di riabilitazione, tipicamente utilizzati in ambito medico, vengono utilizzati per la riabilitazione di persone colpite da ictus o che in seguito ad un incidente hanno perso le normali facoltà motorie; tali esoscheletri hanno permesso di uniformare la metodologia di trattamento, riducendo il numero di fisioterapisti, e di formulare in modo analitico delle terapie di trattamento variabili in base alle esigenze del paziente; inoltre alcuni esoscheletri medici hanno permesso a soggetti paraplegici di camminare grazie all'aiuto di stampelle.
- Robot di assistenza, che hanno lo scopo di supportare l'utente senza una fonte di energia, facendogli svolgere dei movimenti corretti svolgendo quindi una funzione di prevenzione e sicurezza.

In base al campo di applicazioni si distinguono tre sottocategorie:

- Campo medico, sono principalmente rivolti a pazienti che necessitano di riabilitazione o per assistere gli infermieri nel sollevamento di pazienti; attualmente sono quelli più diffusi e comuni.
- Campo militare, sono ancora utilizzati per aumentare il potere dei soldati permettendo il trasporto di carichi pesanti nei campi di battaglia; tale campo rappresenta quello in cui sono nate tali tecnologie poi trasferite anche nelle aree civili per assistere gli operatori di soccorso in ambienti pericolosi.
- Campo industriale, questo è il più recente campo di applicazione, l'obiettivo è aumentare la produttività e migliorare le condizioni di lavoro degli operatori evitando l'insorgenza di possibili patologie dovute alla movimentazione di carichi pesanti o all'assunzione di posizioni errate nelle postazioni di lavoro; a tale ambito appartiene l'esoscheletro progettato in tale lavoro.

Per quanto riguarda la modalità di interazione si hanno due sottoclassi principali:

- Robot ortotici, affiancano la parte anatomica presente al fine di ripristinarne le funzioni perse o indebolite a seguito di una malattia o una condizione neurologica; in tal caso quindi l'esoscheletro opera parallelamente all'arto umano ripristinandone la funzione danneggiata.
- Robot protesici, sostituiscono gli arti persi in seguito a un'amputazione; tali esoscheletri assumono quindi la forma di arti robotici ripristinando la funzione dell'arto perduto nel modo più vicino alla funzione umana naturale

In base al metodo di lavoro dell'esoscheletro si distinguono tre categorie:

- Esoscheletri passivi, sono sprovvisti di un sistema di azionamento e possono essere semplici cioè costituiti da giunti, oppure possono essere dotati di un sistema di accumulo e restituzione dell'energia rappresentato tipicamente da molle;
- Esoscheletri attivi, sono costituiti da almeno un attuatore che ha lo scopo di fornire all'utente una coppia o una forza richiesta dallo svolgimento di particolari operazioni. Questi prevedono, inoltre, un sistema di controllo per garantire un adeguato funzionamento del robot e fornire la giusta sicurezza all'utente;
- Esoscheletri ibridi, sono un misto tra le due categorie elencate precedentemente.

Sono disponibili diversi sistemi di azionamento:

- Azionamento pneumatico, offre importanti vantaggi quali la sicurezza, la pulizia e la manutenzione. Hanno un elevato rapporto potenza-peso e una lunga vita e sono efficaci nel controllo forza. Di contro le loro caratteristiche sono non lineari, scarsamente precisi, con un alto livello di rumorosità sono difficili da controllare in posizione e velocità a causa della comprimibilità dell'aria e il movimento è influenzato notevolmente dal carico.
- Azionamento idraulico, fornisce potenze molte elevate, lunga durata di lavoro, tuttavia risultano molto costosi sia per l'acquisto iniziale che per la manutenzione e presentano un problema riguardo alla perdita di fluido;

- Azionamento elettrico, è l'attuatore più comune in quanto è molto versatile, fornisce un range di potenza variabile in funzione delle dimensioni e ha un'efficienza molto elevata; nel caso dei servo-motoriduttori sono presenti dei dispositivi di frenatura per bloccare il giunto azionato in una determinata posizione evitando il consumo di energia
- Azionamento con motore a combustione interna, è poco usato a causa di problemi legati alla sicurezza della persona che indossa l'esoscheletro;
- Azionamento ibrido, è costituito dall'interazione di diverse tipologie di azionamento.

Si hanno delle sottoclassi anche in base al lato del corpo su cui l'esoscheletro opera:

- Robot unilaterali, opera solo sul lato sinistro o destro del soggetto;
- Robot bilaterali, opera su entrambi i lati del soggetto.

Riguardo la porzione anatomica in cui il robot agisce si distinguono:

- Esoscheletri degli arti inferiori, agiscono principalmente sulle gambe; dal punto di vista della cinematica sono molto semplici ma presentano elevati requisiti di forza e coppia a causa delle esigenze di supporto del peso, stabilità e mobilità.
- Esoscheletri degli arti superiori, agiscono sulle braccia e necessitano di una flessibilità elevata; essendo inoltre la funzione principale degli arti superiore la manipolazione, la catena cinematica corrispondente alle articolazioni della spalla, del gomito, del polso, del braccio, dell'avambraccio e della mano deve avere un'elevata mobilità al fine di fornire un alto grado di destrezza durante la manipolazione.
- Esoscheletri del corpo superiore, svolgono un'operazione di sostentamento del tronco durante le operazioni di flessione e estensione;
- Esoscheletri a corpo intero, coprono gran parte del corpo e la maggior parte di questi sono degli esoscheletri potenziati;

Le categorie sopra elencate riguardano la maggior parte degli esoscheletri, tuttavia vi è la possibilità di avere robot che non appartengono a tali categorie, questi sono definiti sperimentali.

1.3 Classificazione degli esoscheletri industriali e stato dell'arte

La prima fase del lavoro di tesi è stata incentrata sulla ricerca delle soluzioni di esoscheletri per applicazioni industriali oggi disponibili.

Gli esoscheletri inizialmente sono stati sviluppati in ambito militare al fine di aumentare la forza e la resistenza dei soldati ed aiutarli a trasportare carichi elevati; un altro campo di applicazione è quello medico, dove vengono impiegati per la riabilitazione di persone traumatizzate o colpite da ictus permettendo di ridurre il numero di fisioterapisti e uniformando la metodologia di trattamento.

Negli ultimi anni la ricerca per lo sviluppo di esoscheletri per applicazioni industriali ha avuto un notevole sviluppo. Nell'ambito industriale l'obiettivo è la creazione di prodotti performanti a costi contenibili, tale esigenza deve inoltre misurarsi con la fattibilità del processo e il confort del lavoratore. Il processo di produzione presenta dei limiti e quando questi vengono raggiunti l'operatore deve spesso adattarsi a lavorare in stazioni di lavoro fisicamente stressanti che implicano posture imbarazzanti. Di conseguenza condizioni di lavoro caratterizzate da sforzo intenso, alta frequenza e posture statiche scomode possono determinare l'insorgenza di disturbi muscoloscheletrici noti con la sigla MSD dal corrispondente termine inglese *musculoskeletal disorders*, che causano dolore, perdita di forza, rigidità articolare; essi hanno quindi un grave impatto sulla qualità della vita dei lavoratori e sulla produttività. Il settore industriale che può trarre maggiori vantaggi dall'applicazione degli esoscheletri è il settore automobilistico dove gran parte delle operazioni viene svolta manualmente in quanto esse risultano difficili da robotizzare.

In ambito industriale esistono molteplici compiti, quali assemblaggio, movimentazione o sollevamento di carichi a cui corrispondono esigenze differenti quindi è necessario progettare un esoscheletro specificamente per ogni singola mansione. Al fine quindi di scegliere quale esoscheletro adottare è necessario effettuare un'analisi ergonomica delle postazioni di lavoro per identificare i singoli bisogni dell'operatore.

Effettuando delle ricerche bibliografiche si è individuata una classificazione che permette di suddividere gli esoscheletri industriali in tre classi [3]:

1. Supporto postura / Movimenti scomodi
2. Manipolazione di carichi di lavoro pesanti
3. Sforzi di assemblaggio

La prima categoria Supporto postura / Movimenti scomodi riguarda gli esoscheletri concepiti per gli operatori che svolgono un'operazione in cui è necessario mantenere una certa postura o ripetere un movimento scomodo, come ad esempio le operazioni svolte all'interno dell'abitacolo oppure su un banco di lavoro con il tronco flesso in avanti; altri compiti che richiedono questo tipo di esoscheletri sono quelle in cui l'operatore deve tenere le braccia sollevate sopra le spalle oppure le operazioni che richiedono uno spostamento continuo dell'operatore a diverse altezze. Gli esoscheletri indossabili appartenenti a questa categoria, per quanto riguarda i requisiti ergonomici devono sostenere la massa corporea dell'operatore più la massa di uno strumento più leggero di massimo 4 kg.

Nelle figure seguenti si riportano alcuni esempi di tali operazioni:



(a) Assembly tasks inside the car body



(b) Manipulations of stamped soft material



(c) Operations under car body



(d) Door seal assembly

Figura 2 Esempi di operazioni che prevedono supporto postura o movimenti scomodi [3]

La seconda categoria Manipolazione di carichi di lavoro pesanti raggruppa gli esoscheletri che trovano applicazione in operazioni industriali in cui è richiesta la manipolazione di masse superiori a 4 Kg; tali operazioni hanno luogo ad esempio nei dipartimenti logistici durante operazioni di picking e nelle linee di assemblaggio automobilistiche durante operazioni di cablaggio.

La movimentazione di tali carichi spesso non può essere affidata a dei robot quali manipolatori industriali in quanto è richiesta elevata versatilità a causa delle diverse forme e dimensioni dei componenti da movimentare quindi tali operazioni vengono svolte manualmente dagli operatori. Si riporta di seguito degli esempi di tali operazioni:



(a) De-palletizing



(b) Cable harness manipulation

Figura 3 Esempi di movimentazione di carichi pesanti [3]

La terza categoria sforzi di assemblaggio comprende gli esoscheletri che trovano applicazione in operazioni di montaggio in cui sono previsti sforzi ripetitivi applicati in varie direzioni; tali operazioni caratterizzano numerose stazioni delle catene di montaggio dove è previsto l'assemblaggio manuale di elementi decorativi all'interno dell'abitacolo, l'installazione di guarnizioni in corrispondenza delle aperture per garantire una tenuta ermetica o il posizionamento dei cavi negli appositi connettori.

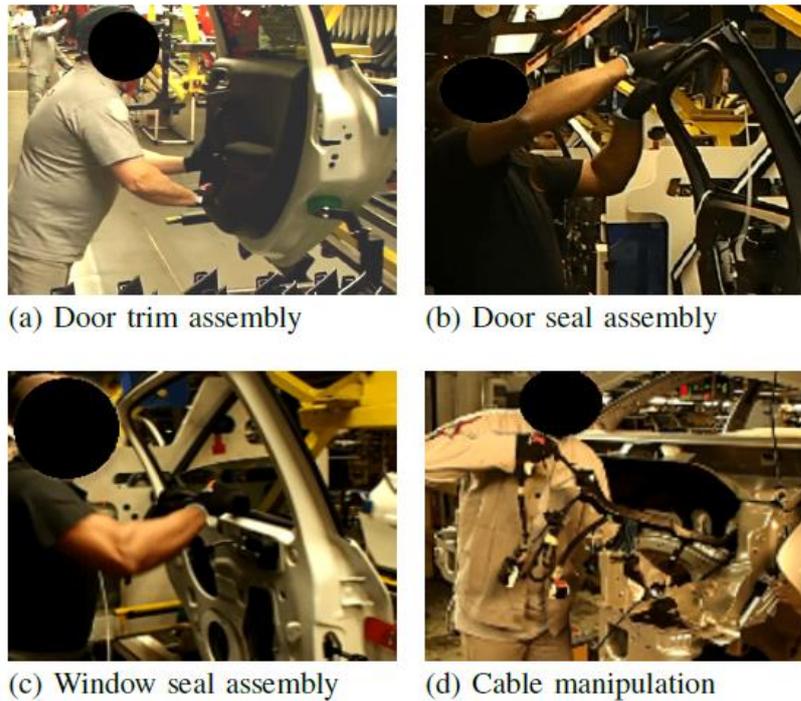


Figura 4 Esempi di operazioni di assemblaggio [3]

Esaminando la letteratura disponibile in merito agli esoscheletri industriali in un articolo scientifico intitolato *“Industrial Exoskeleton Technology: Classifications, Structural Analysis, and Structural Complexity Indicator”*, viene proposta una classificazione di 62 modelli di esoscheletri con potenziali applicazioni industriali. La classificazione sottoriportata è stata effettuata in base al nome del modello, all’azienda, al continente di provenienza, allo stato di sviluppo (S) dove D sta per in fase di sviluppo (*In development*) e M sta per commercializzato (Marketed), alla massa (Mass); viene inoltre specificata la parte del corpo a cui l’esoscheletro fornisce assistenza ossia mani (hands), braccia (harms), spalle (should), tronco (trunk), gambe (legs), il tipo di attuazione, la fonte di energia e l’appartenenza a una delle tre classi precedentemente descritte e indicate in tale classificazione con UC1, UC2 e UC3 rispettivamente per la classe 1, la 2 e la 3.

N°	Model name	Company	Source	S.	Mass	Hands	Arms	Shoul.	Trunk	Legs	Actuation	Energy	UC ₁	UC ₂	UC ₃
1	Active arms [27]	Robot-Mate	Europe	D	4.6		X	X			Active	Elec.		X	
2	Active trunk [27]	Robot-Mate	Europe	D	11				X		Active	Elec.	X	X	
3	Airframe [28] [29]	Levitare	America	M	2.7			X			Passive	Mecha.	X		
4	Archelis [30]	Japan Polymer Tech	Asia	D	/					X	Passive	Mecha.	X		
5	Armor-man 2 [30]	Tiltamax	America	M	8.5		X	X			Passive	Mecha.		X	
6	Atlas [31] [32]	Japet	Europe	D	/				X		Active	Elec.	X		
7	AWN-03 [33]	Panasonic	Asia	D	6				X		Active	Elec.		X	
8	BackX AC [34] [35]	SuitX	America	M	4.5				X		Passive	Mecha.	X	X	
9	BackX S [34] [35]	SuitX	America	M	3.3				X		Passive	Mecha.	X	X	
10	Chairless Chair [36] [37]	Noonee	Europe	M	3.3					X	Passive	Mecha.	X		
11	Cinemaker [38]	Exhauss	Europe	M	9.1		X	X			Passive	Mecha.		X	
12	Corfor [39]	Corfor	Europe	M	0.2				X		Passive	Mecha.	X	X	
13	CRAY X [40]	German Bionic	Europe	M	7.9				X		Active	Elec.		X	
14	Ekso Vest [41] [42]	Ekso Bionic	America	M	4.3			X			Passive	Mecha.	X		
15	Exo M [43]	SNCF, Ergosanté Tech	Europe	D	5		X	X			Passive	Mecha.	X	X	
16	Exo-muscle [44] [45]	Innophys	Asia	M	/				X		Active	Pneum.	X	X	
17	Exo-Push [46]	RB3D	Europe	D	8.4		X	X	X	X	Active	Elec.			X
18	Flex lift [47]	Kinetic Edge	America	M	/				X		Passive	Mecha.	X	X	
19	FLx [48] [49]	StrongArm Tech	America	M	/				X		Passive	Mecha.	X		
20	Fortis [50] [51]	Lockheed Martin	America	M	12		X	X	X	X	Passive	Mecha.		X	
21	Guardian XO [52]	Sarcos	America	D	/		X	X	X	X	Active	Elec.			X
22	HAL Care Support [53]	Cyberdyne	Asia	M	3.1				X		Active	Elec.	X		
23	HAL Labor Support [53]	Cyberdyne	Asia	M	3				X		Active	Elec.	X	X	
24	Hanger [38]	Exhauss	Europe	M	5.7		X	X			Passive	Mecha.		X	
25	Hercule V3 [46]	RB3D	Europe	M	/		X	X	X	X	Active	Elec.		X	
26	EXO-Jacket 2.0 [54]	Fraunhofer-Institut	Europe	D	10		X	X			Active	Elec.		X	X
27	Hexar-CR50 [55]	Hexar systems	Asia	/	26				X	X	Active	Elec.		X	
28	Hexar-CR10H [55]	Hexar systems	Asia	/	/					X	Active	Elec.	X	X	
29	Hexar-HL35[55]	Hexar systems	Asia	/	26		X				Active	Elec.		X	
30	Hexar-WA20[55]	Hexar systems	Asia	/	5.5					X	Active	Elec.	X		
31	HULC [56]	Lockheed Martin	America	D	24		X	X	X	X	Active	Hydrau.		X	
32	H-Wex [57]	Hyundai	Asia	D	/				X		Active	Elec.	X	X	
33	Keeogo [58]	B-Temia	America	M	/					X	Active	Elec.	X		
34	Laevo v2.5 [59] [60]	Laevo	Europe	M	2.2				X		Passive	Mecha.	X	X	
35	LegX [34]	SuitX	America	M	6.2					X	Passive	Mecha.	X		
36	Lowe [61]	Virginia Tech	America	D	/				X		Passive	Mecha.	X	X	
37	Marine Mojo [62]	Mojo	America	M	1					X	Passive	Mecha.	X		
38	Mate [63]	Comau	Europe	D	3		X	X			Passive	Mecha.	X		
39	Model A [64]	ATOUN	Asia	D	6.7				X		Active	Elec.	X	X	
40	Model AS [64]	ATOUN	Asia	D	/		X	X	X		Active	Elec.	X	X	
41	Model Y [64]	ATOUN	Asia	D	4.4				X		Active	Elec.	X	X	
42	ONIX [9]	Lockheed Martin	America	M	/					X	Active	Elec.	X	X	
43	Paexo [65]	Ottobock Industrials	Europe	D	1.8			X			Passive	Mecha.	X	X	
44	Passive Arms [27]	Robo-Mate	Europe	D	7.2		X	X			Passive	Mecha.		X	
45	Picker [38]	EXHAUSS	Europe	M	4.6		X	X			Passive	Mecha.		X	
46	PLN-01 [33]	Panasonic	Asia	D	/					X	Active	Elec.	X		
47	Power Assist Glove [66]	Gloria Mundi Care	Europe	M	0.6	X					Active	Pneum.			X
48	Power Loader Light [33]	Panasonic	Asia	D	/		X	X	X	X	Active	Elec.		X	
49	Roam [67]	Roam robotics	America	D	/		X				Active	Pneum.			X
50	IronHAND [68] [69]	Bioservo	Europe	D	2.9	X					Active	Elec.			X
51	ShoulderX [34] [70]	SuitX	America	M	5.3			X			Passive	Mecha.	X		
52	Skel'Ex [71] [72]	Skel'Ex	Europe	M	3.4			X			Passive	Mecha.	X		
53	Soft Exosuit [73]	WYSS Soft Exosuit	America	D	/					X	Active	Elec.	X		
54	Spexor [74]	Spexor consortium	Europe	D	/				X		Passive	Mecha.	X	X	
55	SuperFlex [75] [76]	SRI International	America	D	3.6					X	Active	Elec.	X		
56	Transporter [38]	EXHAUSS	Europe	M	5.7		X	X			Passive	Mecha.		X	
57	V22 [48] [77]	StrongArm Tech	America	M	0.9		X	X			Passive	Mecha.		X	
58	Walking Assist [57] [78]	Honda	Asia	D	2.7					X	Active	Elec.	X		
59	Wieldy [79] [80]	Beijing Wieldy CES	Asia	M	20		X	X			Passive	Mecha.		X	
60	Worker [38]	EXHAUSS	Europe	M	8.9		X	X			Passive	Mecha.		X	
61	XOS2 [81]	Raytheon	America	D	95		X	X	X	X	Active	Hydrau.		X	X
62	ZUI [64]	ATOUN	Asia	D	/			X			Passive	Mecha.	X	X	

Figura 5 Esoscheletri per applicazione industriale [3]

Tra i vari modelli di esoscheletri classificati il 52% degli esoscheletri sono attivi, la restante parte passivi nonostante gli esoscheletri passivi continuano oggi ad essere preferiti in ambiente industriale grazie alla loro semplicità meccanica, all'affidabilità, alla facilità di utilizzo, ai pesi e costi contenuti. Tra gli esoscheletri attivi il sistema di attuazione elettrica è quello maggiormente diffuso a differenza dei sistemi di attuazione idraulici e pneumatici. Tra i 62

esoscheletri analizzati il 60 % appartiene alla categoria 1, il 63% a quella 2 e soltanto l'11% alla categoria 3. L'esoscheletro progettato, risulta in accordo con le tendenze del mercato di tali prodotti, infatti appartiene agli esoscheletri attivi e rientra nella categoria 1, infatti deve fornire un ausilio a un operatore nelle fasi di flessione ed estensione del tronco.

La caratteristica principale che modifica la struttura e il comportamento di un esoscheletro è l'attuazione; esistono esoscheletri passivi, attivi e semi-attivi. Gli esoscheletri passivi basano la loro attuazione su dei dispositivi meccanici quali molle che sono in grado di accumulare e restituire all'occorrenza l'energia; gli esoscheletri attivi sono dotati di un apposito sistema di attuazione che può essere elettrico, pneumatico o idraulico richiede quindi una fonte di energia per essere alimentato e di un sistema di sensori per essere controllato. Gli esoscheletri semi-attivi sono invece una combinazione degli esoscheletri attivi e di quelli passivi. Gli esoscheletri attivi risultano quelli più performanti in quanto permettono di fornire all'operatore una coppia variabile in base alle esigenze tramite un controllo HIL ma di contro risultano più complessi, pesanti e costosi. Il principale problema degli esoscheletri attivi oltre all'ingombro è rappresentato dalla fonte di energia che deve alimentare gli attuatori; per quanto riguarda gli attuatori elettrici si hanno: batterie non ricaricabili, batterie ricaricabili e celle elettrochimiche a combustibile; invece per gli attuatori pneumatici si hanno dei serbatoi d'aria. Il principale problema delle fonti sopracitate riguarda la durata, infatti tali fonti attualmente consentono di alimentare al massimo per qualche ora un esoscheletro completo full-body. In alternativa a tali fonti di energia, negli ambienti attrezzati è possibile collegare l'esoscheletro ad una fonte separata di energia, per mezzo di un cordone ombelicale, ciò permette di risolvere il problema dell'autonomia limitata ma comporta una limitazione nei movimenti e negli spostamenti dell'operatore [2].

Un prototipo di esoscheletro indossabile, con lo scopo simile a quello oggetto di tale tesi, è stato presentato nel maggio 2018 nella rivista IEEE ROBOTICS & AUTOMATION MAGAZINE in un articolo intitolato "A lower back robotic exoskeleton" [4]; tale esoscheletro indossabile è stato progettato con lo scopo di fornire assistenza e ridurre la compressione della colonna vertebrale lombare dei lavoratori industriali che sollevano materiali pesanti. Su ognuno dei

due lati dell'esoscheletro sono presenti dei giunti motorizzati i quali fornendo una coppia di circa 40 Nm aiutano attivamente sia l'abduzione/adduzione dell'anca che l'estensione e la flessione del tronco. In Fig. 6 si riporta il design meccanico dell'esoscheletro; come si vede è composto da tre moduli: il modulo del tronco, il supporto della gamba e l'esoscheletro dell'anca potenziato. L'articolazione dell'anca viene simulata tramite quattro giunti a singolo asse di rotazione, dove due sono i giunti che permettono la flessione e l'estensione del tronco, e sono posizionati uno per ogni lato, gli altri due permettono invece il moto di adduzione/abduzione. Inoltre, la struttura è dotata di parecchi meccanismi di regolazione, cioè strutture telescopiche nelle gambe e nelle cosce e un sistema scorrevole per i fianchi; tali regolazioni risultano simili a quelle adottate nell'esoscheletro oggetto della tesi. Il sistema di attuazione impiegato è costituito da un motore brushless accoppiato con un riduttore harmonic drive, una frizione e una molla torsionale; ogni giunto di flessione e adduzione è in grado di fornire una coppia di 50 Nm, tale coppia per un totale di 100 Nm, essendo i giunti presenti su entrambi i fianchi, fornisce metà della coppia richiesta all'uomo per sollevare il tronco (estendere la parte bassa della schiena e i fianchi). L'esoscheletro inoltre è dotato di numerosi sensori di posizione velocità e accelerazione che permettono il controllo degli attuatori.

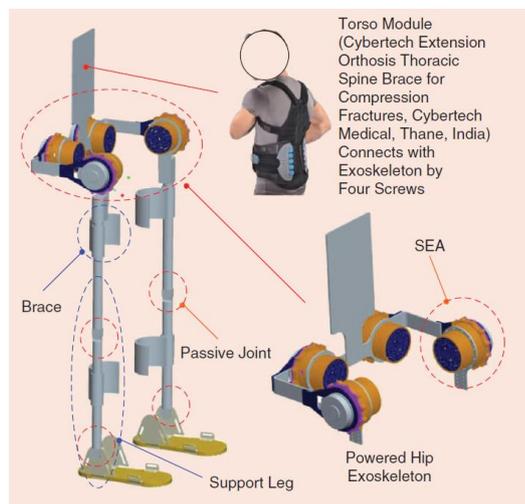


Figura 6 Design meccanico dell'esoscheletro [4]

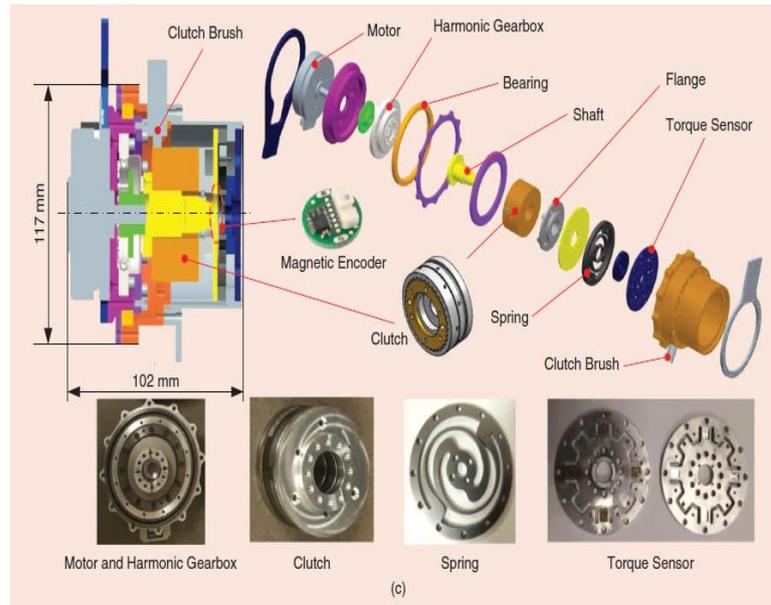


Figura 7: Componenti del gruppo di attuazione [4]

Un altro importante esempio di esoscheletro attivo è lo Hybrid Assistive Limb (HAL) che è stato sviluppato da una collaborazione tra l'Università giapponese di Tsukuba e la società robotica Cyberdyne; tale esoscheletro è stato concepito con l'obiettivo di aumentare le capacità motorie e la forza di chi lo indossa, ed è indirizzato sia a persone disabili che a lavoratori industriali che devono movimentare carichi pesanti. Nel corso degli anni sono stati presentati diversi prototipi caratterizzati da una continua diminuzione degli ingombri e del peso, fino ad arrivare all'ultima versione del HAL5 che pesa soli 10 kg e la batteria e il computer per il sistema di controllo sono posti in corrispondenza del bacino. Esistono essenzialmente due versioni di tale sistema: HAL 3 che fornisce solo assistenza alle gambe e HAL 5 che invece copre tutte il corpo, gambe braccia e tronco. Il sistema di attuazione è realizzato tramite dei motori brushless in serie con un harmonic drive e il disaccoppiamento tra il motore e l'esoscheletro viene realizzato tramite una frizione attivata da un magnete posto all'interno del solenoide. Il sistema di controllo cibernetico è costituito da un sistema di controllo volontario (CVC) attivato da chi lo indossa e un sistema di controllo autonomo cibernetico (CAC) per il supporto automatico del movimento. Il principio di tale sistema di controllo si basa sul fatto che quando una persona vuole muoversi vengono inviati dei segnali dal cervello ai muscoli attraverso i motoneuroni spostando il sistema muscolo scheletrico; quando questo accade i piccoli

biosegnali vengono registrati dal sistema tramite un sensore collegato alla pelle di chi lo indossa e sulla base dei segnali ottenuti la parte di potenza muove il giunto generando il movimento della parte del corpo interessata [5].



Figura 8 Design dell'esoscheletro HAL [6]

L'HAL tipo lombare è stato concepito per applicazioni industriali; Infatti, il suo scopo è quello di ridurre l'affaticamento lombare e il mal di schiena correlato al lavoro prodotto da un sovraccarico. L'HAL riduce il momento supportando il movimento di flessione/estensione dell'anca con un singolo DoF azionato per lato. È in grado di fornire una coppia fino a 15 Nm, un risultato notevole considerando le sue dimensioni compatte. Un altro aspetto analizzato nella progettazione di tale esoscheletro è stato quello di adattare i suoi assi di rotazione con quelli di chi lo indossa; infatti il movimento di flessione e estensione del tronco svolto dagli operatori è costituito da una flessione e estensione dell'anca e da un movimento di flessione e estensione delle vertebre lombari; in particolare l'asse di rotazione delle vertebre lombari risulta molto difficile da riprodurre nell'esoscheletro [6].

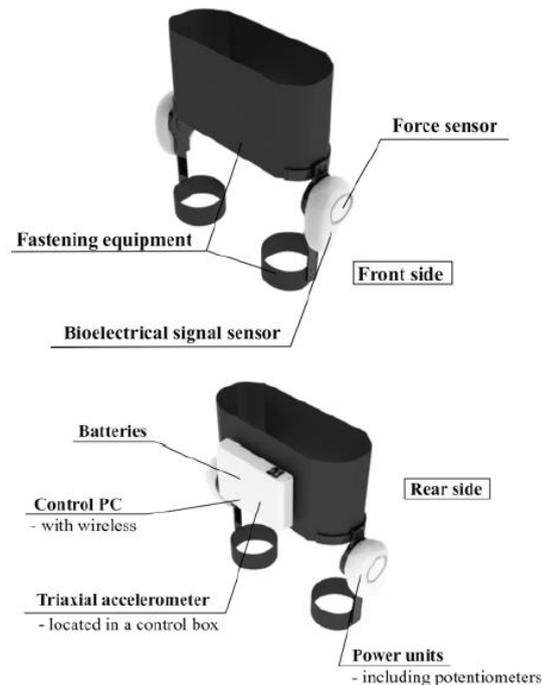


Figura 9 Design meccanico dell'esoscheletro HAL di tipo lombare [6]

Al fine di verificare l'effettiva utilità di tale supporto sono stati effettuati delle prove su dei soggetti, facendogli sollevare un carico di 10 Kg con e senza esoscheletro; al termine delle prove agli operatori è stato fornito un questionario e dai risultati si è dimostrato che l'esoscheletro risultava essere funzionale [6].

Tra i modelli di HAL di tipo lombare presentati da Cyberdyne risulta interessante per le caratteristiche di compattezza e leggerezza il modello HAL-LB03; il funzionamento si basa sulla lettura dei segnali bioelettrici che permettono all'esoscheletro di rilevare le intenzioni di movimento dell'operatore e di assisterlo riducendo quindi lo stress nella regione lombare durante il trasporto e il sollevamento di oggetti; il peso complessivo è di 3 kg ed è alimentato a batteria, con tempo di ricarica di circa 2 ore, quindi l'operatore può lavorare diverse ore in vari luoghi senza vincoli legati all'alimentazione. Inoltre tale esoscheletro presenta dispositivi di protezione per l'acqua e per la polvere quindi può essere utilizzato anche in luoghi di lavoro all'aperto, può essere indossato da soggetti che presentano le seguenti caratteristiche fisiche:

altezza compresa tra 140 e 180 cm, peso tra i 40 e gli 80 kg, larghezza pelvica minore di 39 cm, circonferenza addominale minore di 120 cm, circonferenza a metà coscia minore di 80 cm [7].



Figura 10 Esoscheletro di tipo lombare HAL-LB03 [7]

Un altro esoscheletro attivo con applicazione simile a quello oggetto di tale tesi è il modello Active Trunk presentato dall'azienda Robo-Mate. Tale esoscheletro è stato concepito per assistere gli operatori impegnati nella movimentazione di carichi manuali con peso massimo di 15 kg, fornendo una coppia di sostegno in corrispondenza dell'anca; questo determina una riduzione del carico muscoloscheletrico in corrispondenza della zona lombare e consente all'operatore di continuare a svolgere naturalmente i movimenti. Gli operatori che possono indossare tale esoscheletro devono avere un'altezza complessiva tra i 160 e i 180 cm. Il peso del prototipo è di 11 Kg e risulta caratterizzato da un'elevata complessità meccanica [8].



Figura 11 Esoscheletro Active Trunk Robot-Mate [8]

L'ultimo modello di esoscheletro esaminato interessante per il lavoro di tesi è quello presentato da Laevo noto come Laevo. Tale esoscheletro è passivo e consiste in un pettorale indossabile e in un supporto per la schiena; l'operatore in qualsiasi posizione si appoggia al pettorale e quindi la forza per sostenere il tronco viene trasferita alle cosce andando quindi ad alleggerire il carico sui muscoli della schiena e della colonna vertebrale. Il principio di funzionamento di tale dispositivo proviene dalla naturale tendenza dell'essere umano ad appoggiare le mani sulle ginocchia quando si trova piegato in avanti per scaricare sulle cosce le forze che viceversa genererebbero una forte sollecitazione alla schiena. L'esoscheletro inoltre permette all'operatore di camminare liberamente in quanto il pettorale gira ad ogni passo e gli permette anche di inginocchiarsi e accovacciarsi grazie all'articolazione posta in corrispondenza dell'anca [9].



Figura 12 Esoscheletro Laevo [9]

Capitolo 2

2. Descrizione dei movimenti umani e calcoli anatomici

In questo capitolo viene fornita una descrizione dei movimenti che caratterizzano il corpo umano, viene presentata la schematizzazione del corpo umano come un insieme di segmenti rigidi e vengono illustrate le problematiche relative all'accoppiamento dell'esoscheletro all'operatore.

2.1 Schematizzazione dei movimenti umani

In medicina il movimento del corpo umano è comunemente diviso nel movimento in tre piani, chiamati piani anatomici:

- Piano frontale o coronale che divide il corpo in parti anteriori e posteriori
- Piano trasversale che divide il corpo in parti superiore e inferiore
- Piano sagittale o laterale che divide il corpo in parti destra e sinistra

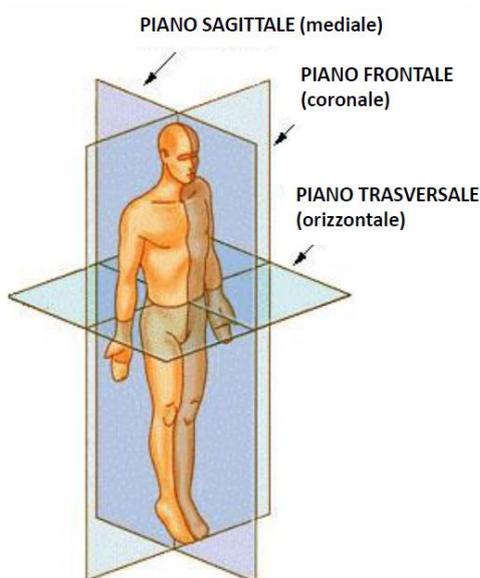


Figura 13 Piani anatomici [10]

I tre piani anatomici oltre a permettere una schematizzazione bidimensionale del corpo umano su ciascun piano definiscono anche gli assi perpendicolari intorno a cui avviene la rotazione dei vari arti. Questi piani vengono definiti considerando il corpo in posizione anatomica, ossia i piedi uniti, le braccia su ogni lato sono ruotate verso l'esterno, la testa, gli occhi e i palmi delle mani sono rivolti in avanti [1].

Partendo quindi dalla posizione anatomica si definiscono i movimenti del corpo umano sui tre piani. Sul piano sagittale avvengono i movimenti definiti di flessione e estensione; la flessione è un movimento che tende a ridurre l'angolo tra le ossa o le parti del corpo, l'estensione invece è un movimento che tende a aumentare l'angolo tra le ossa dell'arto in corrispondenza di un'articolazione. Nella terminologia anatomica i movimenti angolari del tronco sul piano sagittale rispetto all'anca sono definiti come: flessione (tronco in avanti) ed estensione (tronco indietro). Nel caso in esame la flessione attiva del tronco sarà di sicuro meno di 90°; considerando che l'operazione svolta avviene con l'operatore posto di fronte al vano motore di un'auto la flessione massima si stima essere 70°. Il movimento nel piano frontale è definito adduzione/abduzione; l'abduzione è un movimento dell'arto verso l'esterno dal piano sagittale del corpo, l'adduzione invece è un movimento che avvicina un arto al corpo nel piano sagittale. Un altro movimento è quello di pronazione e supinazione; la supinazione è la rotazione dell'avambraccio in modo che la posizione del palmo sia anteriore cioè il palmo rivolto verso l'alto, la pronazione è una rotazione che sposta il palmo dalla posizione anteriore a quella posteriore, cioè il palmo rivolto verso il basso [1].

2.2 Movimenti umani di interesse per la progettazione dell'esoscheletro

L'esoscheletro da progettare deve fornire un supporto all'operatore sia nel piegamento in avanti che nel ritorno alla posizione verticale, fornendo una potenza in grado di equilibrare parzialmente il suo peso corporeo superiore e diminuendo la fatica. I movimenti di interesse che deve garantire l'esoscheletro all'operatore sono:

- Il movimento di flessione e estensione del tronco rispetto all'anca Fig. 14; in particolare l'operatore parte da una posizione perfettamente eretta, in cui il tronco è parallelo al piano frontale e tramite un movimento di flessione raggiunge la flessione massima del tronco; una volta svolta l'operazione tramite un moto di estensione l'operatore ritorna alla posizione iniziale.

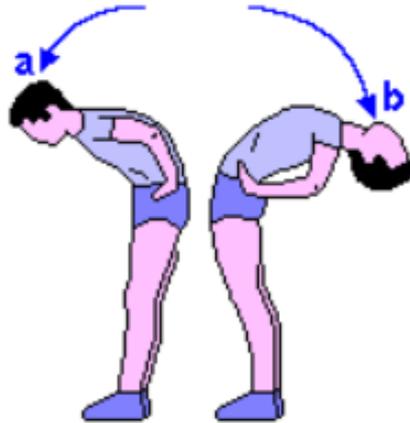


Figura 14 Movimento di flessione ed estensione del tronco [11]

- Il movimento di flessione/estensione e adduzione/abduzione dell'arto inferiore e la rotazione interna ed esterna della coscia.

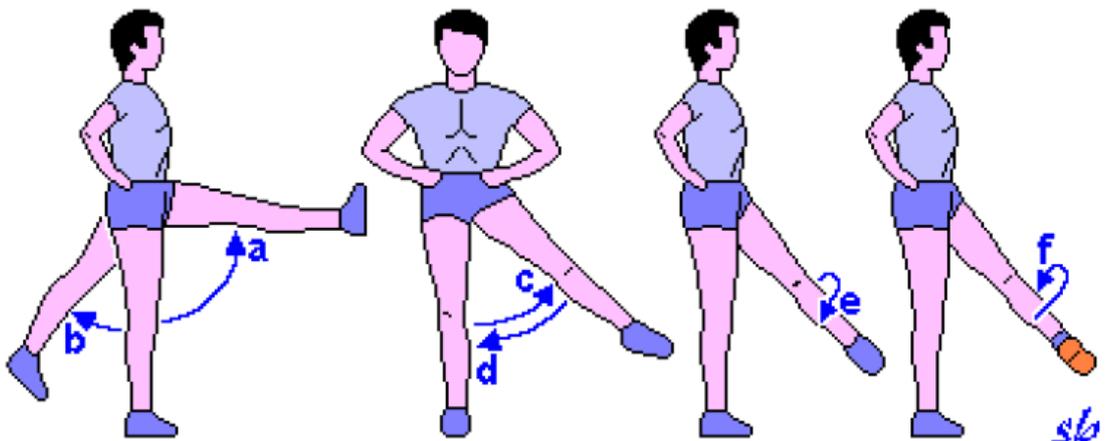


Figura 15 Movimento di flessione/estensione a/b, abduzione/adduzione c/d, rotazione interna/esterna e/f [2]

2.3 Rappresentazione sul piano sagittale delle possibili configurazioni di lavoro dell'operatore

In tale sezione si è rappresentato uno schema 2D sul piano sagittale delle possibili configurazioni di lavoro estreme che caratterizzano l'esoscheletro.

Dal regolamento ISO/TR 7250-2:2010, che contiene riepiloghi statistici delle misurazioni di base del corpo umano per la progettazione tecnologica, è possibile estrapolare i dati sull'altezza del corpo umano [12]. Considerando che l'esoscheletro deve essere indossato dalla maggior parte delle persone, il soggetto di riferimento è ora scelto arbitrariamente come appartenente 95 percentile totale. Il percentile è una misura usata in statistica per indicare un valore sotto al quale ricade una percentuale di altri elementi sotto osservazione, ed è usata molto spesso per affrontare l'elevata diversità anatomica degli esseri umani [13].

Tale concetto è stato adottato per lo svolgimento dei calcoli antropometrici e per la realizzazione dello schema bidimensionale sotto riportato, riferito in tal caso al 95 percentile totale.

Le misure riportate sullo schema bidimensionale sul piano sagittale sono state ricavate da normativa prendendo come valore di altezza quella relativa al 95 percentile totale italiano, ossia $H = 1806\text{mm}$ e moltiplicando tale valore per i vari coefficienti riportati nella figura sottostante:

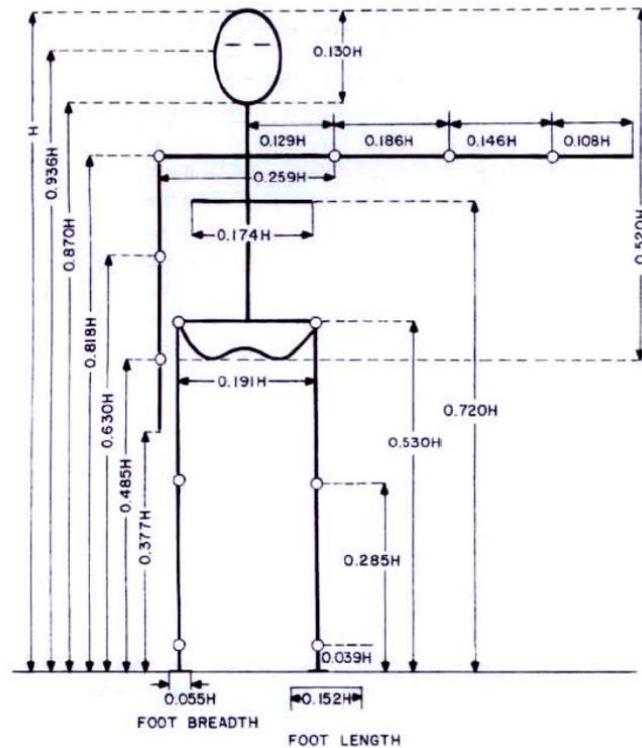


Figura 16 Coefficienti utili per calcolare la lunghezza dei vari segmenti corporei in funzione dell'altezza H [14]

Le lunghezze dei vari segmenti corporei relativi al 95 percentile totale, necessari alla rappresentazione dello schema 2D, sono state calcolate come segue:

$$\text{Arto superiore} = (0.108 + 0.146 + 0.186)H = 0.44H = 794.64 \text{ mm}$$

$$\text{Gamba} = 0.285H = 514.71 \text{ mm}$$

$$\text{Caviglia} = 0.039H = 70.43 \text{ mm}$$

$$\text{Lunghezza piede} = 0.039H = 70.43 \text{ mm}$$

$$\text{Tronco} = (0.818 - 0.53)H = 0.288H = 520.13 \text{ mm}$$

$$\text{Altezza collo} = (0.87 - 0.818)H = 0.052H = 93.912 \text{ mm}$$

$$\text{Altezza testa} = 0.13H = 264.78 \text{ mm}$$

Si riporta di seguito lo schema 2D dell'operatore nella posizione iniziale e nella configurazione di massima flessione del tronco corrispondente a 70°.

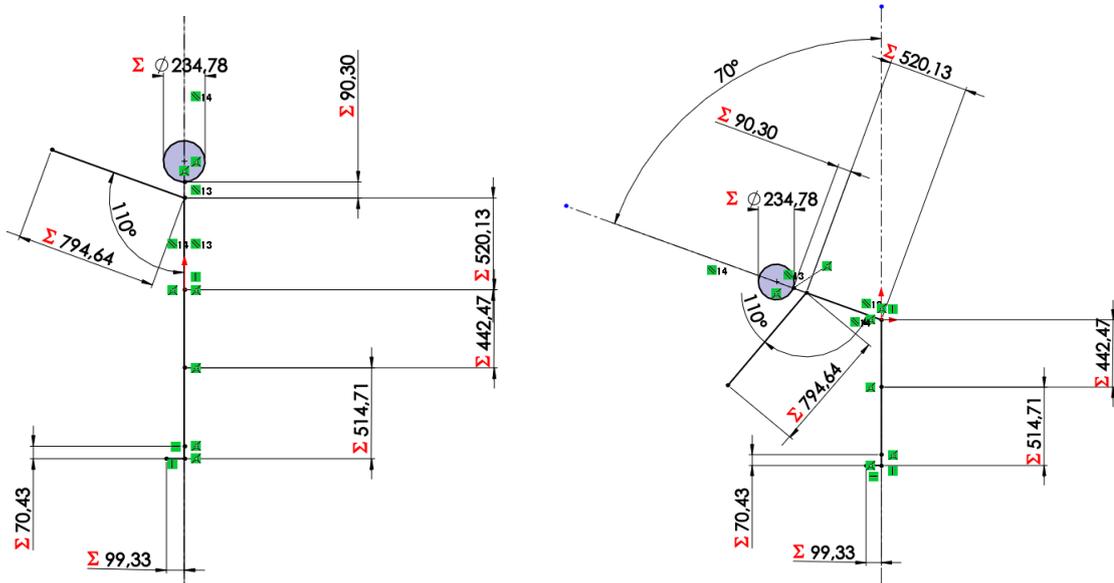


Figura 17 Posizione iniziale dell'operatore (a destra), posizione dell'operatore in configurazione di massima estensione del tronco (a sinistra)

Al fine di valutare l'interazione tra l'esoscheletro e l'operatore si riporta l'operatore indossante l'esoscheletro nelle 2 configurazioni precedenti; l'esoscheletro viene schematizzato sul piano sagittale tramite tre linee, dove le 2 linee orizzontali quella superiore e quella inferiore rappresentano rispettivamente il collegamento dell'esoscheletro alle spalle dell'operatore e i link orizzontali del cinematismo articolato che trasmettono la coppia dal gruppo di attuazione, posto in corrispondenza dell'anca al tronco.

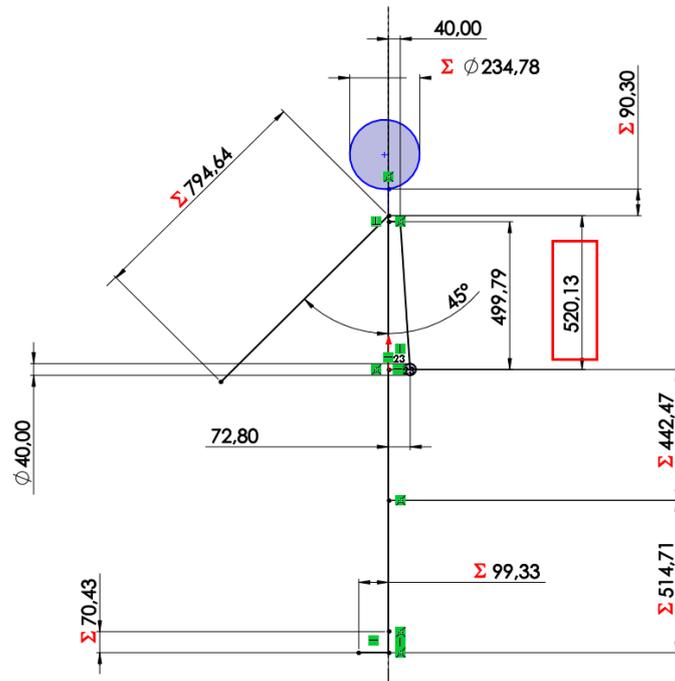


Figura 18 Posizione iniziale dell'operatore con l'esoscheletro

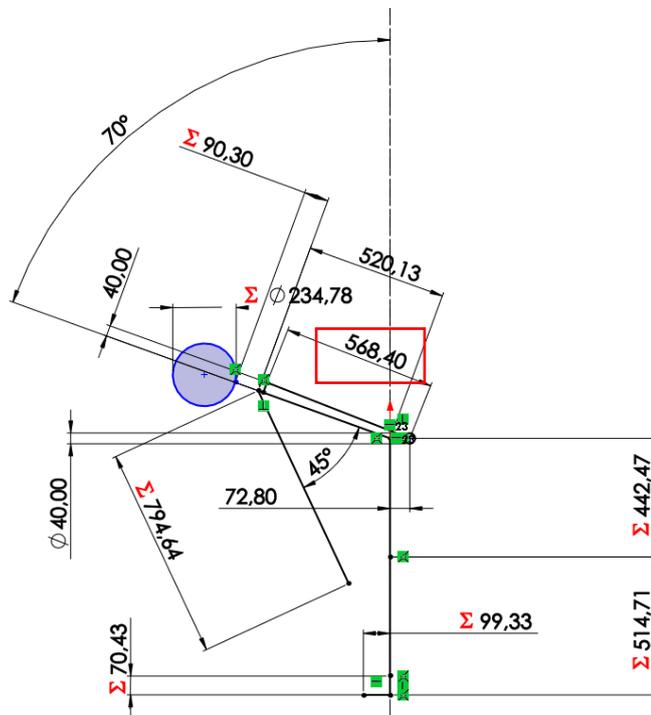


Figura 19 Posizione dell'operatore con l'esoscheletro in configurazione di massima estensione del tronco

Rappresentando l'esoscheletro nelle due configurazioni estreme di lavoro è stato possibile mettere in evidenza un problema rilevante: imponendo una rotazione del tronco in avanti di 70° , mantenendo orizzontali i link del cinematismo articolato e lasciando libera la lunghezza dell'elemento verticale dell'esoscheletro si osserva che questa aumenta; in particolare si passa da una lunghezza di 499.79 mm a una lunghezza di 568.40. Questo problema può essere motivato considerando che quando il tronco si piega in avanti la distanza tra la scapola e l'anca tende ad aumentare; ciò è stato riscontrato nella letteratura riguardante gli esoscheletri industriali e in particolare in un articolo intitolato "Improvement and Quantitative Performance Estimation of the Back Support Muscle suit" [15].

Al fine di risolvere tale problema, come spiegato più dettagliatamente nei paragrafi successivi, si è pensato di collegare i link orizzontali del cinematismo articolato direttamente al telaio posteriore in modo che questo seguisse rigidamente il tronco posteriore nei movimenti di flessione e estensione; in tal modo la rotazione della parte dell'esoscheletro collegata al tronco avviene intorno all'albero in uscita dal gruppo di attuazione e la variazione di distanza tra scapola e anca è assorbita da una rotazione rigida dei link orizzontali intorno al gruppo di attuazione posto in corrispondenza dell'anca.

Capitolo 3

3. Presentazione del design dell'esoscheletro

Nel capitolo vengono specificati i requisiti e le variabili di interesse da considerare nella progettazione di un esoscheletro, viene presentato il design meccanico dell'esoscheletro progettato e vengono descritte le regolazioni antropometriche in esso presenti.

3.1 Requisiti del sistema e obiettivi

L'obiettivo dell'elaborato è quindi la progettazione di un esoscheletro per applicazione industriale che deve supportare l'operatore nelle fasi di flessione e estensione del tronco. La progettazione di un esoscheletro dovendo essere un elemento che interagisce con le facoltà motorie dell'uomo deve presentare importanti requisiti al fine di garantire la sicurezza di chi lo indossa e non rappresentare un ostacolo. La valutazione di questi requisiti è legata strettamente all'interazione fisica, pMRI, tra l'operatore e l'esoscheletro.

In primo luogo viene stabilito il range di movimento, ossia gli angoli massimi e minimi di flessione e estensione del tronco per i quali gli attuatori devono fornire coppia; tale limite oltre che tramite il controllo degli attuatori può essere fornito tramite dei riscontri meccanici che risultano utili anche in caso di malfunzionamento degli attuatori.

Inoltre è necessario garantire un corretto allineamento tra i giunti presenti nell'esoscheletro e le rispettive articolazioni dell'operatore; il disallineamento potrebbe provocare elevate forze di interazione e piaghe da decubito sulla pelle di chi indossa l'esoscheletro.

La struttura deve essere adeguatamente rigida al fine di garantire una veloce trasmissione della coppia e per non deformarsi sotto carico ma allo stesso tempo è necessario introdurre alcuni elementi che riducono la rigidità per garantire alcuni gradi di libertà all'operatore e limitare l'intensità delle forze che l'esoscheletro esercita sull'operatore; questi ultimi elementi sono rappresentati da:

- Elementi flessibili, come ad esempio gli spillacci che trasmettono la coppia al tronco, oppure gli elementi di riscontro in corrispondenza della coscia, questo è necessario per

evitare possibili irritazioni dei tessuti e dei muscoli generati da elevate pressioni di contatto.

- Cerniere, che servono per garantire alcuni gradi di libertà passivi, come ad esempio quelle poste nell'elemento che si collega alla coscia dell'operatore per garantire il moto di adduzione/abduzione e l'adattamento di tale elemento alla coscia dell'utente.

Un altro aspetto è la facilità di uso dell'esoscheletro questo implica che i prototipi finali devono essere facili da indossare, regolare, utilizzare o rimuovere. Le dimensioni dell'esoscheletro devono essere tali da adattarsi ad operatori differenti e quindi per soddisfare tale aspetto sono state previste delle regolazioni antropometriche che hanno comportato la creazione di un design completamente innovativo della struttura.

Un'altra esigenza importante è quella di limitare gli ingombri al fine di permettere all'operatore di muoversi liberamente nell'ambiente di lavoro anche all'interno di spazi ristretti; al fine di soddisfare quest'ultimo obiettivo nella progettazione del gruppo di attuazione sono stati scelti componenti con minimo ingombro assiale.

Inoltre è importante specificare le modalità operative dell'esoscheletro che nel caso in esame sono tre:

- La prima modalità è quella "libera" e questa viene attivata quando l'operatore indossa l'esoscheletro ma questo non deve fornirgli coppia, ad esempio nel caso in cui l'operatore deve camminare o piegarsi liberamente; al fine di garantire tale modalità è stata inserita una frizione elettromagnetica che disaccoppia il gruppo di attuazione dall'esoscheletro
- La seconda prevede un ausilio da parte dell'esoscheletro nella flessione del tronco e nel mantenimento statico di una certa posizione di flessione
- La terza fornisce un aiuto all'operatore per il ritorno alla posizione eretta da una certa posizione di flessione.

L'ultimo aspetto riguarda la sicurezza dell'operatore che indossa l'esoscheletro; a tal fine è necessario che l'interazione fisica uomo robot, pHRI, garantisca un funzionamento

sicuro, cioè l'esoscheletro deve evitare movimenti arbitrari o innaturali, ad esempio escursioni eccessive che potrebbero determinare l'iperstensione o l'iperflessione delle articolazioni.

3.2 Soluzione progettuale proposta

Nel paragrafo viene analizzata la soluzione progettuale proposta e vengono descritti i vari componenti che la costituiscono. Le fasi iniziali dello studio di questo esoscheletro partono sia da un'analisi bibliografica dello stato dell'arte [[4], [16], [6], [7] [9] [8] [15] [17] [3]] sia da 2 precedenti tesi di laurea magistrale in ingegneria meccatronica [[18], [19]].

Il nuovo esoscheletro progettato presenta il seguente design meccanico:

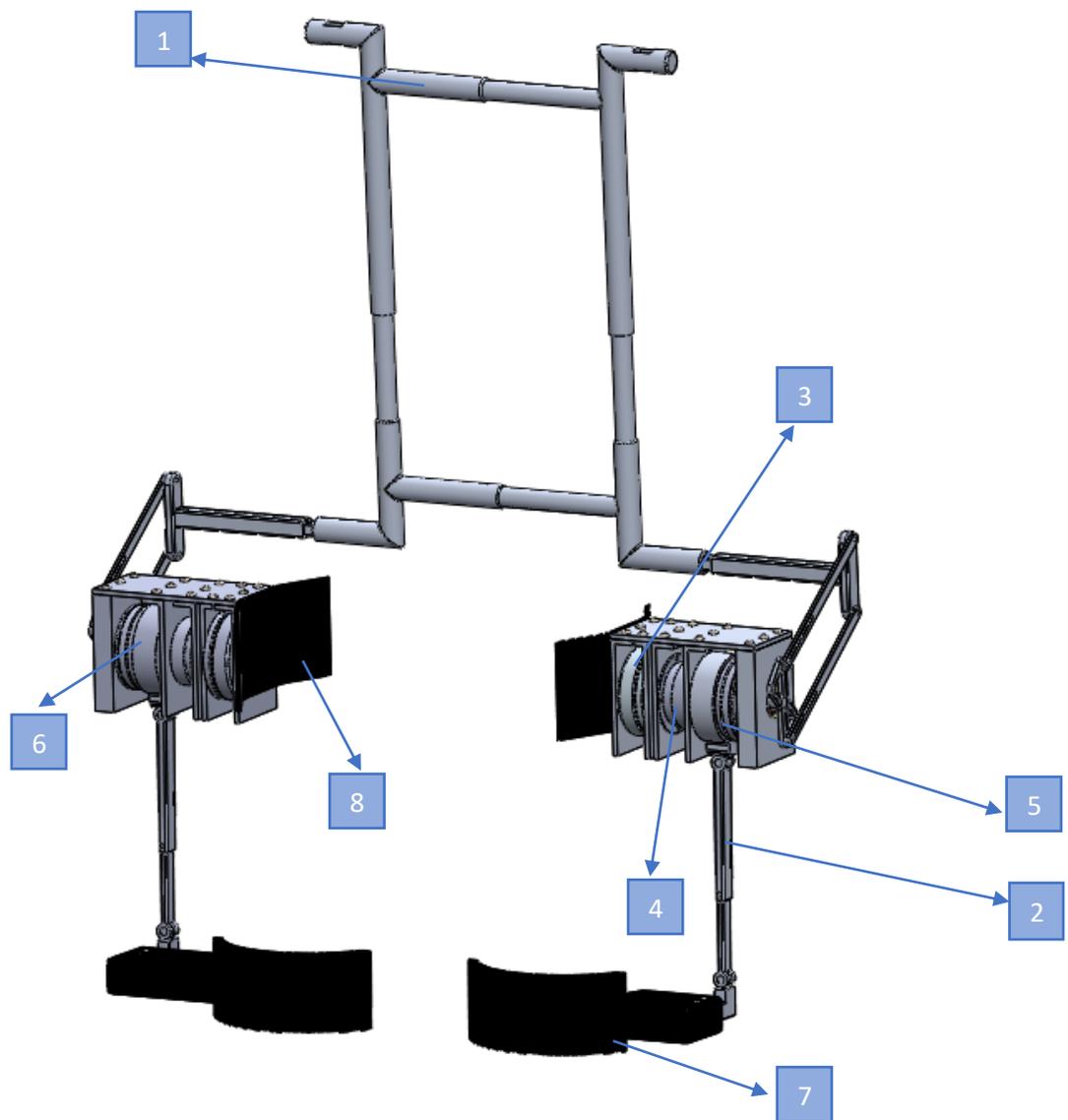


Figura 20 Esoscheletro industriale progettato

L'esoscheletro sopra riportato è quindi costituito dai seguenti elementi:

Numero dei componenti	Nomi dei componenti
1	Telaio posteriore (Back-frame)
2	Telaio dell'elemento collegato alla coscia (Leg-link)
3	Motore brushless
4	Frizione elettromagnetica
5	Harmonic drive
6	Piastra di supporto componenti
7	Elemento di riscontro del leg-link
8	Elemento di riscontro bacino

Tabella 1 Componenti dell'esoscheletro

L'attuatore adottato in tale soluzione è un brushless DC della Maxon EC motor, in particolare il modello scelto è l'EC 90 Flat; è stato scelto questo attuatore rispetto allo stepper in quanto permette di ridurre notevolmente gli ingombri in direzione assiale, presenta una logica di controllo più semplice e garantisce la coppia necessaria anche a rotore bloccato, ossia quando l'esoscheletro funziona nella seconda modalità dovendo sostenere il tronco dell'operatore fermo in una certa posizione; quest'ultima, a causa del surriscaldamento che determina, rappresenta la condizione più critica di funzionamento per un motore elettrico.

La frizione è una frizione elettromagnetica, la Warner Electric© "SMF VAR 00-10" model, essa permette all'esoscheletro di funzionare nella modalità libera disinnestando il motore dall'utenza.

Il riduttore scelto è un Harmonic Drive e come modello si è scelto il size 25 che risulta caratterizzato da un ridotto ingombro assiale.

Tali componenti sono connessi tramite alberi opportunamente dimensionati e ogni componente è vincolato alla piastra di supporto tramite opportuni collegamenti filettati. Alla piastra di supporto tramite l'uso di 2 cuscinetti vengono trasferite anche le forze provenienti

dal *leg link* e dal *back frame*. La piastra di supporto è infine vincolata agli elementi di riscontro del bacino che vengono stretti alla vita dell'operatore tramite una cintura in tessuto, portando i due elementi di riscontro bacino ad aderire alla vita dell'operatore.

Sia il *Back frame* che il *Leg-link* sono caratterizzati da un design completamente innovativo; essi infatti sono stati opportunamente dimensionati, come descritto nei paragrafi successivi, e sono dotati di regolazioni antropometriche che rendono quindi l'esoscheletro estremamente flessibile in quanto indossabile da soggetti che vanno dal 5 al 95 percentile totale.

3.3 Principio di funzionamento

L'esoscheletro progettato ha la funzione di assistere l'operatore nelle fasi di flessione e estensione del tronco fornendo quindi il valore di coppia necessario. La coppia viene fornita tramite due sistemi di attuazione posti in corrispondenza dell'anca, in particolare uno per ogni lato. Ogni sistema di attuazione presenta la struttura di Fig. 21:

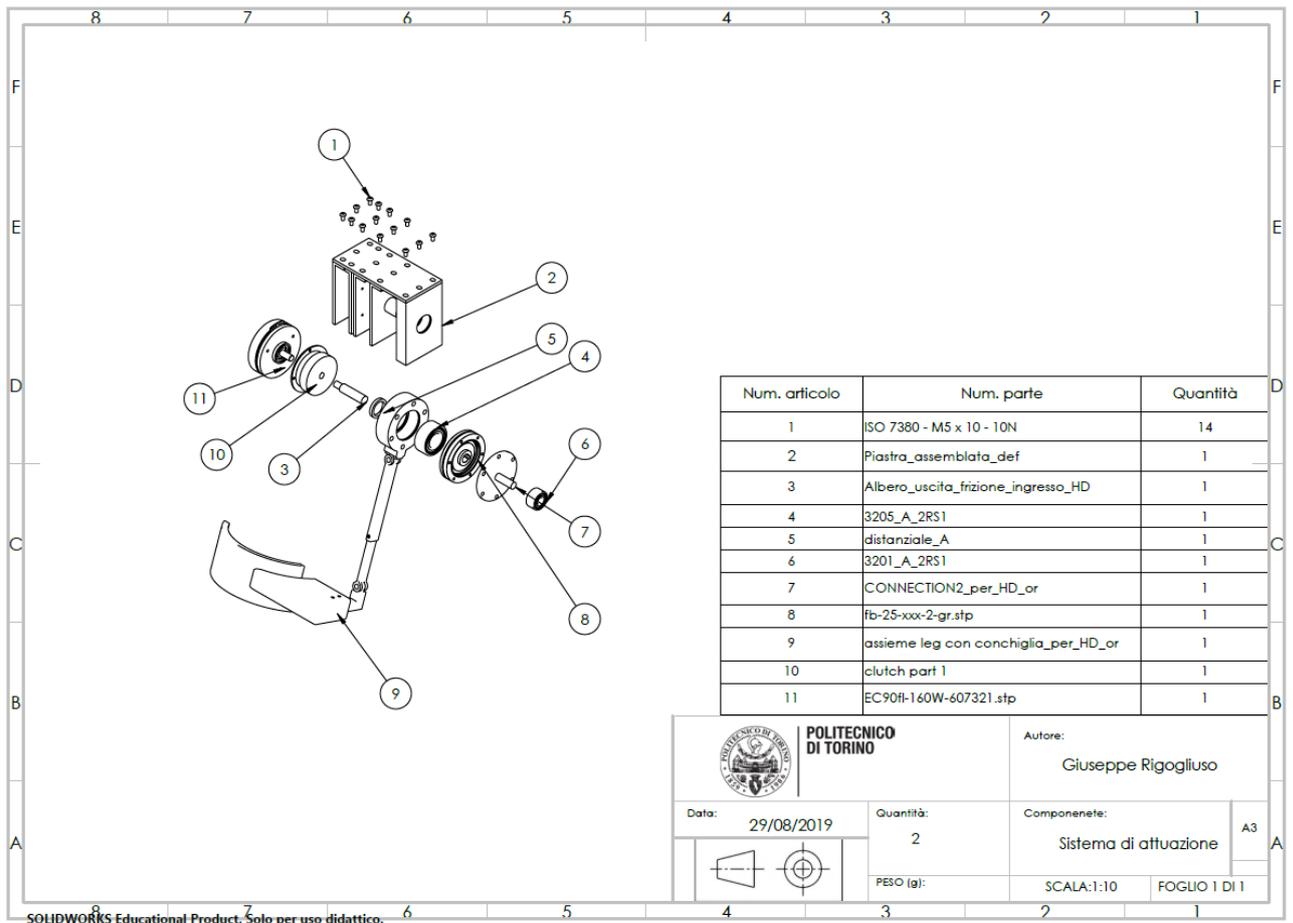
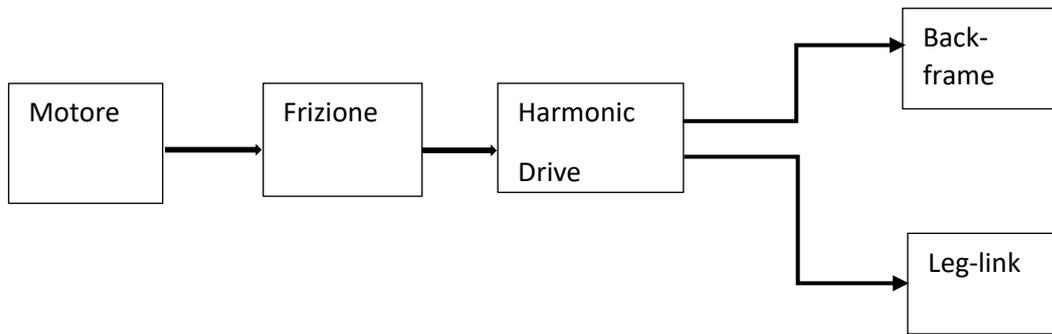


Figura 21 Sistema di attuazione

L'elemento che eroga coppia è un motore Brushless; i due motori elettrici, uno per ogni gruppo di attuazione, vengono alimentati tramite una apposita batteria posta all'interno di uno zaino che verrà collegato al telaio posteriore e al suo interno sarà contenuta anche la centralina che gestisce la logica di controllo per regolare l'erogazione di coppia. Il motore scelto è anche dotato di un encoder integrato la cui funzione è quella di rilevare l'angolo di rotazione del motore. La coppia in uscita dal motore viene trasmessa alla frizione elettromagnetica ed essa può essere attivata dall'operatore a seconda se è necessario o meno trasmettere coppia all'esoscheletro. All'uscita della frizione è presente l'harmonic-drive la cui funzione è quella moltiplicare la coppia in uscita dal motore per un opportuno rapporto di trasmissione e quindi portarla al valore richiesto dall'utenza; l'harmonic drive ha in particolare due uscite una collegata al *Leg-link* e un'altra al *Back-frame*, questo permette il corretto funzionamento dell'esoscheletro, come verrà dettagliatamente spiegato nel capitolo

successivo; la coppia in uscita dall'harmonic drive tramite un opportuno meccanismo articolato viene trasmessa al telaio posteriore e tramite gli spallacci all'operatore.

Viene di seguito riportato uno schema a blocchi del sistema di attuazione dell'esoscheletro:



3.4 Regolazioni antropometriche

L'esoscheletro progettato risulta dotato di regolazioni antropometriche che permettono di variare la lunghezza dei vari elementi che lo costituiscono e quindi fanno in modo che esso possa essere adattato a una gamma di persone più ampia possibile.

Dopo un'analisi approfondita delle diverse soluzioni di regolazione disponibili in letteratura e dopo lo svolgimento di alcuni calcoli antropometrici in soggetti appartenenti a percentili differenti si è notato che le dimensioni soggette a maggiore variabilità tra soggetti differenti sono: la larghezza del tronco, la lunghezza del dorso, la lunghezza della coscia e la larghezza del bacino.

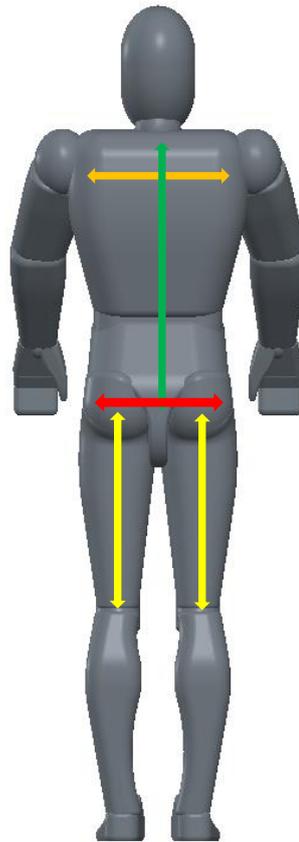


Figura 22 Dimensioni antropometriche soggette a maggiore variabilità

3.5 Calcoli per le regolazioni antropometriche

Al fine di effettuare delle regolazioni che permettessero di rendere l'esoscheletro indossabile da una grande varietà di utenti si sono effettuati dei calcoli antropometrici per individuare il range di variabilità dei segmenti corporei individuati in fig.22. I soggetti a cui si è fatto riferimento per il calcolo degli estremi di variazione sono quelli appartenenti al 5 e al 95 percentile totale; i dati antropometrici di altezza dei soggetti sono stati prelevati dal report "Basic human body measurements for technological design" [12] che rappresenta un report che funge da archivio continuamente aggiornato dei dati antropometrici nazionali più attuali; infatti le dimensioni corporee sono aumentate in molti paesi negli ultimi decenni e quindi è necessario un continuo aggiornamento di tali dati. I percentili scelti sono quelli riferiti al totale e non a uomo o donna separatamente, perché l'obiettivo è stato quello di costruire un esoscheletro che risultasse facilmente adattabile ad operatori di entrambi i sessi. Tale scelta

garantisce anche un vantaggio economico per l'azienda che deve acquistare il prodotto, in quanto acquisterà il numero di esoscheletri necessari indipendentemente dalla percentuale di operatori di sesso maschile o femminile.

Le considerazioni sopra riportate sono inoltre supportate dalla consultazione dei cataloghi di esoscheletri già esistenti nei quali non viene specificato il sesso dell'utente ma vengono forniti soltanto limiti dimensionali [7], [8] [9].

I dati relativi all'altezza del 5 percentile e del 95 percentile totale sono quelli evidenziati in rosso nella tabella di seguito riportata:

ISO/TR 7250-2:2010(E)

Table 4 — Italy — Statistical summary

No.	ISO 7250-1 measurement		Sample size <i>n</i>	Mean	SD	P1	P5	P50	P95	P99	
		Age	Male	2 011	38	13	19	20	37	60	64
			Female	2 011	36	13	19	19	35	59	64
			Total	4 021	37	13	19	19	36	60	64
1	4.1.1	Body mass (weight), kg	Male	1 974	76	10	54	60	75	93	103
			Female	1 980	60	9	43	48	59	78	88
			Total	3 954	68	12	45	50	67	83	96
2	4.1.2	Stature (body height)	Male	2 011	1 716	69	1 563	1 601	1 714	1 834	1 883
			Female	2 011	1 592	64	1 443	1 490	1 590	1 695	1 757
			Total	4 021	1 654	91	1 463	1 512	1 652	1 806	1 862

Figura 23 Dati antropometrici dell'Italia secondo la ISO 7250-1

Per ottenere quindi le dimensioni dei segmenti corporei di interesse si sono moltiplicati i dati di altezza per i coefficienti riportati nella figura sottostante:

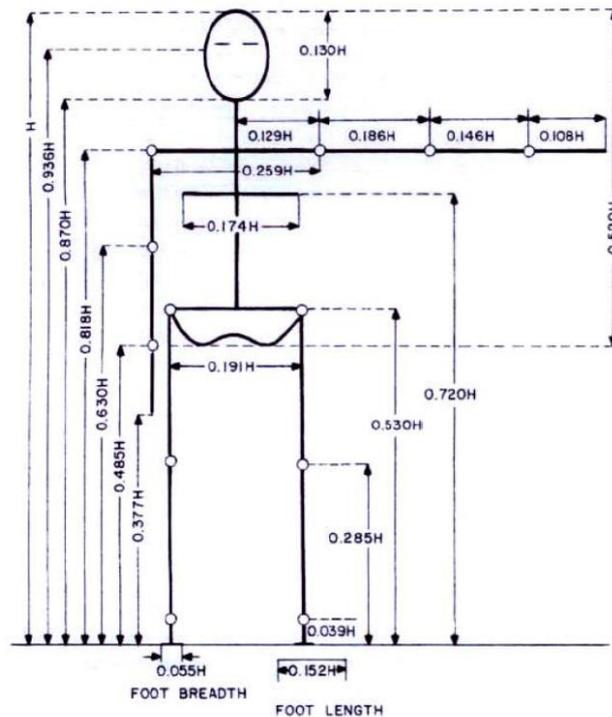


Figura 24 Coefficienti utili per calcolare la lunghezza dei vari segmenti corporei in funzione dell'altezza H (Herman, 2007)

Le lunghezze dei segmenti corporei di interesse sono quindi date dalle seguenti formule:

$$L_T = 0.174 \cdot H \text{ (Larghezza tronco)}$$

$$L_b = 0.191 \cdot H \text{ (Larghezza bacino)}$$

$$H_T = (0.818 - 0.530) \cdot H = 0.288 \cdot H \text{ (Altezza tronco)}$$

$$H_{coscia} = (0.530 - 0.285) \cdot H = 0.245 \cdot H \text{ (Altezza coscia)}$$

Considerando quindi le formule sopra-riportate e i valori di altezza H per il 5 e il 95 percentile totale si ottengono le seguenti dimensioni dei segmenti corporei di interesse; infine facendo la differenza tra i due valori ottenuti si ottiene per ogni segmento corporeo il relativo range di variazione:

Segmenti corporei (mm)	5 percentile	95 percentile	Range di variazione
L_T	263.1	314.24	51.16
L_b	288.79	344.95	56.15
H_T	435.45	520.12	84.67
H_{coscia}	370.44	442.47	72.03

Tabella 2 Misure iniziali dei segmenti corporei di interesse per le regolazioni antropometriche

Per quanto riguarda la larghezza del bacino del 95 percentile riportata in tab.2 si è osservato che tale valore risulta molto piccolo se confrontato con dati sperimentali (Pico). A tal proposito si è deciso di imporre per la larghezza del bacino un range di variazione di 200 mm e la larghezza del bacino relativa al 95 percentile si ottiene da quella del 5 percentile sommando il range di variazione imposto, quindi $288.79 + 200 = 488.79$ mm. Considerando tale aspetto si riportano di seguito le misure finali dei segmenti corporei di interesse.

Segmenti corporei (mm)	5 percentile	95 percentile	Range di variazione
L_T	263.1	314.24	51.16
L_b	288.79	488.79	200
H_T	435.45	520.12	84.67
H_{coscia}	370.44	442.47	72.03

Tabella 3 Misure finali dei segmenti corporei di interesse per le regolazioni antropometriche

Noti quindi i range di variazioni si illustrano nei successivi paragrafi le soluzioni di regolazione adottate nei vari componenti.

3.6 Regolazione antropometrica Leg-link

Nel caso del Leg-link il range di variazione a cui far fronte è quello relativo all'altezza della coscia

H_{coscia} che risulta pari a 72.03 mm. Si riporta di seguito la bollatura che mette in evidenza i componenti che costituiscono tale elemento:

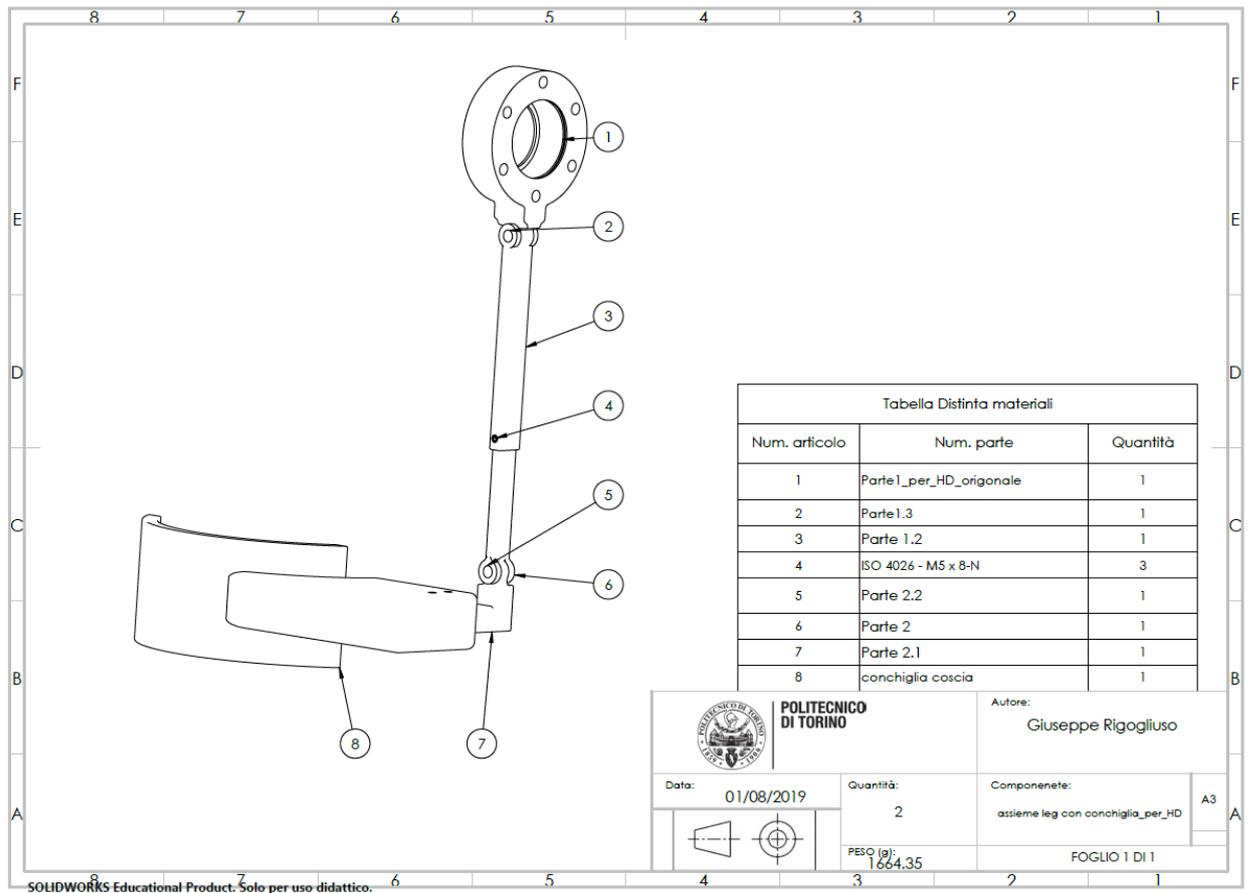


Figura 25 Bollatura del Leg-link

Per garantire la regolazione antropometrica in corrispondenza della coscia, si è realizzata una regolazione telescopica come indicato in fig. 26.

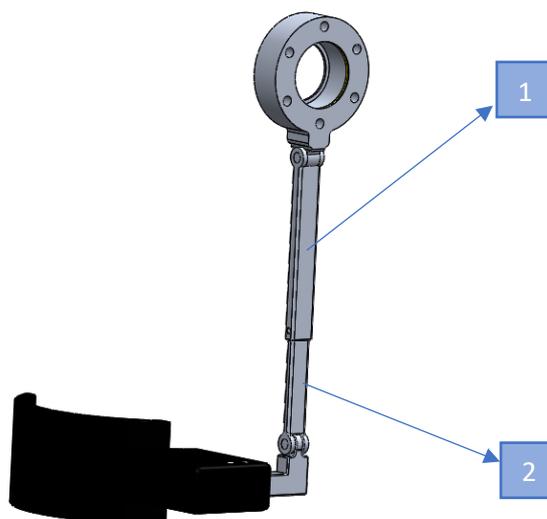


Figura 26 Elementi per la regolazione antropometrica del leg-link

L'elemento 2 viene inserito all'interno dell'elemento 1, cavo, e quindi è possibile regolare la lunghezza del leg-link in base all'operatore che indossa l'esoscheletro; una volta raggiunta la dimensione di interesse il moto relativo tra i due elementi viene bloccato stingendo un elemento filettato la cui sede, come si vede nella figura sopra, è ricavata nell'elemento 1. La configurazione corrispondente al 5 percentile totale è quella di minima estensione quella invece corrispondente al 95 percentile totale è quella di massima estensione. Nella configurazione di massima estensione è necessario garantire una sovrapposizione tra l'elemento 1 e l'elemento 2; si è considerato che al fine di garantire un corretto e sicuro funzionamento del dispositivo anche in condizioni di massima estensione tale sovrapposizione debba essere di 60 mm, quindi il range di aggiustamento effettivo adottato risulta pari $72.03 + 60 = 132.03\text{mm}$.

Si riporta di seguito il leg-link nelle due configurazioni limite: quella corrispondente al 5 percentile totale, minima estensione, e quella corrispondente al 95 percentile totale, massima estensione:

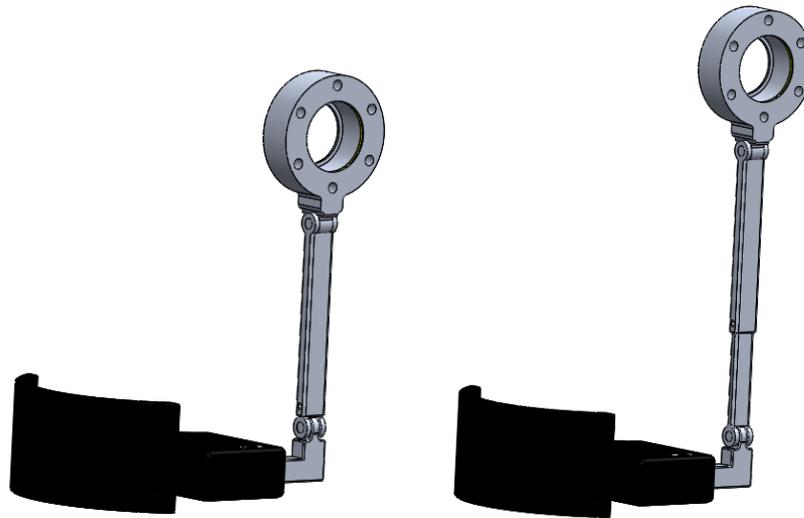


Figura 27 Leg link nella configurazione di minima estensione (a sinistra) e in quella di massima estensione (a destra)

Nel leg link inoltre sono presenti due cerniere, quella in alto in corrispondenza della corona circolare forata e quella in basso in corrispondenza dell'elemento a L, la cui funzione è quella di garantire un migliore adattamento di tale elemento alla coscia dell'utente e permettere il movimento di adduzione e abduzione; in merito al moto di adduzione e abduzione si è osservato che probabilmente è necessaria una terza cerniera, questo quindi può rappresentare uno degli aspetti dell'esoscheletro da migliorare nel caso di studi futuri.

3.7 Regolazione antropometrica Back-frame (telaio posteriore)

Nel caso del telaio posteriore per le regolazioni antropometriche si fa riferimento alla larghezza del tronco, all'altezza del tronco e alla larghezza del bacino. Si riporta di seguito la bollatura di tale elemento per mettere in evidenza i componenti che lo costituiscono:

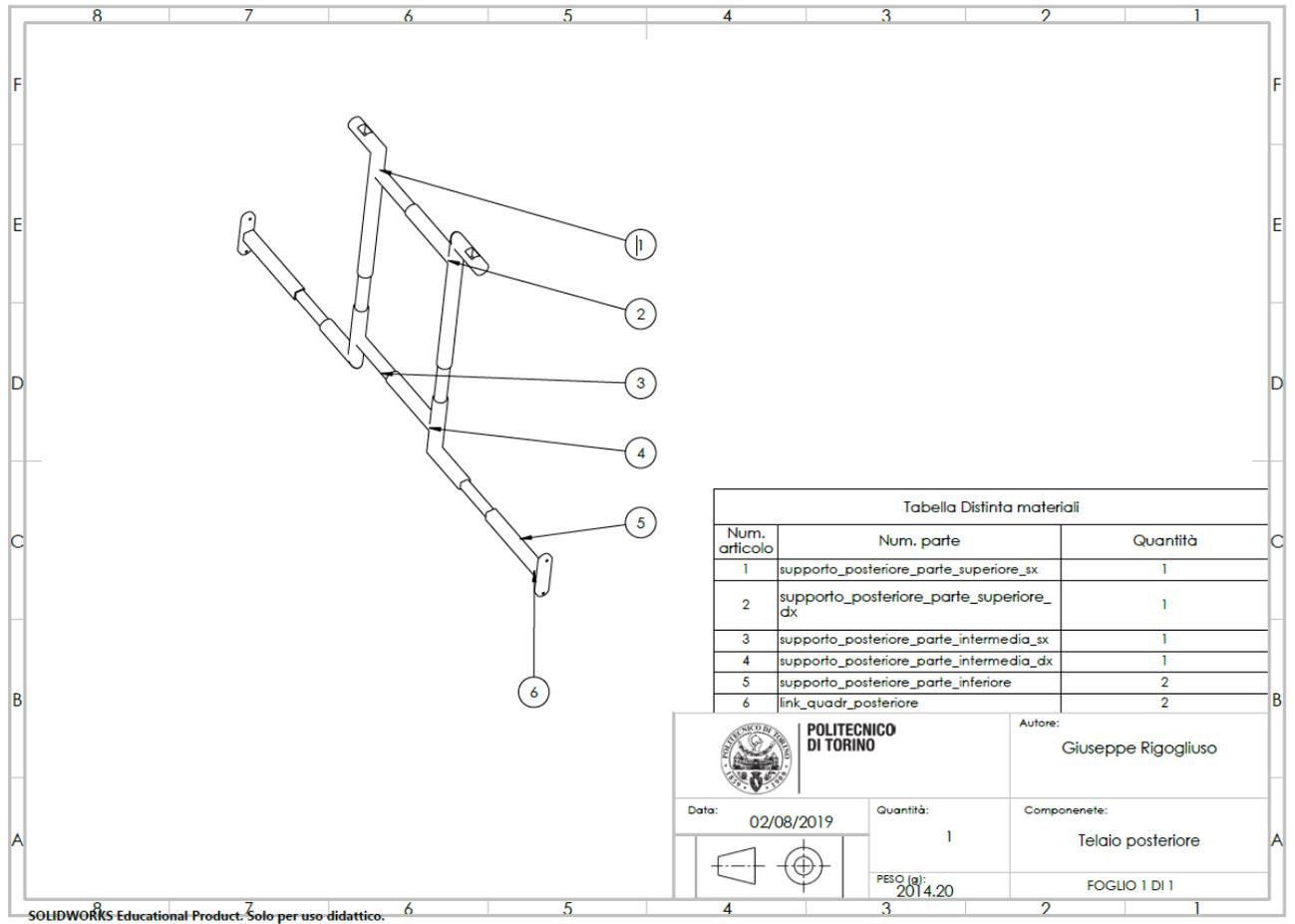


Figura 28 Bollatura del Back-frame

Le regolazioni vengono ottenute come nel caso precedente tramite strutture telescopiche.

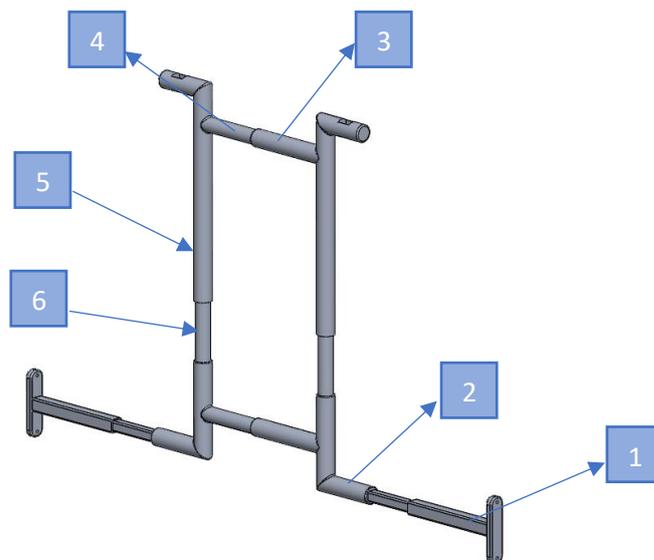


Figura 29 Elementi per le regolazioni antropometriche del Back-frame

Per far fronte alle regolazioni in larghezza del tronco e del bacino si ricorre alle coppie di elementi 1-2 e 3-4; tali coppie di elementi sono costituite da un elemento cavo, 1 e 3, e uno pieno, 2 e 4, e quindi inserendo il secondo elemento nel primo è possibile ottenere la regolazione in larghezza del tronco e del bacino desiderata. La regolazione in altezza del tronco viene invece ottenuta tramite la coppia di elementi 5-6 che presentano un funzionamento analogo ai precedenti. Una volta raggiunta la dimensione di interesse è possibile bloccare il moto relativo degli elementi o tramite un elemento filettato come nel caso del Leg-link oppure tramite degli appositi morsetti di collegamento regolabili per tubi a sezione tonda o quadra.

La configurazione corrispondente al 5 percentile è quella corrispondente alla struttura tutta chiusa quindi minima estensione, quella corrispondente al 95 percentile è quella corrispondente alla struttura tutta aperta, quindi massima estensione. Al fine di garantire un corretto e sicuro funzionamento del dispositivo anche in condizioni di massima estensione è necessario garantire una sovrapposizione tra gli elementi accoppiati; come nel caso del Leg-link tale sovrapposizione deve essere di 60 mm, quindi i range di variazione effettivi sono ottenuti sommando 60 mm a quelli calcolati in tabella 3, per l'altezza e la larghezza del tronco e 120mm per la larghezza del bacino in quanto in tal caso la regolazione è suddivisa tra la parte destra e quella sinistra. Inoltre si è ipotizzato che le barre verticali risultassero rientrate rispetto al tronco in larghezza di 30 mm per parte, quindi alla dimensione limite della larghezza del tronco ottenuta dall'antropometria si è sottratto 60 mm.

Si riportano di seguito la configurazione di minima estensione corrispondente al 5 percentile e quella di massima estensione corrispondente al 95 percentile.

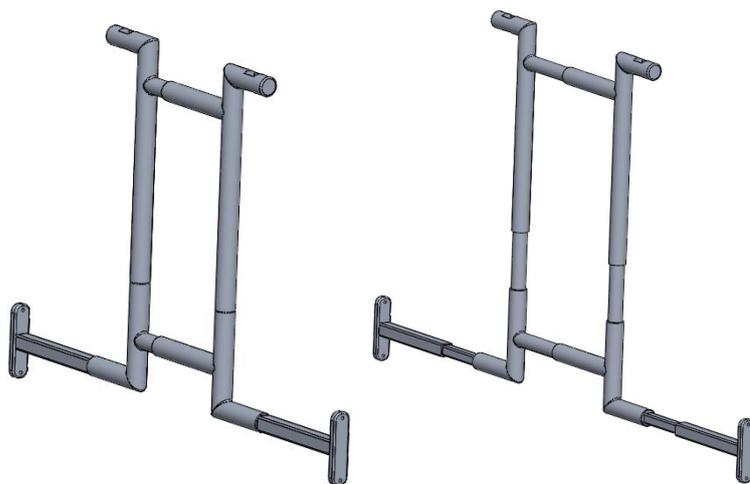


Tabella 4 Back-frame nella configurazione di minima estensione (a sinistra) e in quella di massima estensione (a destra)

Capitolo 4

4. Progettazione meccanica

Lo scopo di questo capitolo è illustrare l'iter progettuale per la scelta dei componenti meccanici dell'esoscheletro, quali motore, frizione e riduttore, e per il dimensionamento statico della struttura sia tramite le ipotesi di de Saint Venant sia tramite simulazioni strutturali.

4.1 Richieste del sistema

L'obiettivo dell'esoscheletro è quello di fornire un ausilio all'operatore durante l'estensione e la flessione del tronco; la coppia stimata per effettuare tale operazione è di circa 280 Nm [18], [19]. Tale valore è ottenuto considerando la configurazione in cui il tronco è piegato in avanti e le braccia sono davanti al tronco in posizione orizzontale.

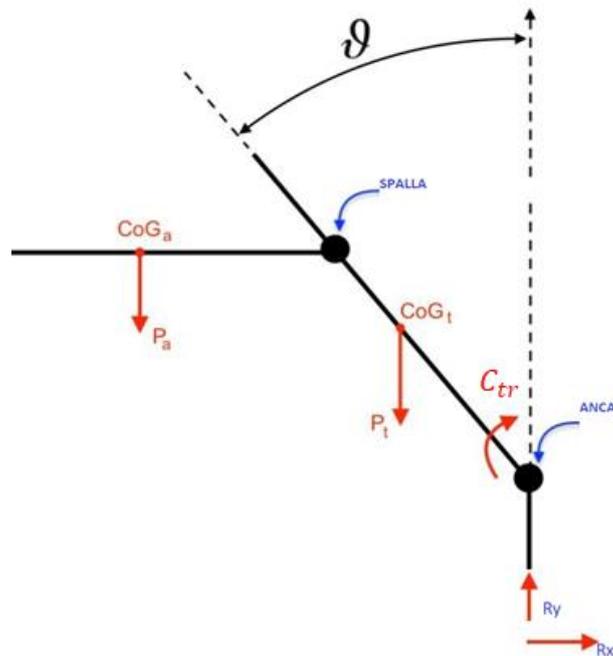


Figura 30 Diagramma di corpo libero per il calcolo della coppia che deve essere fornita dall'esoscheletro

Da tale diagramma di corpo libero si calcola la coppia C_{tr} agente intorno all'anca richiesta, ottenendo la seguente espressione.

$$C_{tr}(\theta) = P_t \cdot L_1 \cdot \text{sen}(\theta) + P_a \cdot (L_2 + L_t \cdot \text{sen}(\theta))$$

Il massimo valore di coppia richiesto si ha quando θ è 90 gradi ossia il tronco dell'operatore è parallelo al suolo; per tale valore di angolo si ottiene un valore di coppia pari a circa 280 Nm

Il valore di coppia massimo di circa 280 Nm per flettere e estendere il tronco risulta simile al valore determinato tramite alcuni modelli biomeccanici e simulazioni di movimento che risulta essere pari a 200 Nm [4].

Nella soluzione progettata la coppia di assistenza viene fornita da due motori in corrispondenza delle anche, che tramite un cinematismo articolato trasmettono la coppia alla parte posteriore dell'esoscheletro e quindi al tronco, quindi tale valore viene diviso equamente tra i due motori.

Il dispositivo progettato, essendo un dispositivo di assistenza ad una persona sana, deve fornire soltanto una percentuale della coppia richiesta; nel caso in esame si è scelto che l'esoscheletro fornisca il 30% della coppia totale, tale scelta è stata dettata sia da esigenze tecnologiche, ingombro motore e quindi dell'esoscheletro che di sicurezza dell'operatore che lo indossa, coppia di reazione che si scaricava sulle cosce. Si determina quindi il valore di coppia che deve essere fornito da ciascuno dei due motori:

$$C_{tr.lato} = \frac{C_{tr}}{2} \cdot 0.3 = \frac{280}{2} \cdot 0.3 = 42 \text{ Nm}$$

Partendo da questa richiesta di coppia si sono scelti i motori, il riduttore e infine si è proceduto al dimensionamento della struttura.

4.2 Selta del motore

Il motore scelto è un brushless DC della Maxon EC motor, in particolare il modello scelto è l'EC 90 flat; lo stesso modello è stato impiegato nel gruppo di attuazione SEA del "Lower back robotic exoskeleton" [4]. Di seguito si riportano le caratteristiche tecniche e il 3D del motore:

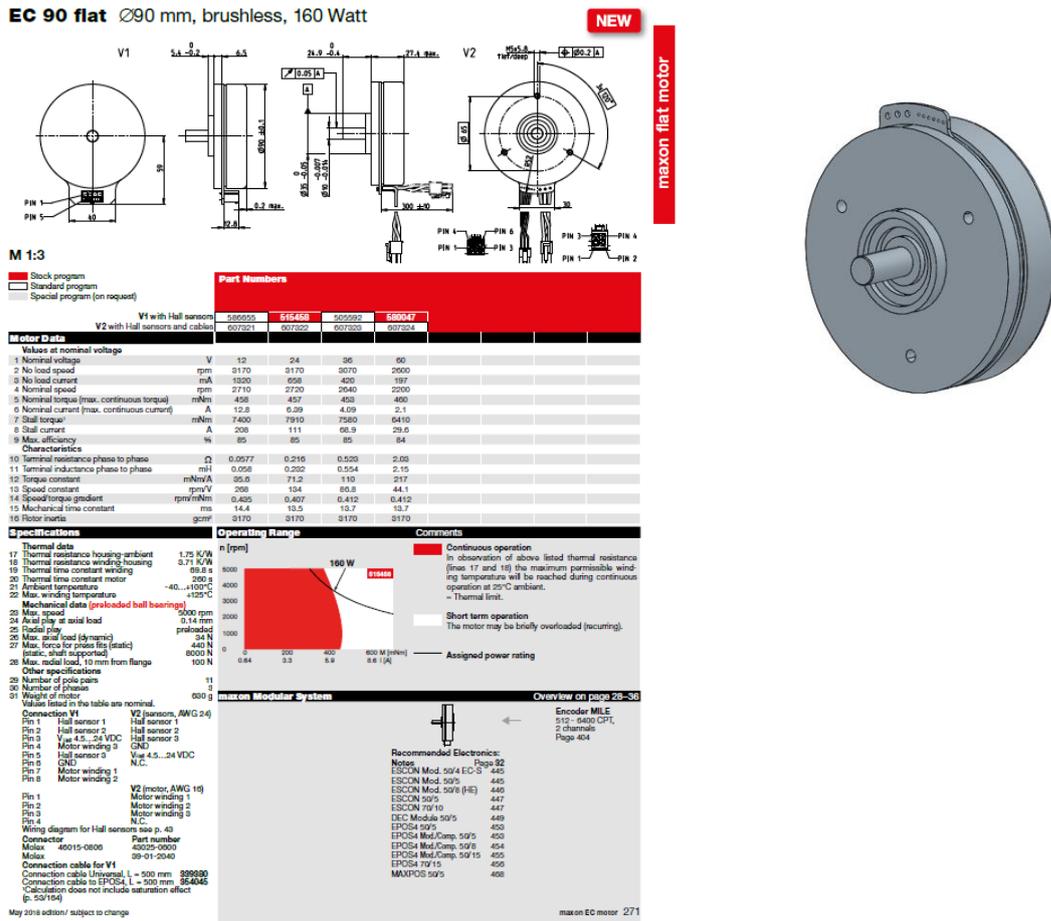


Figura 31 Caratteristiche tecniche e Cad 3D del motore scelto [32]

I motori Brushless, sono una macchina sincrona con magneti permanenti e il flusso di eccitazione generato da tali magneti risulta costante e quindi vi è un'immediata disponibilità di coppia motrice; tali motori risultano leggeri e compatti e sono caratterizzati da assenza delle perdite per effetto Joule nel circuito di eccitazione e dei contatti striscianti, che nelle macchine sincrone tradizionali sono necessarie per alimentare il circuito di eccitazione. I motori brushless negli ultimi anni trovano sempre più numerose applicazioni nel controllo del moto

nelle macchine utensili a controllo numerico nella robotica, nell'automazione industriale e nelle apparecchiature mediche. [20]

Nel caso in esame la scelta di tale attuatore è stata dettata dal soddisfacimento di due esigenze particolari:

- La riduzione degli ingombri assiali dell'esoscheletro, in particolare in corrispondenza del bacino dell'utente
- La limitazione dell'esigenza di surriscaldamento

La richiesta di riduzione degli ingombri è stata soddisfatta scegliendo come tipologia di motore brushless quella Flat offerta da Maxon. L'ingombro assiale è pari a 32,8 mm contro i 56-60 mm della soluzione con l'impiego di un motore stepper.

Il problema del surriscaldamento si presenta soprattutto, quando il motore lavora a rotore fermo ossia nella configurazione in cui l'operatore rimane fermo con il tronco flesso e il motore deve fornire la coppia necessaria a mantenerlo in tale posizione. Nella configurazione di rotore bloccato la corrente che circola negli avvolgimenti è limitata dalla sola resistenza, per cui tale condizione potrebbe determinare una smagnetizzazione dei magneti e un elevato surriscaldamento degli avvolgimenti che potrebbero anche bruciarsi. Generalmente è possibile usare continuamente la macchina fino a un valore di coppia massimo pari al 30% di quello a rotore bloccato e fino al 50-60% per intervalli di tempo molto piccoli.

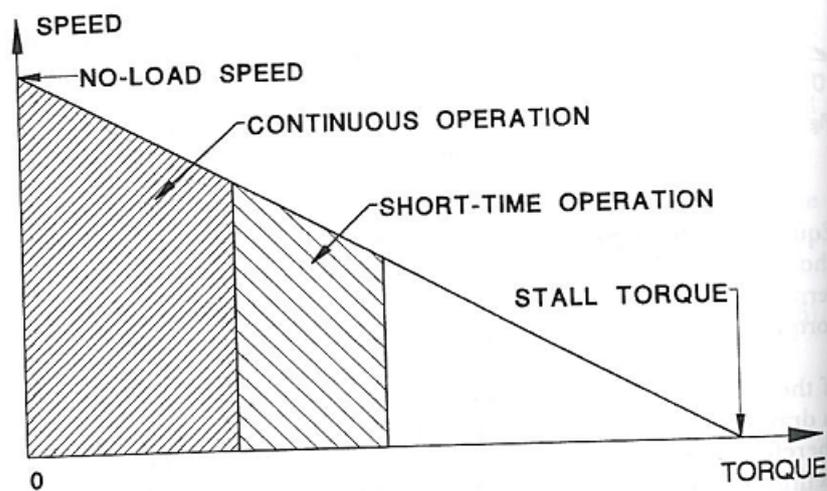


Fig. 1.11 Typical continuous and short-time operating regions

Figura 32 Regioni di operatività per tempo continuo e per tempo limitato di un motore brushless [20]

Inoltre poiché i valori sopra indicati sono soggetti a variazioni a seconda del tipo di motore, per adottare un ipotesi conservativa si è considerato come valore di coppia massima il 15% della coppia a rotore bloccato. Per valutare quindi se l'attuatore scelto andasse bene per l'applicazione si è adottato il criterio secondo cui in un motore brushless si evita il surriscaldamento se la coppia fornita risulta al massimo uguale al 15% della coppia di stallo del motore prevista dal catalogo. La coppia massima che il motore fornisce è pari alla sua coppia nominale, cioè $C_{motore} = 0.458 \text{ Nm}$, la coppia di stallo è $C_{st} = 7.4 \text{ Nm}$.

Si è calcolato il 15% della coppia di stallo:

$$C_{lim} = \frac{15 \cdot C_{st}}{100} = \frac{15 \cdot 7.4}{100} = 1.11 \text{ Nm}$$

Come si vede la coppia che il motore eroga durante tutto il funzionamento, cioè $C_{motore} = 0.458 \text{ Nm}$, è abbondantemente inferiore alla coppia limite prevista per evitare il surriscaldamento, cioè $C_{lim} = 1.11 \text{ Nm}$.

4.3 Frizione

La frizione adottata è una frizione elettromagnetica, il cui scopo è quello di innestare o disinnestare la trasmissione. Tale elemento è interposto tra il motore e il riduttore ed essa viene attivata tramite comando elettrico; essa risulta necessaria per disaccoppiare il motore

dal riduttore, quando l'operatore deve muoversi liberamente ossia l'esoscheletro funziona in modalità " free mode".

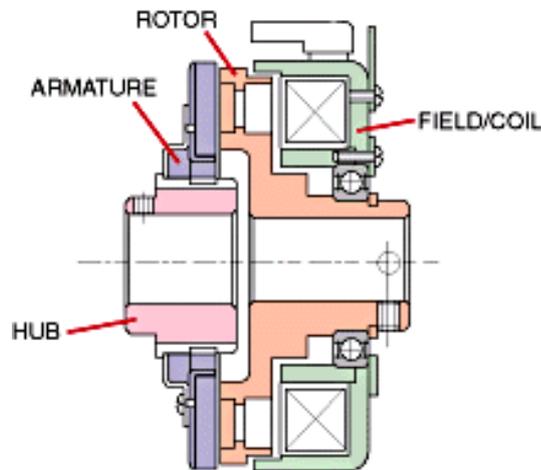


Figura 33 Sezione di una frizione elettromagnetica [21]

Il principio di funzionamento di tale elemento si basa sul campo magnetico che si genera nella bobina di rame quando questa è attraversata da corrente; in seguito alla magnetizzazione del rotore, esso attrae a sé l'armatura insieme al rivestimento in materiale di attrito, si genera quindi una forza di attrito che consente la trasmissione della coppia. Durante l'inserimento le superfici dell'innesto slittano tra loro, si riscaldano e si usurano. Raggiunto il sincronismo il carico raggiunge la stessa velocità del rotore e quindi l'innesto si comporta come un giunto torsionalmente rigido.

L'armatura e il rotore si disaccoppiano quando viene meno l'alimentazione e una molla di richiamo assicura che il rotore e l'armatura si separino.

La frizione scelta è Warner Electric© "SMF VAR 00-10" model, che fornisce una coppia massima di 7 Nm, che risulta notevolmente maggiore rispetto alla coppia trasferita dal motore. Si riportano di seguito le caratteristiche tecniche e il Cad 3D della frizione:

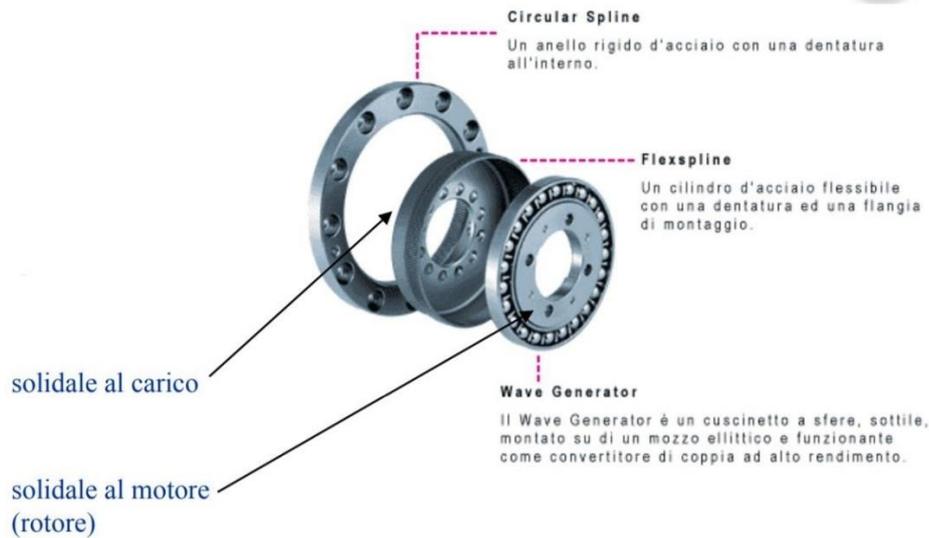


Figura 35 Componenti di un Harmonic drive [23]

Ogni harmonic drive è composto da tre parti distinte: il *wave generator*, la *flexspline* e la *circular spline* [23].

- Il *wave generator* è un cuscinetto a sfere, sottile, montato su un mozzo ellittico e funzionante come convertitore di coppia.
- La *flexspline* è un cilindro con una dentatura esterna e una flangia di montaggio.
- La *circular spline* è un anello rigido di acciaio con una dentatura all'interno.

Il wave generator è collegato all'albero motore, viene quindi usato come elemento d'ingresso mentre l'albero di uscita è collegato alla flexspline, che viene quindi usata come elemento di uscita del meccanismo.

La flexspline generalmente presenta due denti in meno rispetto alla circular spline e essa assume la forma ellittica grazie al wave generator che avvia il processo del riduttore; la zona di ingranamento tra flexspline e circular spline si trova su due punti posti in corrispondenza dell'asse maggiore dell'ellisse, e quindi tale zona di ingranamento si sposta insieme all'asse maggiore dell'ellisse ruotando il wave generator. Quando il generatore di deformazione avrà compiuto 180°, la flexspline sarà rimasta indietro di un dente rispetto alla circular spline; quindi ogni giro completo del wave generator la corona flessibile rimane già indietro di due denti indietro rispetto alla circular spline [23].



Figura 36 Principio di funzionamento di un Harmonic Drive [23]

Il rapporto di riduzione del riduttore armonico è calcolabile tramite la seguente formula [23]:

$$\text{Rapporto di trasmissione} = \frac{Z_{\text{flexibile spline}} - Z_{\text{circular spline}}}{Z_{\text{flexibile spline}}}$$

L'espressione sopra indicata rappresenta il rapporto di trasmissione esistente tra l'albero motore e l'albero condotto solidale all'anello flessibile. I tipici rapporti di trasmissione degli HD disponibili in commercio sono compresi tra 50:1 e 320:1 [24].

I vantaggi dei riduttori armonici sono [24]:

- Capacità di trasmettere alte coppie
- Geometria concentrica
- Leggerezza e design compatto
- Gioco assente
- Capacità di operare in entrambi i versi di rotazione

Gli svantaggi di tali sistemi sono [24]:

- Elevata deformazione
- Errore cinematico
- Vibrazione di risonanza
- Non linearità

Gli aspetti caratterizzanti tali sistemi sono quindi la semplicità costruttiva, infatti ci sono solo tre elementi, la capacità di trasmettere coppie elevate tra corona fissa ed anello flessibile in quanto vi sono sempre numerosi denti in presa e nella possibilità di generare la forma ellittica dell'anello utilizzando parecchi dispositivi come cuscinetti a rotolamento di forma ellittica, serie di pistoni comandati idraulicamente o pneumaticamente, sia dai campi magnetici, sia infine dei cuscinetti opportunamente sagomati in modo da ottenere una lubrificazione idrodinamica. Sono disponibili varie configurazioni di funzionamento infatti esistono applicazioni in cui la corona dentata è mobile mentre è fisso l'anello flessibile oppure applicazioni con generatore d'onda fisso e con tutti e tre gli elementi mobili.

4.5 Scelta del modello del riduttore

Il riduttore scelto appartiene alla serie FB, ed è costituito da quattro parti:

Wave generator

Flexspline

Circular Spline D (CSD)

Circular Spline S (CSS)

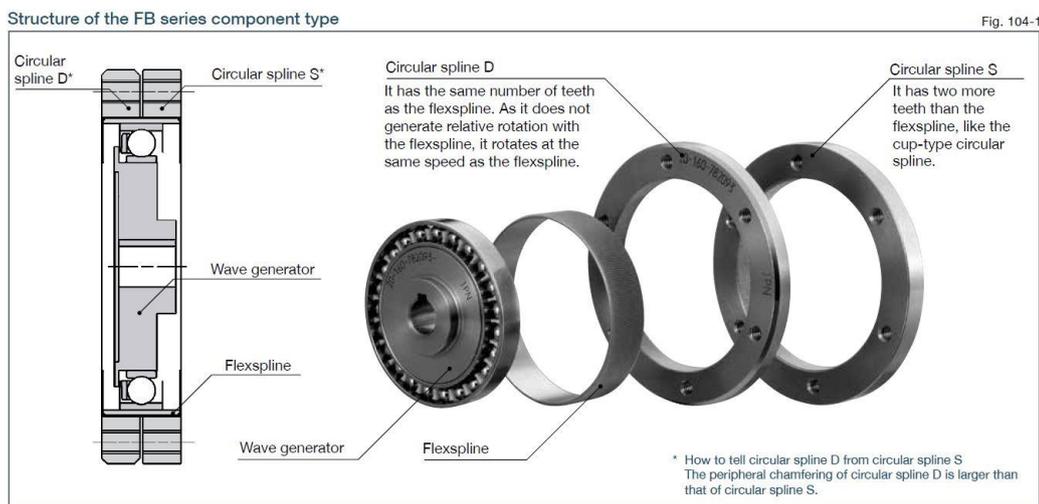


Figura 37 Struttura dell'Harmonic drive serie FB [25]

Al fine di determinare il modello di riduttore adatto all'applicazione in esame si è valutato il rapporto di trasmissione considerando come input il motore collegato al wave generator e come output il tronco collegato alla CSS.

La coppia in input al wave generator è quella nominale del motore Brushless, il cui valore da catalogo è pari a:

$$C_{motore} = 0.458 Nm$$

La coppia richiesta al riduttore in output è quella necessaria a coprire il 30% della coppia richiesta all'operazione di flessione e estensione del tronco; in particolare essendo presenti gli attuatori su entrambi i lati tale valore di coppia è pari alla metà totale:

$$C_{tr.lato} = 42 Nm$$

Si può quindi definire il rapporto di trasmissione, considerando unitario il rendimento del riduttore:

$$\tau = \frac{w_{in}}{w_{out}} = \frac{C_{out}}{C_{in}} = \frac{C_{tr.lato}}{C_{motore}} = \frac{42}{0.458} = 91.7$$

Questa tipologia di riduttori in base a quale degli elementi viene fissato può presentare le seguenti configurazioni di funzionamento:

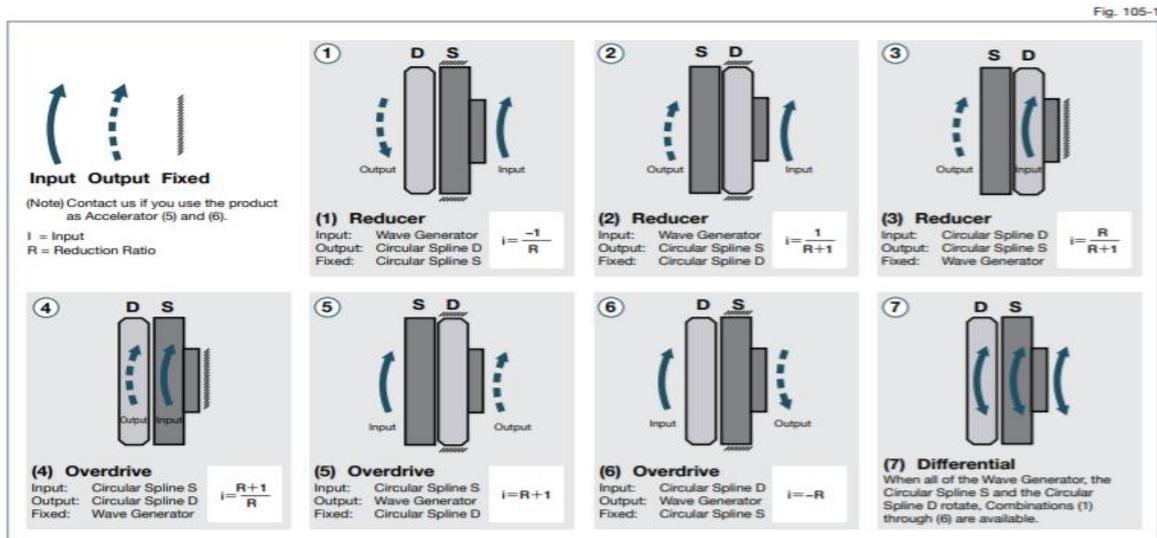


Figura 38 Possibili configurazioni di funzionamento del riduttore [25]

Il rapporto di riduzione R riportato nel catalogo è riferito alla configurazione 1 di Fig.38, nel caso in esame il rapporto di trasmissione τ , precedentemente calcolato, è riferito alla seconda configurazione di funzionamento di Fig.38, in cui l'output è rappresentato dalla circular Spline S e la circular Spline D è fissa, infatti viene fornita la coppia al tronco collegato alla CSS.

Quindi considerando la configurazione 2 di funzionamento, si ricava la relazione tra il rapporto di trasmissione τ calcolato e il rapporto di trasmissione R riportato nel catalogo:

$$\tau = R + 1$$

Quindi il rapporto di trasmissione R che deve fornire il riduttore deve essere:

$$R = \tau - 1 = 91.7 - 1 = 90.7$$

Si è scelto quindi come modello il size 25, essendo esso quello che garantisce un rapporto di trasmissione prossimo a quello richiesto; in particolare il modello selezionato garantisce un R = 100.

Rating table																Table 106-1	
Size	Ratio	Rated torque at 2000rpm		Repeated Peak Torque		Max. Average Load Torque		Max. Momentary Torque		Rated input rotational speed	Max. Input Speed (rpm)		Limit for Average Input Speed (rpm)		Moment of Inertia		
		Nm	kgfm	Nm	kgfm	Nm	kgfm	Nm	kgfm		Oil lubricant	Grease lubricant	Oil lubricant	Grease lubricant	I x10 ⁻⁴ kgm ²	J x10 ⁻⁴ kgm ²	
14	50	2.6	0.27	3.2	0.33	3.2	0.33	6.9	0.7	2000	6000	3600	4000	2500	0.033	0.034	
	88	4.9	0.5	7.8	0.8	7.8	0.8	15.7	1.6*								
	100	5.9	0.6	9.8	1.0	9.8	1.0	15.7	1.6*								
	110	5.9	0.6	9.8	1.0	9.8	1.0	15.7	1.6*								
20	50	14	1.4	18	1.8	18	1.8	34	3.5	2000	6000	3600	3600	2500	0.135	0.138	
	80	17	1.7	21	2.1	21	2.1	35	3.6								
	100	22	2.2	26	2.7	25	2.5	47	4.8								
	128	24	2.4	33	3.4	25	2.5	58	5.9								
	160	24	2.4	38	3.9	25	2.5	59	6.0*								
	50	23	2.3	30	3.1	30	3.1	54	5.5								
25	80	34	3.4	40	4.0	36	3.6	70	7.1	2000	5000	3600	3000	2500	0.36	0.37	
	100	39	4.0	52	5.3	52	5.3	91	9.3								
	120	39	4.0	61	6.2	61	6.2	94	9.6								
	160	39	4.0	76	7.8	61	6.2	86	8.8*								
32	50	44	4.5	60	6.1	60	6.1	108	11	2000	4500	3600	2500	2300	1.29	1.32	
	78	63	6.4	75	7.7	75	7.7	127	13								
	100	82	8.4	98	10	98	10	176	18								
	131	82	8.4	137	14	118	12	235	24*								
	157	82	8.4	157	16	118	12	235	24*								
40	50	88	9	118	12	118	12	216	22	2000	4000	3300	2000	2000	3.38	3.45	
	80	118	12	147	15	147	15	265	27								
	100	157	16	186	19	186	19	343	35								
	128	167	17	235	24	235	24	372	38*								
50	160	167	17	284	29	274	28	353	38*	1700	3500	3000	1700	1700	9.9	10	
	80	216	22	265	27	265	27	480	49								
	100	284	29	253	26	353	36	627	64								
	120	304	31	421	43	421	43	706	72*								
	160	304	31	510	52	490	50	666	68*								

* Torque value limited by ratcheting.
 (Note)
 1. Moment of inertia: $I = \frac{1}{4}GD^2$
 2. See "Engineering data" on Page 012 for details of the terms.

Figura 39 Tipologie di riduttori disponibili [25]

4.6 Dati per il dimensionamento meccanico dei componenti

I componenti da dimensionare sono il telaio posteriore, noto come *Back frame*, che è l'elemento che fornisce la coppia al tronco e il *Leg link* che è l'elemento che invece fornisce la coppia alle gambe. Il materiale scelto è una lega di Alluminio 6082 trafilata avente un Rp0.2 minimo uguale a 255MPa. [26]

Il dimensionamento viene fatto sul massimo valore di coppia del motore e del riduttore, cioè sul valore calcolato considerando come rapporto di trasmissione $R=100$ quindi quello massimo che può fornire il riduttore scelto; per calcolare tali valori si prendono quindi in considerazione le 2 configurazioni di funzionamento.

La configurazione 1 di Fig. 38 è quella in cui l'input è il Wave Generator e l'output è la CSD quindi quella collegata al leg link; in tale configurazione si calcola quindi la coppia massima agente sul leg link:

$$C_{leg,max} = |R \cdot C_{motore}| = 100 \cdot 0.458 Nm = 45.8 Nm$$

La configurazione 2 di fig.36 è quella in cui l'input è il Wave Generator e l'output è la CSS quindi quella collegata al telaio posteriore che fornisce la coppia al tronco; in tale configurazione si calcola la coppia massima agente sul tronco:

$$C_{tr.lato,max} = (R + 1) \cdot C_{motore} = (100 + 1) \cdot 0.458 Nm = 46.258 Nm$$

Il dimensionamento dei componenti è stato effettuato tramite la teoria di de Saint Venant e in seguito per validare i risultati ottenuti sono state effettuate delle simulazioni tramite il software Solidworks Simulation.

Nella prima fase di dimensionamento i vari componenti strutturali sono stati modellizzati come delle travi in cui la dimensione longitudinale risultasse preponderante rispetto alle altre dimensioni. Da questa prima fase si sono ottenute le dimensioni di massima dei vari componenti.

4.6.1 Caratteristiche di sollecitazione e convenzioni di segno

In tale paragrafo si precisano le convenzioni di segno adottate per il calcolo delle caratteristiche di sollecitazione. Tutti gli elementi analizzati vengono considerati come delle travi, infatti le dimensioni trasversali sono molto minori di quella longitudinale; inoltre si considera una terna di assi ortogonali x, y, z con l'origine coincidente con il baricentro della generica sezione. Noti quindi i carichi esterni agenti sul tronco della trave si calcolano le reazioni vincolari; infine si calcolano le caratteristiche di sollecitazione, indicando con:

- N , lo sforzo normale considerato positivo se di trazione
- T , con al pedice l'asse che ne indica la direzione, gli sforzi di taglio considerati positivi se la parte di trave che precede la sezione di taglio S tende ad alzarsi rispetto alla parte che segue;
- M_t il momento torcente
- M , con al pedice l'asse di rotazione, i momenti flettenti considerati positivi se sono compresse le fibre superiori e tese quelle inferiori

4.6.2 Dimensionamento telaio posteriore

Il telaio posteriore a livello di design meccanico è stato realizzato nel seguente modo:

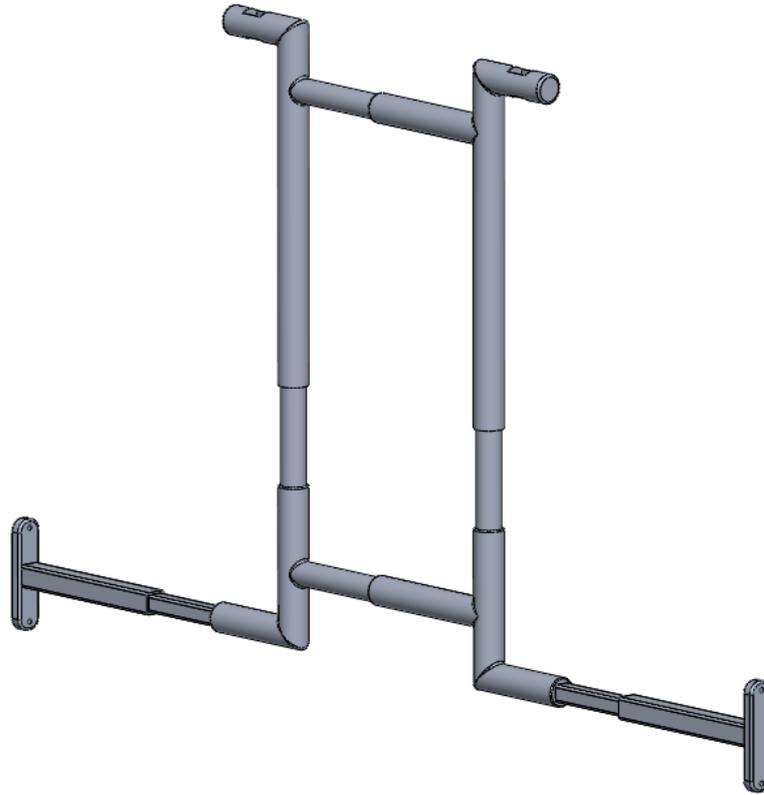


Figura 40 Design meccanico del Back-frame

La configurazione sopra riportata è quella di massima estensione della struttura che corrisponde alla condizione più critica dal punto di vista delle sollecitazioni in quanto presenta la rigidità minima.

La struttura è stata modellizzata vincolando tramite un incastro i due elementi alla base del telaio collegati al cinematismo articolato, che trasferisce la coppia dal gruppo di attuazione al telaio posteriore, e applicando in corrispondenza di ogni elemento collegato agli spallacci una forza pari a:

$$F = \frac{C_{tr.lato,max}}{L_{tr}} = \frac{46.258 \text{ Nm}}{0.486 \text{ m}} = 95.18 \text{ N}$$

Essendo:

- $C_{tr.lato,max}$ la coppia trasmessa da ogni motore al tronco
- L_{tr} la lunghezza del tronco

Tale struttura essendo vincolata da due incastri risultava iperstatica, allora sfruttando la simmetria geometrica e di carico della struttura si è studiata metà struttura essendo i risultati analoghi per l'altra parte della struttura. I due elementi centrali orizzontali che collegano la parte destra e sinistra della struttura non devono trasmettere carichi quindi il loro dimensionamento è stato direttamente effettuato successivamente tramite le simulazioni strutturali.

Si è quindi modellizzata la struttura nel seguente modo:

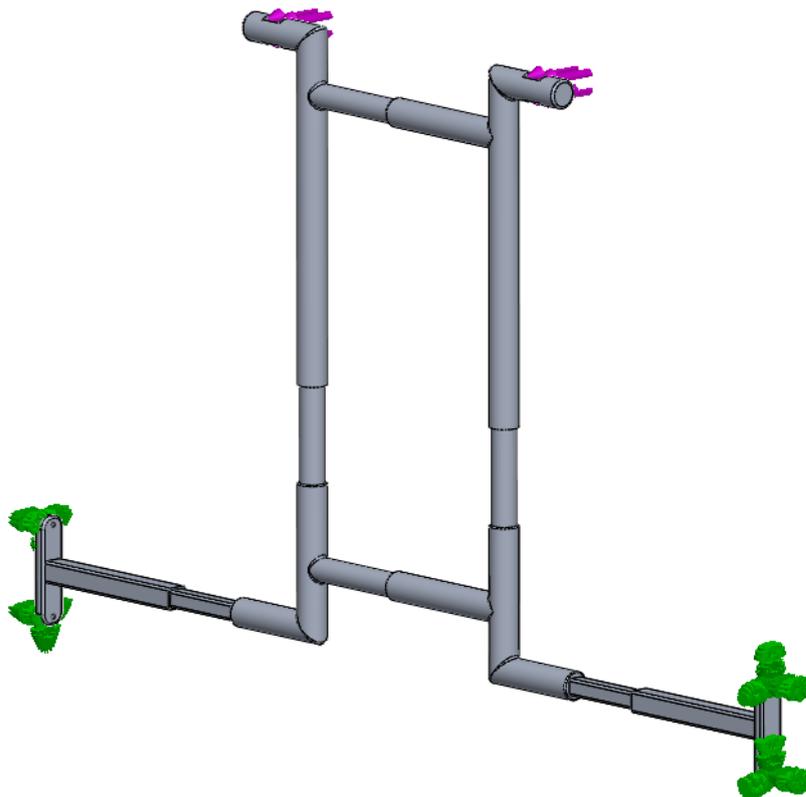
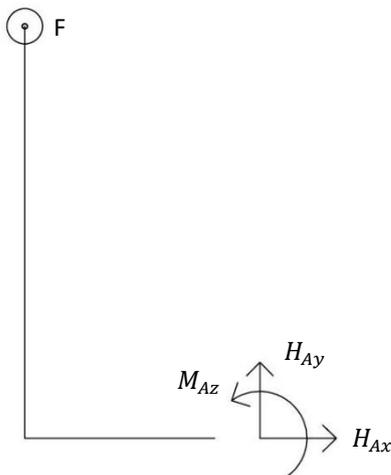


Figura 41 Modellizzazione del back-frame

Le frecce verdi rappresentano i vincoli mentre quelle viola rappresentano le forze trasmesse dagli spillacci alla struttura; si analizza quindi la parte destra della struttura che risulta

perfettamente analoga a quella sinistra in termini di carico e di geometria. Il carico, F , non giace sul piano contenente gli assi degli elementi che costituiscono la struttura risulta quindi necessario studiare la struttura sui 3 piani xy , zy e xz per mettere in evidenza tutte le componenti di sollecitazione.

Si considera un sistema di riferimento xyz con l'asse x avente la direzione dell'asse dell'elemento orizzontale in basso, indicato nella bollatura di fig. 28 con il numero 5. Nel piano xy le reazioni vincolari e quindi le caratteristiche di sollecitazione risultano nulle essendo la forza perpendicolare a tale piano.



$$H_{Ax} = 0$$

$$H_{Ay} = 0$$

$$M_{Az} = 0$$

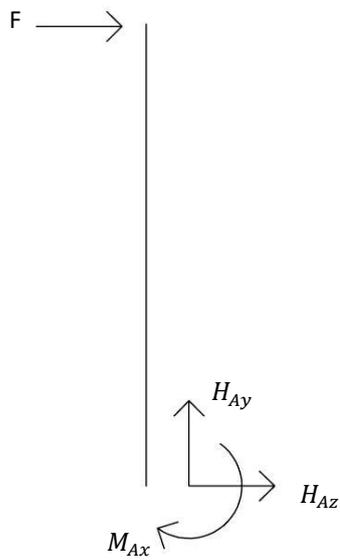
Quindi le caratteristiche di sollecitazione risultano nulle su tale piano:

$$N = 0$$

$$T_x = 0, T_y = 0$$

$$M_z = 0$$

Analizzando il piano yz si calcolano le reazioni vincolari e poi le caratteristiche di sollecitazione N , T_z e M_x ottenendo i seguenti risultati:



$$H_{Az} = -F$$

$$H_{Ay} = 0$$

$$M_{Ax} = -F \cdot L_{tr}$$

Quindi le caratteristiche di sollecitazione su tale piano risultano:

$$N = 0$$

$$T_z = -H_{Az} = F$$

$$M_x = -F \cdot L_{tr} + F \cdot x$$

Si riportano i diagrammi di sollecitazione relativi al piano yz.

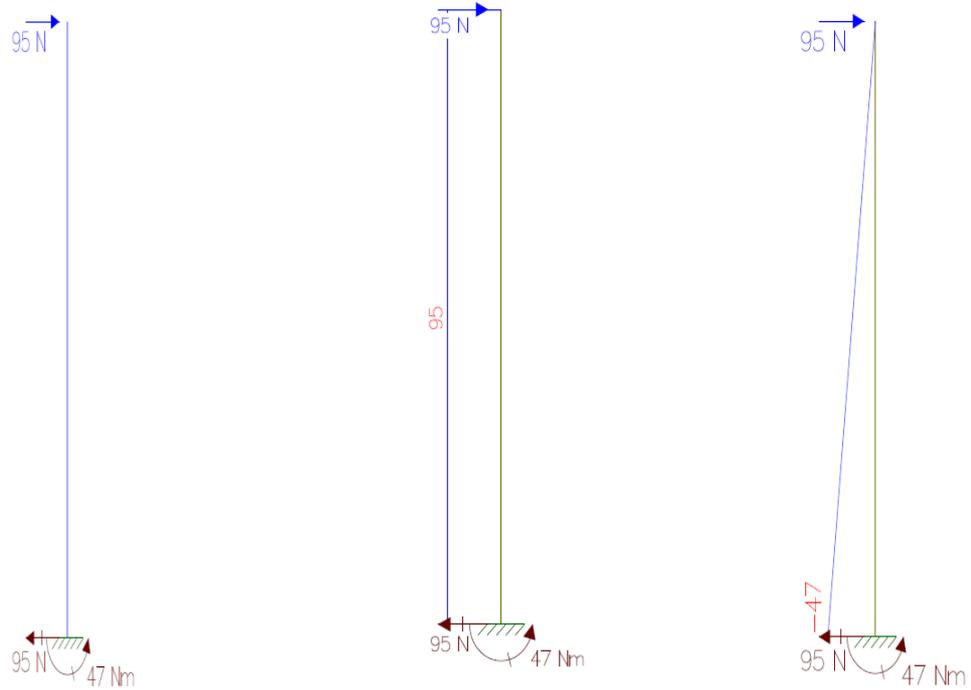
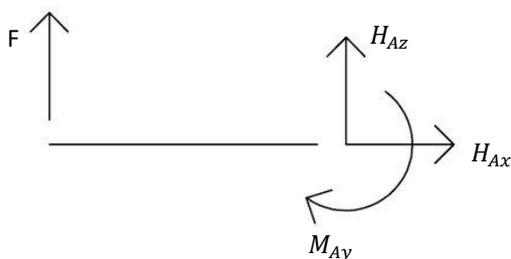


Figura 42 Caratteristiche di sollecitazione nel piano yz, sforzo normale N (a sinistra), sforzo di taglio T_z (al centro), momento flettente M_x (a destra)

Analizzando il piano xz si calcolano le reazioni vincolari e poi le caratteristiche di sollecitazione N , T_z e M_y , e indicando con $a = 0.310 \text{ m}$ la distanza tra l'incastro e il punto di applicazione della forza, si ottengono i seguenti risultati:



$$H_{Ax} = 0$$

$$H_{Az} = -F$$

$$M_{Ay} = -F \cdot a$$

Quindi le caratteristiche di sollecitazione su tale piano risultano:

$$N = 0$$

$$T_z = -H_{Az} = F$$

$$M_y = F \cdot a - F \cdot x$$

Si riportano i diagrammi di sollecitazione relativi al piano yz.

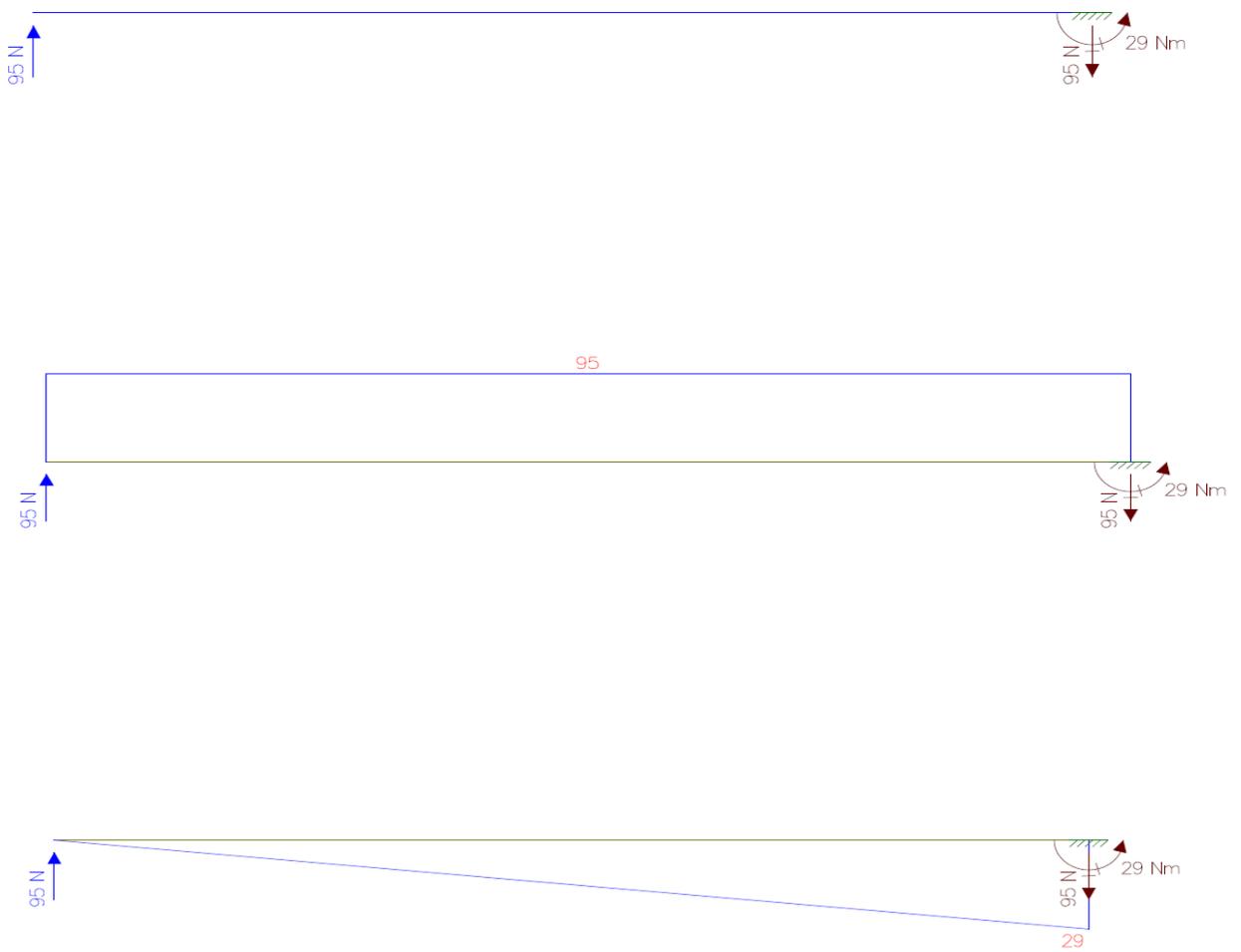


Figura 43 Caratteristiche di sollecitazione nel piano yz, sforzo normale N , sforzo di taglio T_z , momento flettente M_y (dall'alto verso il basso)

Inoltre la forza F genera un momento torcente costante in corrispondenza del tratto orizzontale pari a:

$$M_{tors,x} = F \cdot l = 95.18 \text{ N} \cdot 0.486 \text{ m} = 46.258 \text{ Nm}$$

Come si vede tale valore di coppia è quello trasmesso dal motore al telaio posteriore per garantire un ausilio all'operatore nel movimento di flessione ed estensione del tronco.

Note le caratteristiche di sollecitazione si procede quindi al calcolo delle tensioni in corrispondenza della sezione più sollecitata e poi al dimensionamento della struttura.

La struttura è costituita da elementi a sezione circolare pieni e cavi e da elementi a sezione quadrata; questi ultimi sono impiegati nel tratto orizzontale essendo questo quello che deve trasmettere la coppia in uscita dal motore al telaio posteriore.

Si inizia col dimensionare gli elementi a sezione circolare; tra questi l'elemento più sollecitato è quello in basso a L noto come *supporto_posteriore_parte_intermedia_dx* come indicato in fig. 28, in particolare la sezione più sollecitata è quella appartenente al tratto verticale in corrispondenza del quale si presenta il massimo valore di momento flettente pari a:

$$M_x = F \cdot l = 95.18 \text{ N} \cdot 0.486 \text{ m} = 46.258 \text{ Nm}$$

In tale tratto si ha soltanto il contributo del momento flettente, si calcola quindi la σ_{id} applicando il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{tors}^2} = \frac{M_x}{\pi \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{32 \cdot D}}$$

Confrontando tale valore con il limite di snervamento del materiale scelto e ipotizzando un coefficiente di sicurezza minimo C_s pari a 1.5 si calcolano le dimensioni del diametro esterno D e del diametro interno d.

$$\sigma_{id} = \frac{\sigma_s}{C_s}$$

Si assume inoltre che l'elemento a L cavo, noto come *supporto_posteriore_parte_superiore_dx* come indicato in fig. 28, in alto abbia le stesse dimensioni dell'elemento precedente; tale condizione risulta necessaria per garantire la regolazione telescopica della struttura e per assicurarne l'assemblaggio.

In seguito si calcola il diametro dell'elemento verticale pieno a sezione circolare, considerando che il diametro d deve essere uguale al diametro interno degli elementi circolari cavi per permettere la regolazione telescopica; trascurando il taglio T_z l'unica sollecitazione presente è il momento flettente M_x , il quale varia linearmente ma poiché la struttura presenta un'estensione variabile, a causa delle regolazioni, si assume come valore di riferimento quello massimo:

$$M_x = F \cdot l = 95.18 \text{ N} \cdot 0.486 \text{ m} = 46.258 \text{ Nm}$$

Si calcola quindi la σ_{id} applicando il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{tors}^2} = \frac{M_x}{\pi \cdot \frac{(d^3)}{32}}$$

In tal caso si considera l'effetto di intaglio, dovuto al passaggio dal diametro esterno D del tubo cavo al diametro d dell'elemento in esame; tale effetto determina infatti un incremento del campo di tensione nominale e quindi se ne tiene conto moltiplicando la σ_{id} per un fattore di concentrazione delle tensioni K_t ricavato da grafici in funzione dei due parametri D/d e r/d , con r raggio di raccordo.

Confrontando il prodotto della tensione nominale e del coefficiente K_t con il limite di snervamento del materiale scelto e ipotizzando un coefficiente di sicurezza minimo C_s pari a 1.5 si calcola il diametro d dell'elemento:

$$K_t \cdot \sigma_{id} = \frac{\sigma_s}{C_s}$$

Il calcolo sopra esposto risulta di tipo iterativo in quanto aumentando il diametro d dell'elemento pieno, si aumentano il diametro interno d del tubo e quindi bisogna verificarne la resistenza.

Gli elementi a sezione quadrata risultano uno pieno che costituisce insieme agli elementi a sezione circolare il *supporto_posteriore_parte_intemediata_destra*, come indicato in fig.28, e l'altro cavo, noto come *supporto_posteriore_parte_inferiore*, che risulta saldato a un elemento noto come *link_quadr_posteriore*. La regolazione telescopica per la larghezza del bacino è quindi ottenuta facendo scorrere l'elemento a sezione quadrata piena all'interno di quello a sezione quadrata cava.

Il quadro pieno va saldato con l'elemento a sezione circolare cava, in corrispondenza del *supporto_posteriore_parte_intemediata_destra*, quindi per assicurare un corretto montaggio si assume che esso sia inscritto nel cerchio interno del tubo circolare, quindi il lato risulti pari a circa $l = \sqrt{2} \cdot \frac{d}{2}$. Nota quindi la dimensione l del quadro pieno si sceglie a catalogo un quadro cavo avente dimensione interna pari ad l e spessore sufficiente a garantire una resistenza alle sollecitazioni.

Per verificare se la dimensione l risulti sufficiente a garantire una buona resistenza alle sollecitazioni si calcola la σ_{id} nel seguente modo:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{tors}^2}$$

Dove:

- $\sigma_f = \frac{M_x}{I^3}$ e $M_x = F \cdot a = 95.18N \cdot 0.314m = 29.8 Nm$ dove a rappresenta la distanza tra l'incastro e l'elemento circolare verticale, quindi individua la sezione del quadro pieno in cui M_x e quindi σ_f è massima.
- $\tau_{tors} = \tau_{tors,max} = \alpha \frac{Mt}{ab^2}$, dove $Mt = 46.258 Nm$ e il coefficiente α dipende dal rapporto $n = \frac{a}{b}$, in particolare nel caso in esame essendo una sezione quadrata $a = b$ e quindi α risulta uguale a 4.80. [27]

Confrontando il valore di σ_{id} con il limite di snervamento del materiale scelto e ipotizzando un coefficiente di sicurezza minimo C_s pari a 1.5 si valuta se la dimensione $l = \sqrt{2} \cdot \frac{d}{2}$ risulta sufficiente a soddisfare la relazione sotto riportata.

$$\sigma_{id} = \frac{\sigma_s}{C_s}$$

Il calcolo risulta di tipo iterativo in quanto bisogna aumentare il valore del diametro d fino ad ottenere il valore di l sufficiente.

Stabilita la dimensione l si sceglie quindi a catalogo un quadro cavo avente dimensione interna pari ad l e lo spessore s si determina calcolando la σ_{id} e confrontando tale valore con il limite di snervamento del materiale e ipotizzando un coefficiente di sicurezza pari a 1.5.

Si calcola la σ_{id} nel seguente modo:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{tors}^2}$$

Dove:

- σ_f si assume pari a quella del caso precedente adottando l'ipotesi conservativa che M_f sia costante e pari al valore massimo; tale ipotesi è giustificata considerando il fatto che la lunghezza dell'elemento cavo potrebbe variare in seguito alla sovrapposizione del pieno per la regolazione.
- $\tau_{tors} = \frac{Mt}{2\Omega s}$, tale formula vale per travi a sezione anulare con spessore abbastanza piccolo rispetto alle dimensioni della sezione; in tal caso quindi si assume che la tensione lungo la sezione sia approssimabile ad un valore costante pari al valore medio della tensione in corrispondenza della linea mediana tra il bordo interno e il bordo esterno della parete. [27]. Questa trattazione è nota come ipotesi di Bredt. In particolare nella formula sopra riportata Ω è l'area racchiusa dalla linea media della sezione e s è lo spessore nel punto in cui si calcola la tensione [27].

Confrontando il valore di σ_{id} con il limite di snervamento del materiale scelto e ipotizzando un coefficiente di sicurezza minimo C_s pari a 1.5 si determina lo spessore s del quadro a sezione cava.

$$\sigma_{id} = \frac{\sigma_s}{C_s}$$

4.6.3 Dimensionamento Leg Link

Il leg link a livello di design meccanico è stato realizzato nel seguente modo:

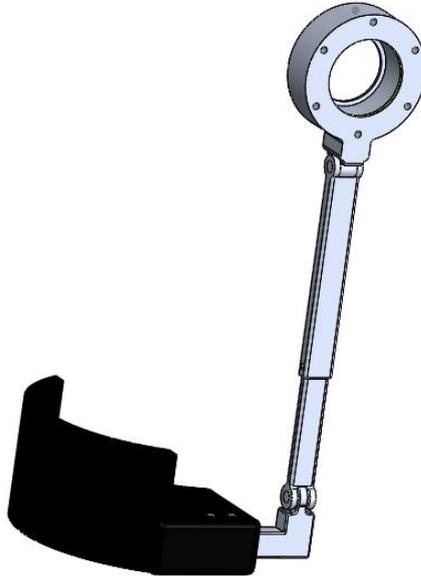


Figura 44 Design meccanico del leg-link

L'elemento circolare superiore, indicato nella bollatura di Fig. 25 con 1, è quello che si accoppia alla CSD dell'harmonic drive, l'elemento inferiore di forma semicircolare, indicato nella bollatura di Fig. 25 con 8, va collegato tramite uno strappo alla coscia dell'utente.

La struttura è stata modellizzata vincolando tramite un incastro l'elemento circolare da collegare alla CSD dell'harmonic drive e applicando in corrispondenza dell'elemento collegato alla coscia una forza pari a:

$$F = \frac{C_{leg,max}}{L_{leg}} = \frac{45.8 \text{ Nm}}{0.325 \text{ m}} = 140.92 \text{ N}$$

Essendo:

- $C_{leg,max}$ la coppia trasmessa dal gruppo di attuazione al leg link
- L_{leg} è la lunghezza dell'elemento leg link in configurazione completamente estesa

Inoltre è stata applicato un momento di trasporto $M_{tr,y}$ dovuto al fatto che la forza si ipotizza agente al centro dell'elemento circolare da collegare alla coscia e tale momento risulta pari a:

$$M_{tr,y} = F \cdot b = 140.92 \text{ N} \cdot 0.12 \text{ m} = 16.9 \text{ Nm}$$

Essendo:

- F la forza applicata in corrispondenza dell'elemento collegato alla coscia
- b è la distanza tra il punto di applicazione della forza, in corrispondenza dell'elemento da collegare alla coscia, e l'elemento verticale del leg link

Il leg link è stato quindi modellizzato nel seguente modo:

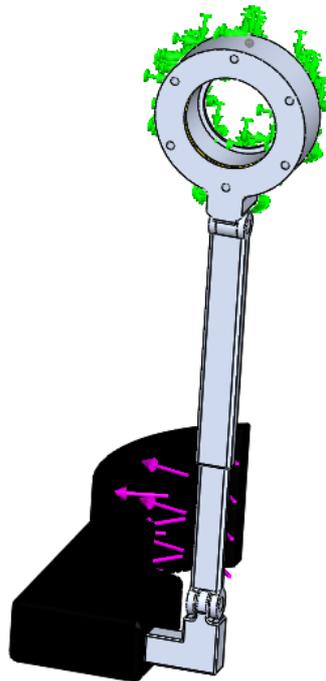
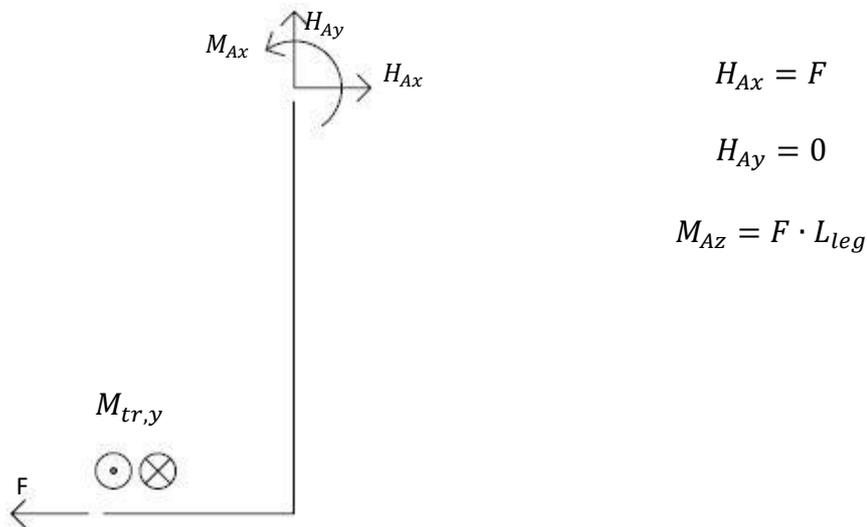


Figura 45 Modellizzazione del leg-link

Le frecce verdi rappresentano i vincoli mentre quelle viola rappresentano le forze trasmesse dall'utente al leg-link.

Considerando un SR xyz , avente l'asse x diretto lungo l'elemento indicato in Fig.25 con 7 e l'asse y diretto lungo l'elemento indicato in Fig.25 con 5, si è analizzata la struttura sui 3 piani xy , zy e xz , si sono calcolate le reazioni vincolari in corrispondenza dell'incastro e si sono infine calcolate le caratteristiche di sollecitazione.

Analizzando quindi la struttura nel piano xy si calcolano le reazioni vincolari e le caratteristiche di sollecitazione N , T_x , T_y e M_z .



Per il calcolo delle caratteristiche di sollecitazione in tale piano si sono effettuati due tagli, un primo taglio S1 in corrispondenza del tratto verticale e un secondo taglio S2 in corrispondenza del tratto orizzontale.

Nel tratto verticale le caratteristiche di sollecitazione risultano essere:

$$N = 0$$

$$T_x = H_{Ax} = F$$

$$M_z = F \cdot L_{leg} - F \cdot (L_{leg} - y)$$

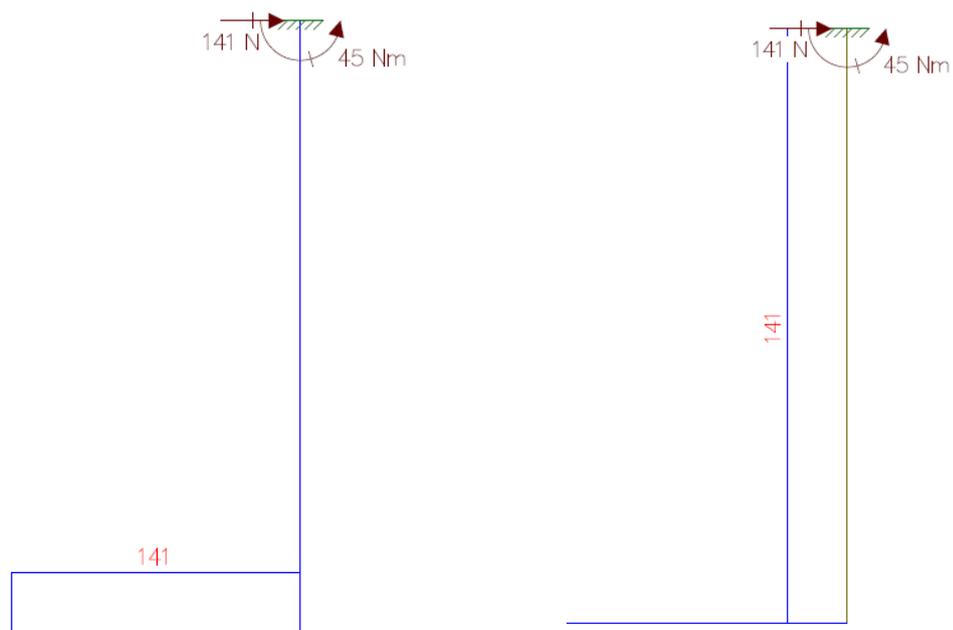
Nel tratto orizzontale le caratteristiche di sollecitazione risultano essere:

$$N = F$$

$$T_y = 0$$

$$M_z = 0$$

Si riportano di seguito i diagrammi di sollecitazione su tale piano:



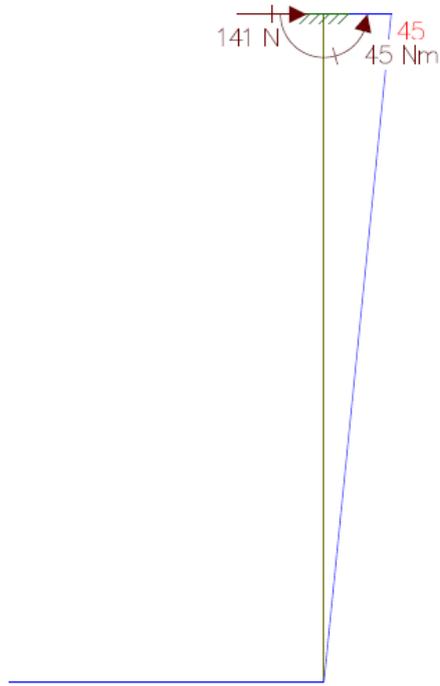
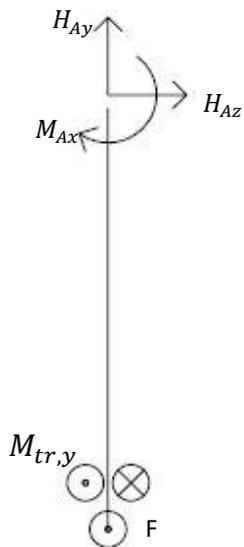


Figura 46 Caratteristiche di sollecitazione nel piano xy , sforzo normale N , sforzo di taglio T , momento flettente M (dall'alto verso il basso)

Nel piano zy la struttura risulta scarica e quindi sia le reazioni vincolari che le caratteristiche di sollecitazione risultano nulle.



$$H_{Az} = 0$$

$$H_{Ay} = 0$$

$$M_{Ax} = 0$$

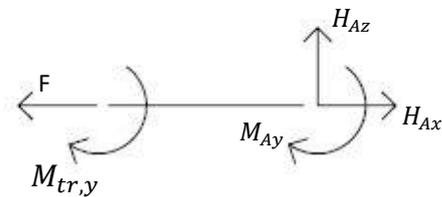
Quindi le caratteristiche di sollecitazione su tale piano risultano nulle:

$$N = 0$$

$$T_z = 0$$

$$M_x = 0$$

Si esamina infine la struttura nel piano xz e si calcolano quindi le reazioni vincolari e le caratteristiche di sollecitazione ottenendo i seguenti risultati:



$$H_{Ax} = F$$

$$H_{Az} = 0$$

$$M_{Ay} = -M_{tr,y} = -F \cdot b$$

Quindi le caratteristiche di sollecitazione su tale piano risultano:

$$N = F$$

$$T_z = 0$$

$$M_y = M_{tr,y} = F \cdot b$$

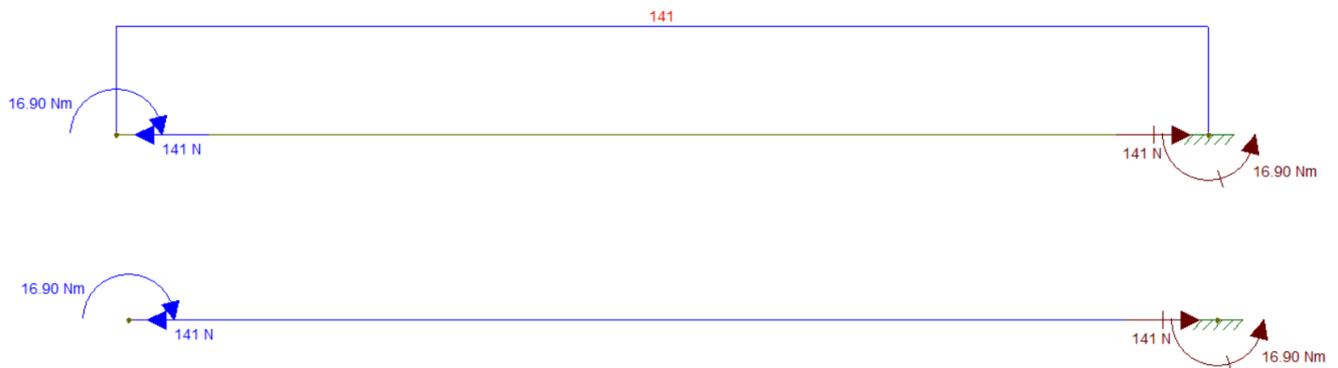




Figura 47 Caratteristiche di sollecitazione nel piano zy, sforzo normale N, sforzo di taglio T, momento flettente My (dall'alto verso il basso)

Note le caratteristiche di sollecitazione si procede quindi al calcolo delle tensioni in corrispondenza della sezione più sollecitata e poi al dimensionamento della struttura. La struttura è realizzata con elementi a sezione rettangolare e in particolare l'elemento in alto collegato alla corona circolare, indicato in Fig.25 con 3, è cavo quelli in basso, indicati in Fig.25 con 5 e 6, sono a sezione piena; tale scelta permette di realizzare una regolazione al fine di adattarlo a soggetti che vanno dal 5 percentile al 95 percentile totale.

I calcoli si sono effettuati considerando la struttura tutta estesa, essendo essa la configurazione corrispondente a una minore rigidità e quindi la condizione più gravosa per le sollecitazioni; esaminando le caratteristiche di sollecitazione si vede che la sezione più sollecitata è quella dell'elemento cavo in corrispondenza della corona circolare dove si presenta il massimo valore di momento flettente pari a:

$$M_z = F \cdot L_{leg} = 140.92 \text{ N} \cdot 0.325 \text{ m} = 45.8 \text{ Nm}$$

Essendo:

- F la forza applicata in corrispondenza dell'elemento collegato alla coscia
- L_{leg} la lunghezza dell'elemento leg-link in configurazione completamente estesa

In tale sezione si ha anche il contributo del momento torcente M_T che risulta pari al momento di trasporto della forza F, ipotizzando che essa agisce al centro dell'elemento circolare da collegare alla coscia e tale momento risulta pari a:

$$M_T = M_{tr,y} = F \cdot b = 140.92 \text{ N} \cdot 0.12 = 16.9 \text{ Nm}$$

Essendo:

- F la forza applicata in corrispondenza dell'elemento collegato alla coscia
- b è la distanza tra il punto di applicazione della forza, in corrispondenza dell'elemento da collegare alla coscia, e l'elemento verticale del leg link

In tale sezione si ha quindi il contributo del momento flettente e quello del momento torcente e si calcola quindi la σ_{id} applicando il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{tors}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_z}{\frac{(HB^3 - (H - 2s)(B - 2s)^3)}{6B}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_T}{2 \cdot \Omega \cdot s}\right)^2}$$

La τ_{tors} è stata calcolata tramite l'ipotesi di Bredt, secondo cui per le travi a sezione anulare aventi uno spessore della parete abbastanza piccolo rispetto alle dimensioni della sezione, si ipotizza che la tensione tangenziale sia approssimabile ad un valore costante pari al valore medio della tensione in corrispondenza della linea mediana tra il bordo interno e il bordo esterno della parete. La tensione media τ_{tors} in ogni punto dello spessore della parete si ipotizza costante e risulta essere [27]:

$$\tau_{tors} = \frac{M_T}{2 \cdot \Omega \cdot s}$$

Dove Ω è l'area racchiusa dalla linea media della sezione e s è lo spessore nel punto in cui si calcola la tensione τ_{tors} .

Confrontando il valore di σ_{id} con il limite di snervamento del materiale scelto e ipotizzando un coefficiente di sicurezza minimo C_s pari a 1.5 si calcolano le dimensioni esterne H e B e lo spessore della sezione:

$$\sigma_{id} = \frac{\sigma_s}{C_s}$$

Si assume inoltre che gli elementi, indicati in Fig.25 con 5 e 6, a sezione piena abbiano le stesse dimensioni della sezione interna dell'elemento precedente; tale condizione, verificata tramite i calcoli, risulta necessaria per garantire la regolazione telescopica della struttura e per assicurarne l'assemblaggio.

4.7 Dimensioni degli elementi strutturali ottenute tramite i calcoli con le ipotesi di de Saint Venant

Gli elementi che costituiscono il telaio posteriore alla luce dei calcoli effettuati tramite le ipotesi di de Saint Venant e tenendo conto delle esigenze di accoppiamento e montaggio presentano le seguenti dimensioni:

Elemento	Dimensioni (mm)
Tubo circolare	24 X 20
Elemento circolare pieno	20
Elemento quadro pieno	14 X14
Elemento quadro cavo	18 X18 e s=2

Tabella 5 Dimensioni degli elementi che costituiscono il Back-frame

Gli elementi che costituiscono il leg hanno le seguenti dimensioni:

Elemento	Dimensioni (mm)
Elemento rettangolare cavo	20 X 10 e s=1.5
Elemento rettangolare pieno verticale	17X7
Elemento rettangolare pieno orizzontale	17X7

Tabella 6 Dimensioni degli elementi che costituiscono il Leg – link

Le dimensioni finali dei singoli elementi sono riportate nel capitolo 5 nelle rispettive messe in tavola.

4.8 L'analisi a elementi finiti

L'analisi a elementi finiti è largamente impiegata nell'ambito dell'ingegneria meccanica per la soluzione di problemi di tipo strutturale, vibrazionale e termico; essa risulta particolarmente utile in quanto permette di analizzare oggetti anche di forma notevolmente complessa e può essere implementata con diversi livelli di accuratezza in modo da trovare un punto di equilibrio tra precisione dell'analisi e velocità di calcolo. Questo tipo di analisi viene usata dai progettisti già nella fase iniziale di generazione del prodotto, in quanto essa permette di evitare la costruzione di molti prototipi per l'affinamento del progetto ma si costruisce soltanto un prototipo per la verifica finale;

infatti durante le varie simulazioni viene effettuato un affinamento del progetto in modo che le caratteristiche del prototipo finale siano molto vicine a quelle del prodotto finale.

Le fasi per la realizzazione di un'analisi agli elementi finiti sono essenzialmente due:

- **Costruzione del modello matematico:** inizialmente si definisce il modello 3D dell'oggetto da analizzare, in tal caso la geometria dell'oggetto deve essere tale che il software di analisi riesca a generare la mesh attraverso un certo numero di elementi finiti; al fine di permettere la generazione di tale mesh in alcuni casi è necessario modificare la geometria CAD attraverso 3 operazioni: il **defeaturing** che consiste nell'eliminazione di alcune funzioni, quali smussi, raccordi esterni, che sono spesso trascurabili nell'analisi FEA e determinerebbero la costruzione di una mesh inutilmente complicata e un allungamento dei tempi di calcolo; tale operazione richiede elevate competenze tecniche nella selezione delle funzioni da escludere dall'analisi per evitare di falsare i risultati ottenuti; l'**idealizzazione**, che consiste nel creare una geometria astratta esclusivamente utilizzabile per l'analisi, ad esempio se un elemento ha una dimensione preponderante rispetto alle altre due esso può essere assimilato a un elemento di tipo trave avente le sue stesse proprietà geometriche; questa seconda operazione riduce notevolmente i tempi di calcolo in quanto facilita la costruzione della mesh; il **clean up** che riguarda invece la risoluzione dei problemi nella generazione della mesh legati alla qualità geometrica come ad esempio facce molto piccole e angoli molto stretti, che comporterebbero la creazione di un elevato numero di elementi finiti in un'area limitata. Una volta effettuate le precedenti operazioni è possibile generare correttamente la mesh del modello. Si completa quindi la creazione del modello matematico assegnando i carichi, i vincoli e selezionando il tipo di analisi da eseguire.
- **Costruzione del modello agli elementi finiti:** Tramite il processo di generazione della mesh il modello matematico viene suddiviso in elementi finiti, anche i carichi e i vincoli vengono discretizzati e una volta generata la mesh questi ultimi vengono

applicati ai nodi degli elementi finiti. Il software quindi passa alla risoluzione numerica dei vari sistemi algebrici per fornire le informazioni di interesse. Infine viene effettuata da parte del progettista la fase di post processing che nell'interpretazione dei risultati deve tenere conto delle semplificazioni introdotte nella costruzione del modello matematico, nella costruzione del modello agli elementi finiti e nella soluzione numerica del problema. [28]

4.9 Simulazioni strutturali

Dall'analisi strutturale effettuate tramite le ipotesi di de Saint Venant si sono ottenute delle dimensioni di primo tentativo per i vari componenti dell'esoscheletro; in questa prima fase al fine di rendere agevole la risoluzione della struttura si sono adottate alcune ipotesi semplificative:

- in corrispondenza del leg link non sono state considerate le cerniere che a causa della loro conformazione comportano zone con notevoli concentrazioni delle tensioni
- in corrispondenza dei vincoli sia il leg link che il back-frame presentavano geometrie particolari che invece sono state modellizzate come delle semplici sezioni di incastro
- si è trascurata la presenza di vari fori utilizzati come sedi dei vari collegamenti filettati, a causa dei quali si aveva invece un notevole incremento del campo di tensioni

Al fine quindi di validare i risultati ottenuti dai calcoli e tenere conto degli aspetti sopra elencati sono state svolte delle simulazioni strutturali di tipo statico tramite il software Solidworks.

Inoltre un altro obiettivo delle simulazioni era quello di ottenere le deformazioni che caratterizzavano la struttura sotto carico e valutare quindi se tali valori risultavano ammissibili per l'applicazione. Infine è stato possibile dimensionare alcuni elementi che

presentavano una geometria molto complessa impossibile da modellizzare tramite la trave di De Saint Venant.

4.9.1 Risultati della simulazione del tronco

Nel caso del telaio posteriore la struttura è stata modellizzata nel seguente modo:

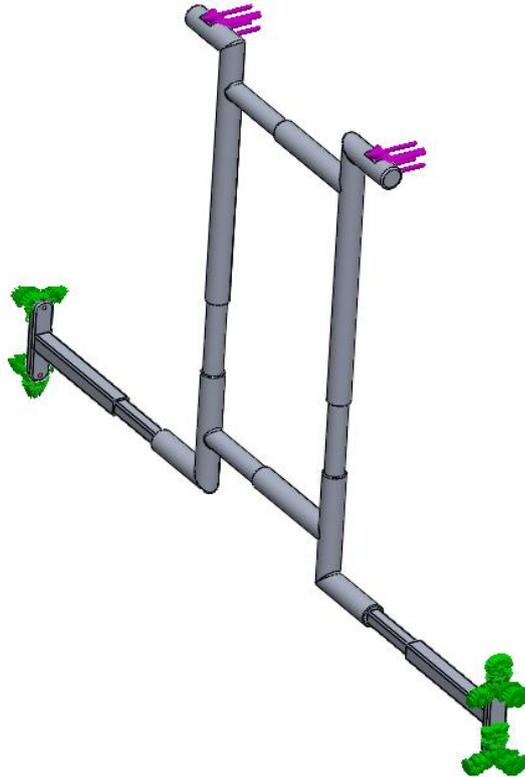


Figura 48 Modellizzazione del Back-frame

Nella modellizzazione si è quindi considerata la presenza di un incastro in corrispondenza della zona di collegamento con il cinematismo articolato, infatti la coppia di incastro risulta uguale alla coppia fornita gruppo di attuazione tramite il cinematismo, e la presenza di una forza applicata che risulta essere nella realtà quella che gli spallacci collegati all'utente trasferiscono alla struttura.

Si è quindi effettuata la mesh lasciando come dimensione quella automaticamente imposta dal solver e come tipo *mesh di elementi solidi*.

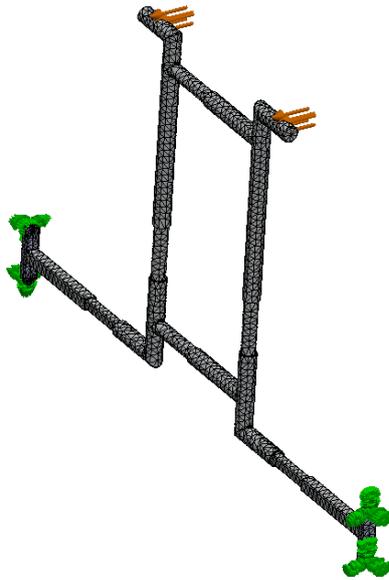


Figura 49 Mesh del back-frame

Si è infine eseguita l'analisi statica ottenendo i seguenti risultati:

- Sollecitazioni calcolate tramite l'ipotesi di Von Mises

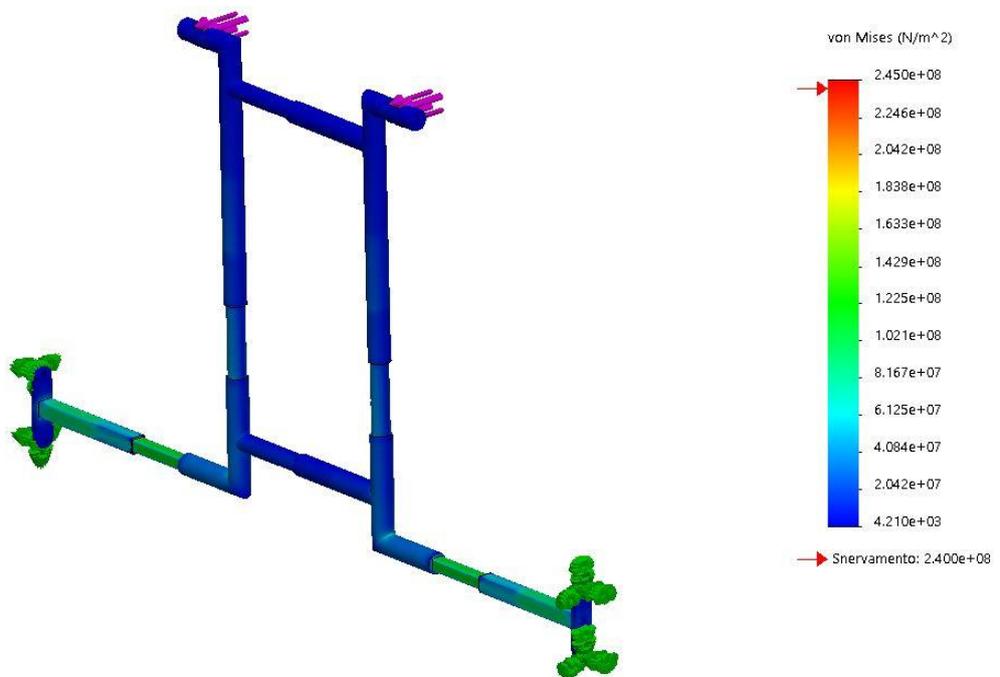


Figura 50 Distribuzione delle tensioni

Esaminando la distribuzione delle tensioni si osserva che tutti i punti della struttura presentano valori di tensione ben al di sotto della tensione di snervamento, quindi questo conferma i risultati ottenuti dai calcoli adottando come modello il solido di De Saint Venant. Per effettuare la simulazione si è scelta una lega di Alluminio avente un R_{p02} di 240 MPa essendo tale valore prossimo a quello del materiale effettivo di 255 MPa. Il coefficiente di sicurezza minimo della struttura è pari a 2 essendo la tensione massima pari a 123 MPa.

- Deformazioni

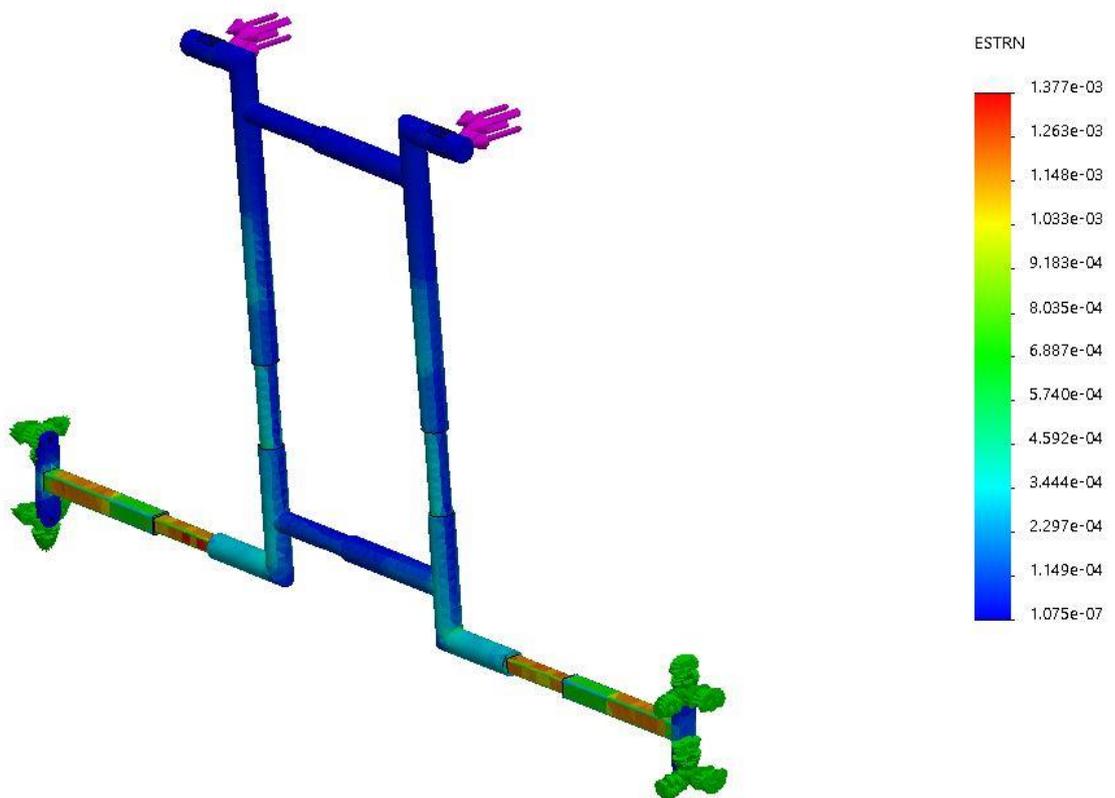


Figura 51 Deformazione del back-frame

I valori di deformazione che caratterizzano la struttura risultano contenuti e i valori maggiori si registrano in corrispondenza della sezione quadrata cava.

- Spostamento

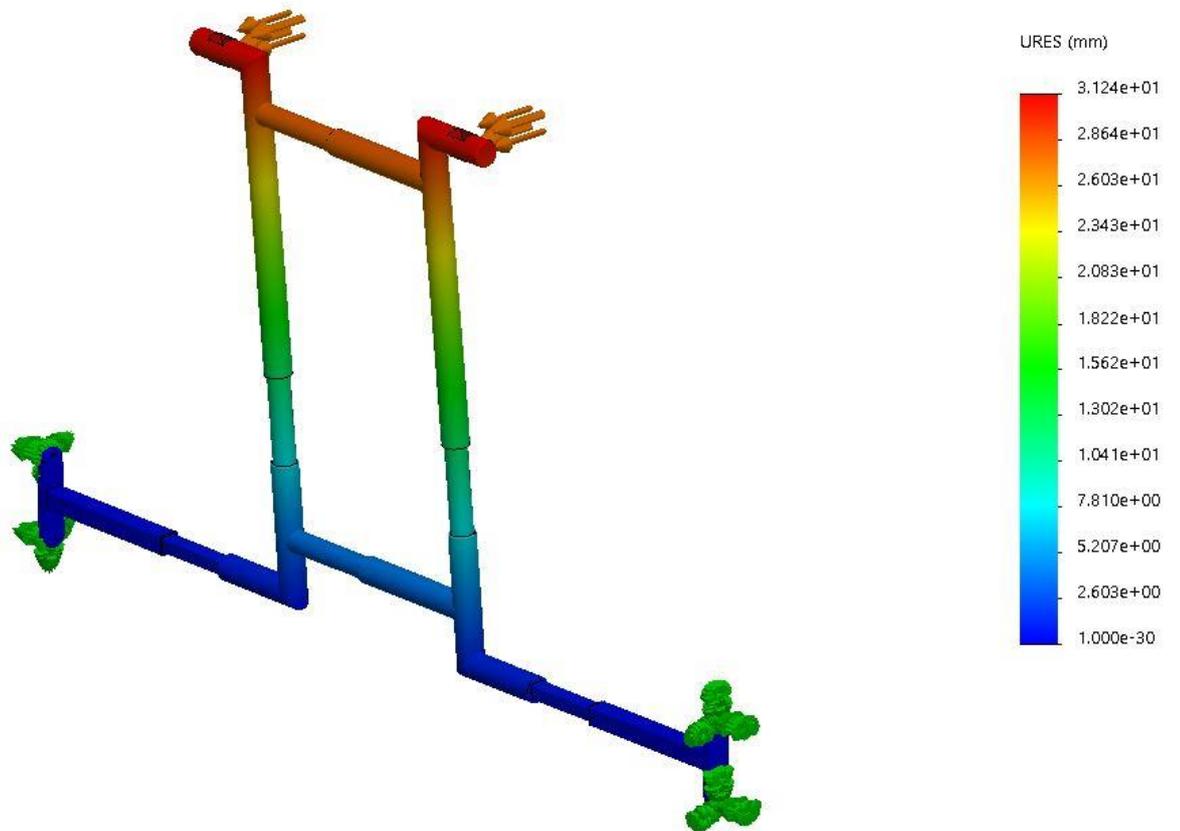


Figura 52 Distribuzione degli spostamenti

Lo spostamento massimo per l'intero modello è di 0.031 m e si registra in corrispondenza degli elementi da collegare agli spallacci.

4.9.2 Risultati della simulazione del Leg

Il leg link è stato modellizzato nel seguente modo:

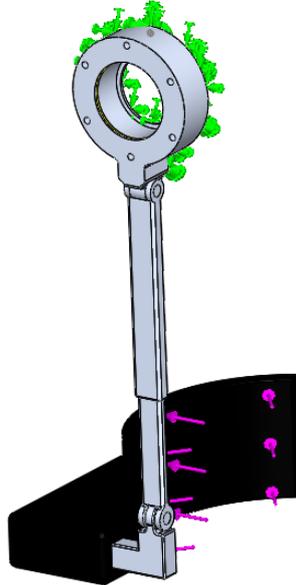


Figura 53 Modellizzazione del leg link

In corrispondenza della corona circolare collegata alla CSD dell'harmonic drive si è ipotizzato la presenza di un incastro indicato dalle frecce verdi invece in corrispondenza dell'elemento da collegare alla coscia si è applicata la forza trasmessa dalla coscia dell'utente, indicata dalle frecce viola.

Si è quindi effettuata la mesh analogamente al caso precedente, e si è assunto rigido l'elemento da collegare alla coscia; infatti tale elemento presenta un design meccanico di primo tentativo e quindi si potevano generare valori di deformazione che non rispecchiavano quelli reali andando quindi a falsare i risultati della simulazione.

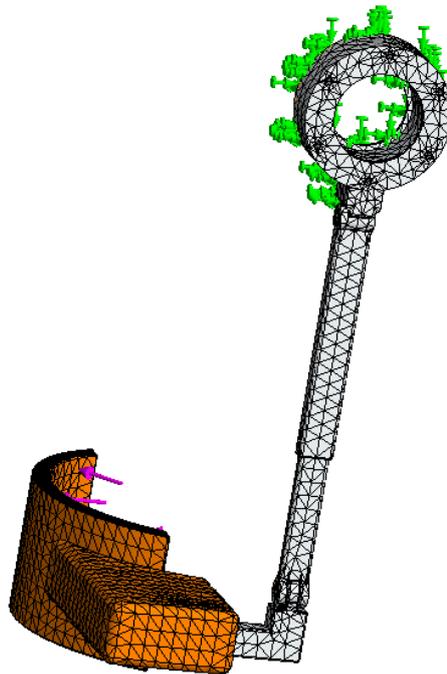


Figura 54 Mesh del leg link

Infine è stata eseguita l'analisi statica ottenendo i seguenti risultati.

In alcuni degli elementi è stato necessario aumentare le dimensioni della sezione rispetto a quelle determinate con l'analisi basata sul solido di De Saint Venant e introdurre opportuni raggi di raccordo in corrispondenza di zone geometricamente complesse che presentavano notevoli valori di tensioni; la dimensione e la disposizione di tali raccordi sono state determinate effettuando una serie di simulazioni fino al raggiungimento del risultato voluto in termini di tensioni e deformazioni; gli elementi che hanno richiesto un maggiore sforzo computazionale per il dimensionamento sono stati l'elemento a L della parte inferiore, indicato in Fig. 25 con 7, a causa della presenza della cerniera e l'elemento circolare in alto da collegare alla CSD dell'harmonic drive, indicato in Fig. 25 con 1. I particolari dei vari elementi, quali la dimensione e la disposizione dei raccordi, sono riportati nelle messe in tavola presenti nel successivo capitolo.

Si riportano quindi di seguito i risultati ottenuti con le dimensioni finali dei vari elementi:

- Sollecitazioni tramite l'ipotesi di Von Mises

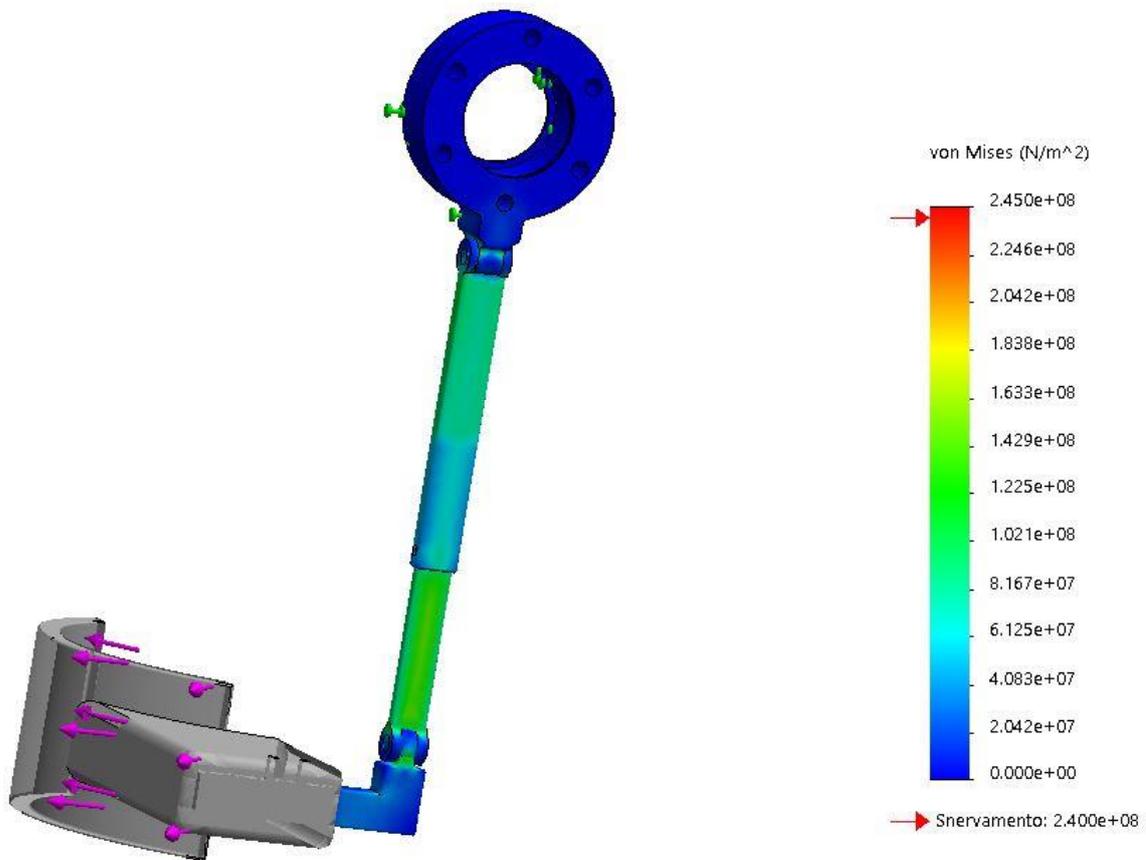


Figura 55 Distribuzione delle tensioni

Esaminando la distribuzione delle tensioni e i valori riportati sulla barra verticale a destra si nota che essi sono al di sotto del valore di snervamento; in particolare le zone caratterizzate dai maggiori valori tensione si trovano in corrispondenza delle cerniere a causa della geometria complessa che genera un incremento del campo di tensione. Partendo dalle dimensioni ricavate dai calcoli strutturali si sono effettuate diverse simulazioni al fine di ottenere le giuste dimensioni e la giusta disposizione dei raggi di raccordo nei vari elementi; in particolare per l'elemento a L in basso, indicato in Fig. 25 con 7, sono state aumentate le dimensioni della sezione rispetto a quelle iniziali e sono stati introdotti dei raccordi in corrispondenza della cerniera, per l'elemento circolare in alto da collegare alla CSD dell'harmonic drive, indicato in Fig. 25 con 1, si è aumentato lo spessore e si sono introdotti una serie di raccordi in corrispondenza della cerniera. Per effettuare la simulazione è stata

scelta una lega di Alluminio avente un Rp02 di 240 MPa essendo tale valore prossimo a quello del materiale effettivo di 255 MPa. Il coefficiente di sicurezza minimo della struttura è pari a 1.6 essendo la tensione massima pari a 163 MPa.

- Deformazioni

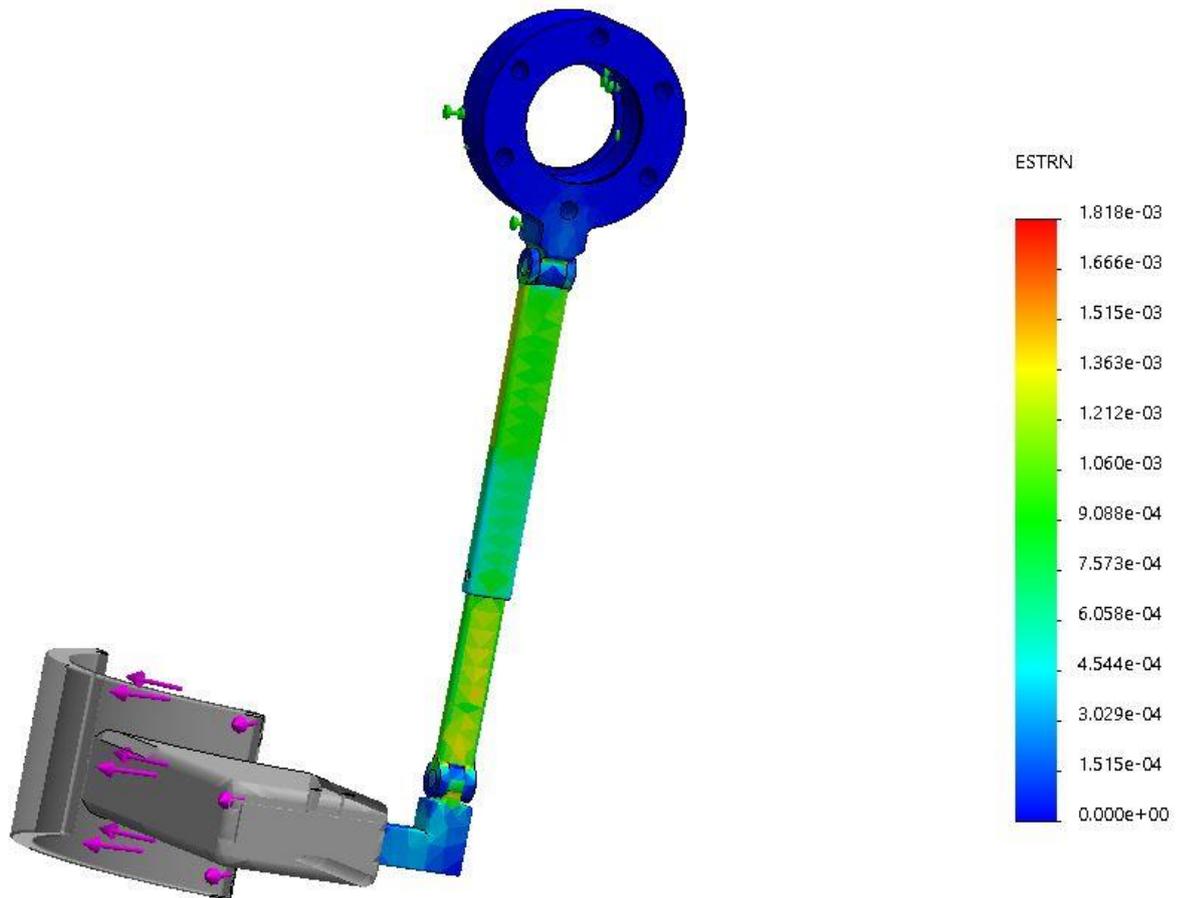


Figura 56 Deformazione del leg-link

I valori di deformazione che caratterizzano la struttura risultano contenuti e i valori maggiori si registrano in corrispondenza della cerniera inferiore dell'elemento a L in basso, vista la sua forma complessa che come precedentemente specificato determina un incremento del campo di tensioni.

- Spostamento

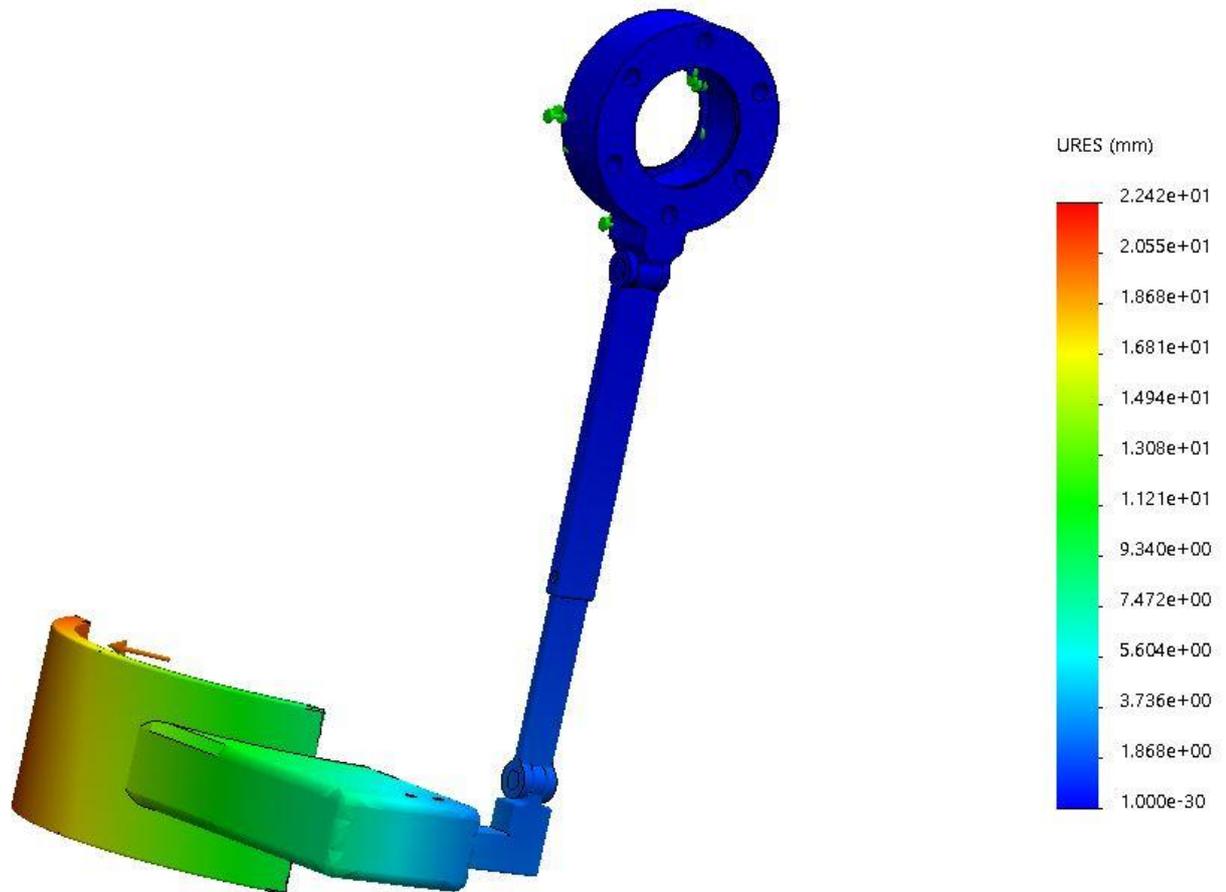


Figura 57 Distribuzione degli spostamenti

Lo spostamento massimo per l'intero modello è di 0.022 m e si registra in corrispondenza dell'elemento da collegare alla coscia; tale valore di spostamento è da considerare in relazione al fatto che il design meccanico di quest'ultimo elemento è di primo tentativo e quindi potrebbe presentare notevoli variazioni prima della realizzazione finale del prodotto.

4.10 Dimensioni finali degli elementi strutturali ottenute dalle simulazioni strutturali

Esaminando i risultati ottenuti dalle simulazioni strutturali si è visto che quasi tutte le dimensioni delle sezioni calcolate tramite le ipotesi semplificative del solido di De Saint Venant risultavano verificate; l'unico elemento che ha richiesto l'aumento di tali dimensioni è un elemento del leg link indicato in Fig.25 con 7; infatti in corrispondenza di esso è stata realizzata una cerniera che a causa della sua complessità ha determinato un notevole aumento della concentrazione delle tensioni.

Le dimensioni finali dei vari componenti determinati tramite la FEA risultano le seguenti:

Gli elementi che costituiscono il telaio posteriore presentano le seguenti dimensioni:

Elemento	Dimensioni (mm)
Tubo circolare	24 X 20
Elemento circolare pieno	20
Elemento quadro pieno	14X14
Elemento quadro cavo	18X18 s=2

Tabella 7 Dimensioni finali degli elementi strutturali del Back-frame

Gli elementi che costituiscono il leg link hanno le seguenti dimensioni:

Elemento	Dimensioni (mm)
Elemento rettangolare cavo	20 X 10 e s=1.5
Elemento rettangolare pieno verticale	17X7
Elemento rettangolare pieno orizzontale	20X14

Tabella 8 Dimensioni finali degli elementi strutturali del leg-link

Inoltre è possibile effettuare un confronto tra i valori massimi di tensioni ottenuti nel leg link e nel telaio posteriore, tramite i calcoli strutturali e tramite le simulazioni FEM.

- Telaio posteriore

$\sigma_{id,max}$ (MPa)	
Calcoli strutturali con ipotesi di de Saint Venant	Simulazioni FEM
154,64	123

Tabella 9 Confronto valori di tensione Back-frame

- Leg link

$\sigma_{id,max}$ (MPa)	
Calcoli strutturali con ipotesi di de Saint Venant	Simulazioni FEM
147,53	163

Tabella 10 Confronto valori di tensione leg link

Sia nel caso del leg-link che in quello del back-frame i valori di $\sigma_{id,max}$ calcolati in entrambi i modi risultano confrontabili.

Nel caso del back-frame il valore ottenuto dalla simulazione FEM risulta leggermente minore rispetto a quello ottenuto dai calcoli strutturali con le ipotesi di De Saint Venant. Questo può essere giustificato considerando che nel caso della simulazione si è tenuto conto della reale geometria dei vari componenti che presentano un elevato numero di raggi di raccordo che determinano un abbassamento dei valori massimi di tensione; inoltre nel caso invece dei calcoli strutturali, essendo delle travi a sezione rettangolare, la distribuzione della tensione tangenziale dovuto alla torsione, non è ricavabile tramite soluzione analitica come nel caso delle travi a sezione circolare ma è stata calcolata tramite un modello di calcolo basato sull'analogia idrodinamica che comportava un'ulteriore semplificazione rispetto alle condizioni di lavoro reali, essendo un metodo semiempirico [27]. Il modello di calcolo adottato per la tensione tangenziale è $\tau_{tors} = \tau_{tors,max} = \alpha \frac{Mt}{ab^2}$, dove il coefficiente α dipende dal rapporto $n = \frac{a}{b}$, in particolare nel caso in esame essendo una sezione quadrata $a = b$ e quindi α risulta uguale a 4.80.

Nel caso del leg link la $\sigma_{id,max}$ calcolata tramite la simulazione FEM risulta leggermente maggiore rispetto a quella calcolata tramite calcoli strutturali con le ipotesi di De Saint Venant; ciò è giustificabile considerando la notevole complessità geometrica degli elementi strutturali, di cui non si è potuto tenere conto nel caso dei calcoli strutturali, assimilando semplicemente gli elementi a delle travi. I valori massimi di tensione nel caso della simulazione si riscontrano in corrispondenza delle cerniere, la cui forma geometrica comporta una notevole diminuzione della sezione resistente e una distribuzione delle tensioni diversa rispetto a quella proposta dal modello di De Saint Venant. Questi elementi nel caso dei calcoli strutturali tramite le ipotesi di De Saint Venant non sono stati considerati e la sezione degli elementi è stata assunta costante.

4.11 Piastra di supporto

La piastra di supporto garantisce il corretto assemblaggio dei vari componenti motore, frizione, Harmonic Drive e cuscinetti e svolge anche una funzione di supporto.

Dal punto di vista del design meccanico la piastra è stata realizzata nel seguente modo:

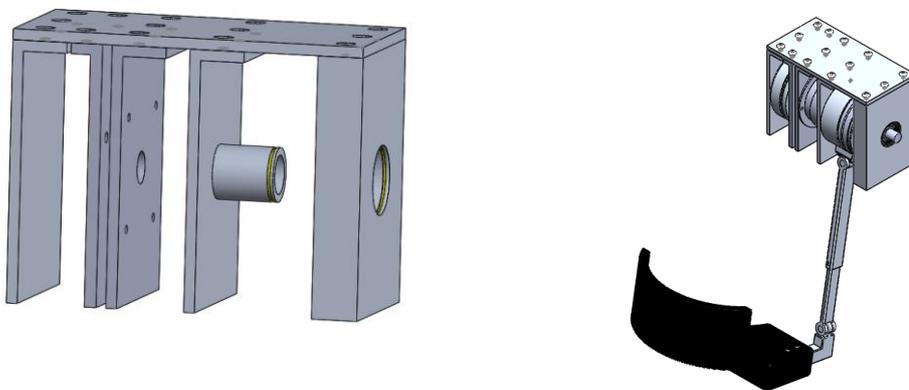


Figura 58 Piastra di supporto e piastra di supporto assemblata con i componenti

È costituita da una piastra orizzontale superiore a cui sono collegate tramite elementi filettati le piastre verticali che servono per il sostegno dei vari componenti meccanici. I componenti meccanici sono collegati alla piastra verticale tramite viti. I fori della piastra superiore

orizzontale presentano una forma di asola per garantire l'assemblaggio anche nel caso di piccoli errori dimensionali. Le reazioni che si scaricano sul leg link e sul telaio posteriore vengono ricondotte alla piastra tramite i cuscinetti che sono alloggiati nelle apposite sedi ricavate nelle piastre verticali adibite al loro supporto; tramite la piastra orizzontale tali reazioni giungono alla cintura e si scaricano su di essa.

Si riporta di seguito la vista in sezione della piastra assemblata, al fine di presentare la disposizione dei vari componenti.

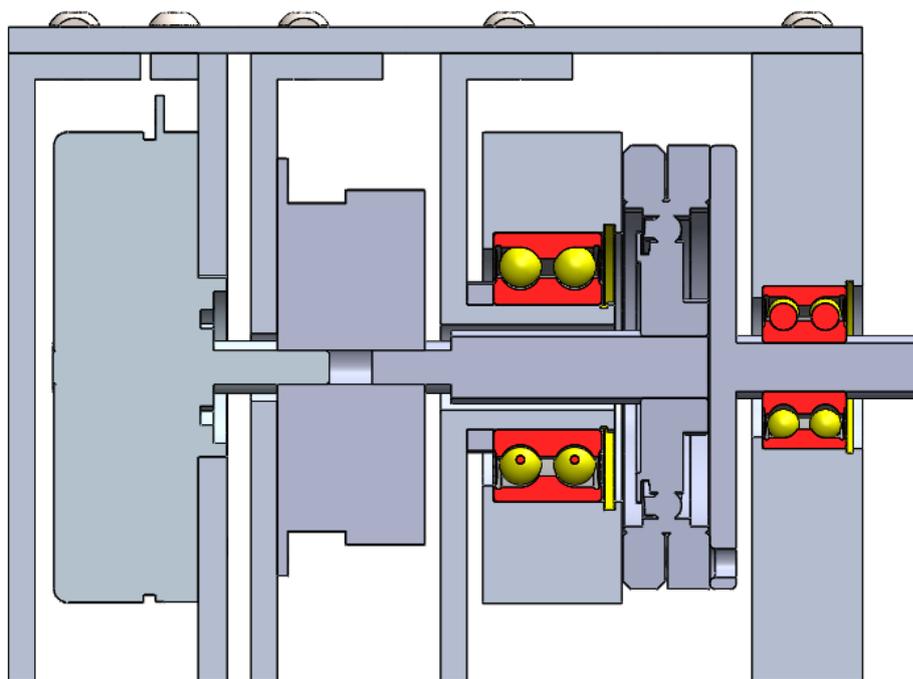


Figura 59 Sezione della piastra di supporto con i componenti

Per il montaggio della piastra si procede nel seguente modo: dapprima si montano i componenti sulle corrispettive piastre verticali tramite bulloni, si accoppiano poi tra di loro i vari componenti fissando ogni piastra verticale sulla rispettiva sede della piastra orizzontale e infine la piastra con i componenti viene collegata al bacino dell'operatore. Le dimensioni delle sedi di accoppiamento delle piastre verticali con i rispettivi componenti sono ricavate dai cataloghi di ogni elemento meccanico.

4.12 Cuscinetti volventi

I cuscinetti volventi sono elementi la cui funzione è quella di supportare e guidare elementi di macchina rotanti o oscillanti come ad esempio alberi e trasferire carichi tra i vari componenti di macchina; tali funzioni devono essere svolte minimizzando l'attrito il livello di rumorosità e la generazione di calore. Nel caso in esame vengono impiegati due cuscinetti montati come riportato in Fig.60:

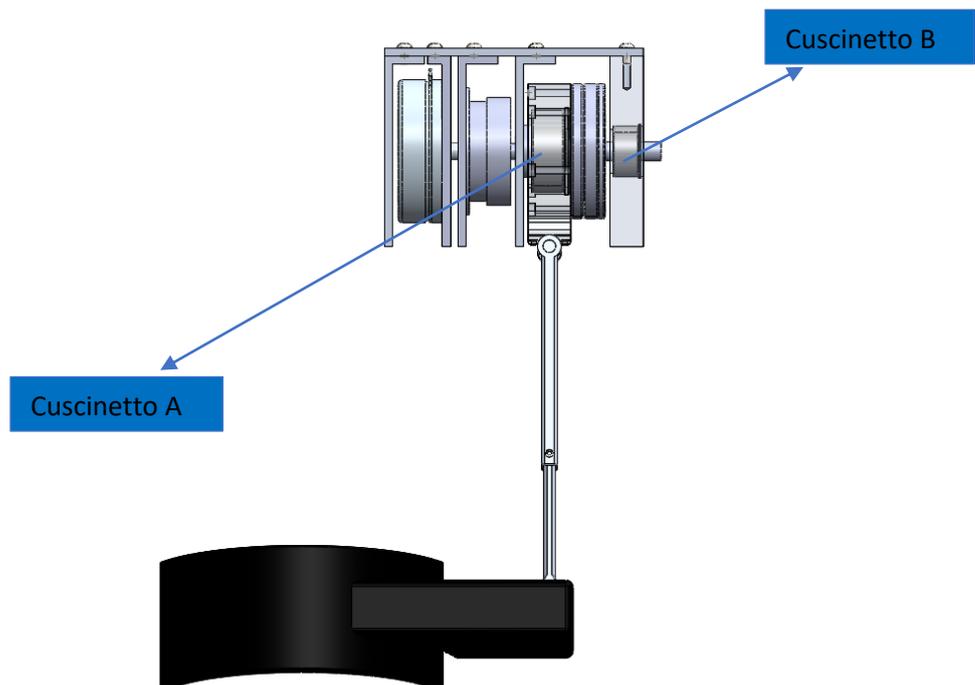


Figura 60 Cuscinetti del gruppo di attuazione

Il cuscinetto A ha la funzione di collegamento del leg link alla piastra e supporta i carichi provenienti dal leg link che si scaricano quindi sulla piastra di supporto. Il cuscinetto B supporta invece i carichi provenienti dal back frame. Entrambi i cuscinetti sono bloccati nelle apposite sedi tramite anelli DIN 471 e DIN 472.

I cuscinetti scelti sono entrambi obliqui a due corone di sfere in quanto tale tipologia permette di supportare carichi radiali e assiali che agiscono in entrambe le direzioni, possono supportare momenti di ribaltamento e rispetto ai cuscinetti a una corona di sfere con disposizione a O

occupano meno spazio assiale [29]; proprio l'ultima caratteristica, che rispetta la nostra esigenza di progetto di minimizzare gli ingombri assiali, è quella che ha determinato la scelta di questo tipo di cuscinetti. Tra le varie tipologie di cuscinetti a doppia corona di sfere obliqui si sono scelti quelli della serie 2RS1 che sono dotati di dispositivi di protezione su ambo i lati e quindi sono lubrificati a vita e esenti da manutenzione e sono riempiti con uno dei grassi riportati nella tabella seguente:

tabella 1 - Specifiche tecniche per i grassi standard e speciali di SKF per cuscinetti obliqui a due corone di sfere con dispositivo di protezione

Grease	Temperature range ¹⁾					Thickener	Base oil type	NLGI consistency class	Base oil viscosity [mm ² /s]	
	-50	0	50	100	150				200	250 °C
GJN	█	█	█	█	█	Polyurea soap	Mineral	2	115	12,2
MT33	█	█	█	█	█	Lithium soap	Mineral	3	100	10
VT113	█	█	█	█	█	Lithium complex	Mineral paraffinic	3	113	12,1
WT	█	█	█	█	█	Polyurea soap	Ester	2-3	70	9,4
GWF	█	█	█	█	█	Diurea	Synthetic SHC/ether	2-3	67,5	9,6
GE2	█	█	█	█	█	Lithium soap	Synthetic	2	25	4,9

-60 30 120 210 300 390 480 °F

1) Fare riferimento al concetto di semaforo SKF

Figura 61 Specifiche tecniche per i grassi per cuscinetti obliqui a due corone di sfere [30]

4.12.1 Dimensionamento dei cuscinetti

Le dimensioni dei cuscinetti sono state scelte in base al carico statico che il cuscinetto può supportare seguendo la procedura indicata nel catalogo SKF [31]. Si è quindi proceduto al calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto secondo la seguente formula:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a$$

dove:

P_0	Carico statico equivalente sul cuscinetto [kN]
F_a	Carico assiale [kN]
F_r	Carico radiale [kN]
Y_0	Fattore di calcolo ricavabile da tabella di prodotto

Figura 62 Grandezze per il calcolo del carico statico equivalente

I dati necessari al calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto si ricavano dalle caratteristiche dei vari prodotti.

Nota P_0 si calcola quindi il fattore di sicurezza statico s_0 dato da:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

dove:

s_0	=	fattore di sicurezza statico
C_0	=	coefficiente di carico statico [kN]
P_0	=	carico statico equivalente sul cuscinetto [kN]

Figura 63 Parametri per il calcolo del fattore di sicurezza statico [31]

I valori ottenuti si confrontano quindi con i valori di riferimento per il fattore di sicurezza statico per cuscinetti a sfere:

tabella 1 - Valori di riferimento per il fattore di sicurezza statico s_0 – per carichi continui e/o occasionali – cuscinetti a sfere

Certezza del livello di carico	Movimento continuo			Movimento poco frequente
	Accettazione deformazione permanente			Accettazione deformazione permanente
	Sì	Alcuni	No	Sì
Elevata certezza Ad esempio, carichi gravitazionali e nessuna vibrazione.	0,5	1	2	0,4
Bassa certezza Per esempio, carichi di picco.	$\geq 1,5$	$\geq 1,5$	≥ 2	≥ 1

Figura 64 Valori di riferimento per il fattore di sicurezza statico [31]

Cuscinetto A

Il cuscinetto A supporta il leg link e quindi su di esso si scaricano i carichi relativi a tale elemento; inoltre supporta anche il peso del leg link, metà peso della frizione e del riduttore e la forza assiale generata da quest'ultimo. Inoltre in tal caso il diametro interno del cuscinetto deve essere uguale a quello dell'elemento cilindrico della piastra verticale su cui si monta il cuscinetto, quello esterno deve invece essere uguale a quello della corona circolare collegata al leg link.

Il carico radiale effettivo F_r agente sul cuscinetto A risulta quindi dato da:

$$F_r = F_{leg} + \left(m_{leg} + \frac{m_{HD} + m_f}{2} \right) \cdot g = \left(140,92 + \left(1,6 + \frac{0,5 + 0,5}{2} \right) \cdot 9,81 \right) N = 161,6 N$$

Dove:

- F_{leg} è la forza che l'utente trasmette al leg link ed è stata definita e calcolata nel paragrafo dimensionamento leg link
- Le masse m_{leg} , m_{HD} e m_f sono rispettivamente le masse del leg link, della dell'harmonic drive e della frizione.

Tutte le masse sono state prese dai loro relativi cataloghi [22] [32] ad eccezione di quella del leg link che invece è stata calcolata tramite la funzione di Solidworks Valutare-> Proprietà di Massa.

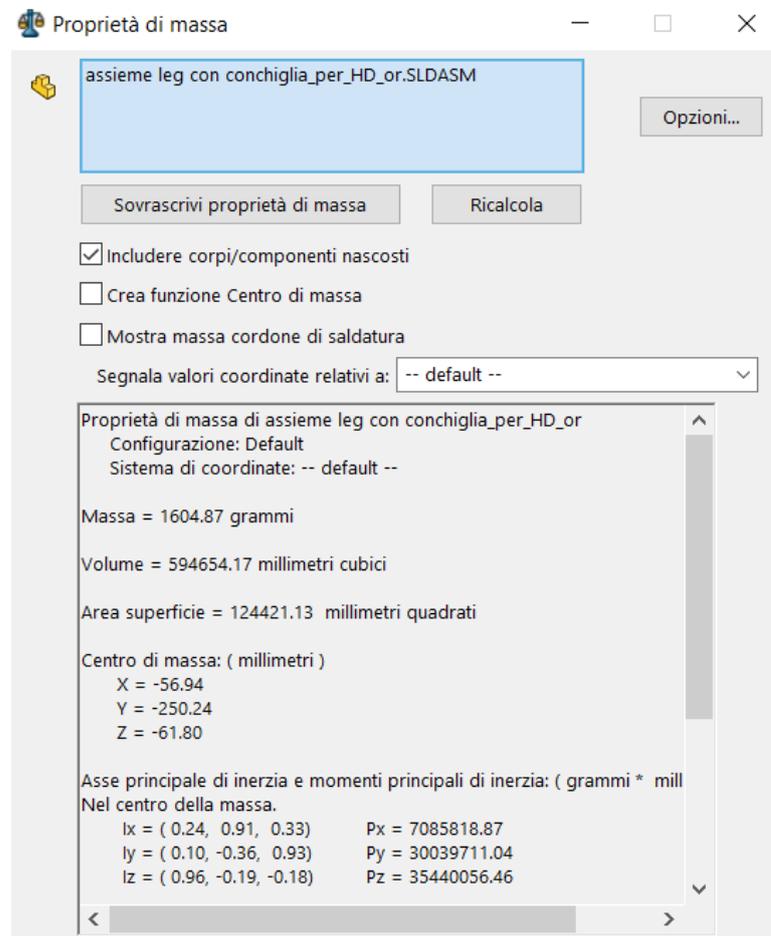


Figura 65 Proprietà di massa del leg link ricavate da Solidworks

Il materiale assunto è una lega di alluminio 6082, che è anche il materiale scelto anche per la costruzione degli altri componenti.

La forza assiale agente sul cuscinetto A è quella generata dall'harmonic drive; infatti quando l'harmonic drive è usato per accelerare il carico la deflessione della flexspline porta a una forza assiale agente sul Wave Generator che agisce nella direzione dell'estremità chiusa della flexspline, quando invece il riduttore è usato per decelerare un carico una forza assiale agisce per spingere fuori il wave generator dalla Flexspline.

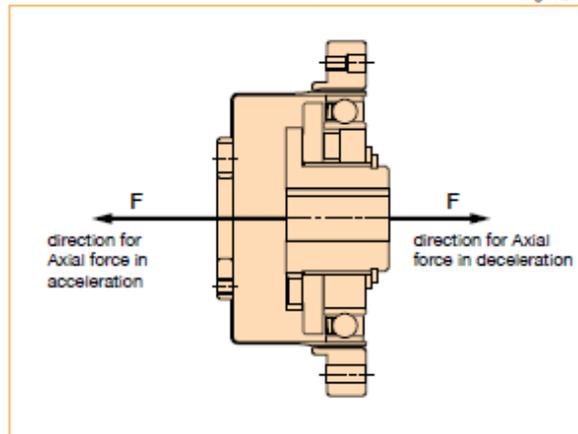


Figura 66 Direzione della forza assiale del riduttore [25]

A causa quindi di tali componenti assiali di forza il cuscinetto A deve reggere forze assiali in entrambi i sensi. Per il calcolo della forza assiale viene utilizzata una formula fornita da catalogo [25] in base al rapporto di riduzione del riduttore:

$$F_{HD} = 2 \cdot \frac{T}{D} \cdot 0.07 \cdot \tan 20^\circ = 2 \cdot \frac{46.258}{25} \cdot 0.07 \cdot \tan 20^\circ = 0.094 \text{ N}$$

Dove:

- F_{HD} è la forza assiale in Newton
- T è la coppia in uscita
- D è la dimensione dell'HD

Allora la forza assiale agente sul cuscinetto A risulta pari a:

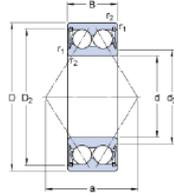
$$F_a = F_{HD} = 0.094 \text{ N}$$

Il cuscinetto selezionato è il 3205 A-2RS1 di cui si riportano di seguito le specifiche tecniche:

3205 A-2RS1

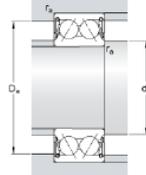
Popular item
SKF Explorer

Dimensioni



d	25	mm
D	52	mm
B	20.6	mm
d ₂	≈ 32.7	mm
D ₂	≈ 45.9	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
a	30	mm

Dimensioni dello spallamento



d _s	min. 30.6	mm
d _s	max. 32.5	mm
D _s	max. 46.4	mm
r _s	max. 1	mm

Dati di calcolo

Coefficiente di carico dinamico	C	21.6	kN
Coefficiente di carico statico di base	C ₀	14.3	kN
Carico limite di fatica	P _u	0.6	kN
Velocità limite		8500	r/min
Fattore di calcolo	k _r	0.06	
Fattore di calcolo	e	0.8	
Fattore di calcolo	X	0.63	
Fattore di calcolo	Y ₀	0.66	
Fattore di calcolo	Y ₁	0.78	
Fattore di calcolo	Y ₂	1.24	

Massa

Massa cuscinetto	0.18	kg
------------------	------	----

Figura 67 Tabella di prodotto del cuscinetto A [33]

Si calcola quindi il carico statico equivalente P₀ agente sul cuscinetto A:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = (0.161 + 0.66 \cdot 0.09)kN = 0.162 kN$$

Noto P₀ si calcola quindi il fattore di sicurezza stati s₀ dato da:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{14.3}{0.162} = 88.47$$

Confrontando tale valore con quello limite, riportato in fig.64, si vede che il cuscinetto scelto risulta ampiamente verificato.

Cuscinetto B

Il cuscinetto B ha il compito di supportare i carichi provenienti dal telaio posteriore e di sorreggere metà del peso dell'harmonic drive e della frizione.

Il carico radiale effettivo F_r agente sul cuscinetto B risulta quindi dato da:

$$F_r = F_{tronco} + \left(\frac{m_{HD} + m_f}{2} \right) \cdot g = \left(95.18 + \left(\frac{0.5 + 0.5}{2} \right) \cdot 9.81 \right) N = 100.1 N$$

Dove:

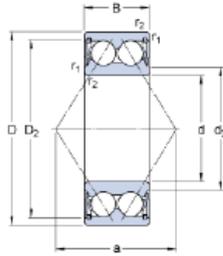
- F_{tronco} è la forza che l'utente trasmette al telaio posteriore tramite gli spallacci ed è stata definita e calcolata nel paragrafo dimensionamento telaio posteriore
- Le masse m_{HD} e m_f sono rispettivamente le masse dell'harmonic drive e della frizione.

Il cuscinetto B risulta assialmente scarico.

Il cuscinetto scelto è un cuscinetto obliquo a doppia corona di sfere ed è il seguente:

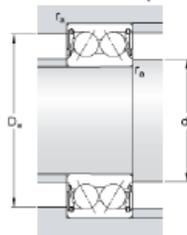
3201 A-2RS1

Dimensioni



d	12	mm
D	32	mm
B	15.9	mm
d ₂	≈ 17.2	mm
D ₂	≈ 27.7	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm
a	19	mm

Dimensioni dello spallamento



d _a	min. 16.4	mm
d _a	max. 17.2	mm
D _a	max. 27.6	mm
r _a	max. 0.6	mm

Dati di calcolo

Coefficiente di carico dinamico	C	10.1	kN
Coefficiente di carico statico di base	C ₀	5.6	kN
Carico limite di fatica	P _u	0.24	kN
Velocità limite		15000	r/min
Fattore di calcolo	k _r	0.06	
Fattore di calcolo	e	0.8	
Fattore di calcolo	X	0.63	
Fattore di calcolo	Y ₀	0.66	
Fattore di calcolo	Y ₁	0.78	
Fattore di calcolo	Y ₂	1.24	

Massa

Massa cuscinetto		0.058	kg
------------------	--	-------	----

Figura 68 Tabella di prodotto del cuscinetto B [34]

Si calcola quindi il carico statico equivalente P₀ agente sul cuscinetto A:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = (0.100)kN = 0.100kN$$

Noto P₀ si calcola quindi il fattore di sicurezza statico s₀ dato da:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{5.6}{0.100} = 56$$

Confrontando tale valore con quello limite, riportato in fig.64, si vede che il cuscinetto scelto risulta ampiamente verificato.

4.13 Dimensionamento alberi di connessione tra i vari elementi

I vari elementi che costituiscono il gruppo di attuazione sono collegati tramite opportuni alberi che garantiscono che la potenza erogata dai motori giunga al leg link e al telaio posteriore.

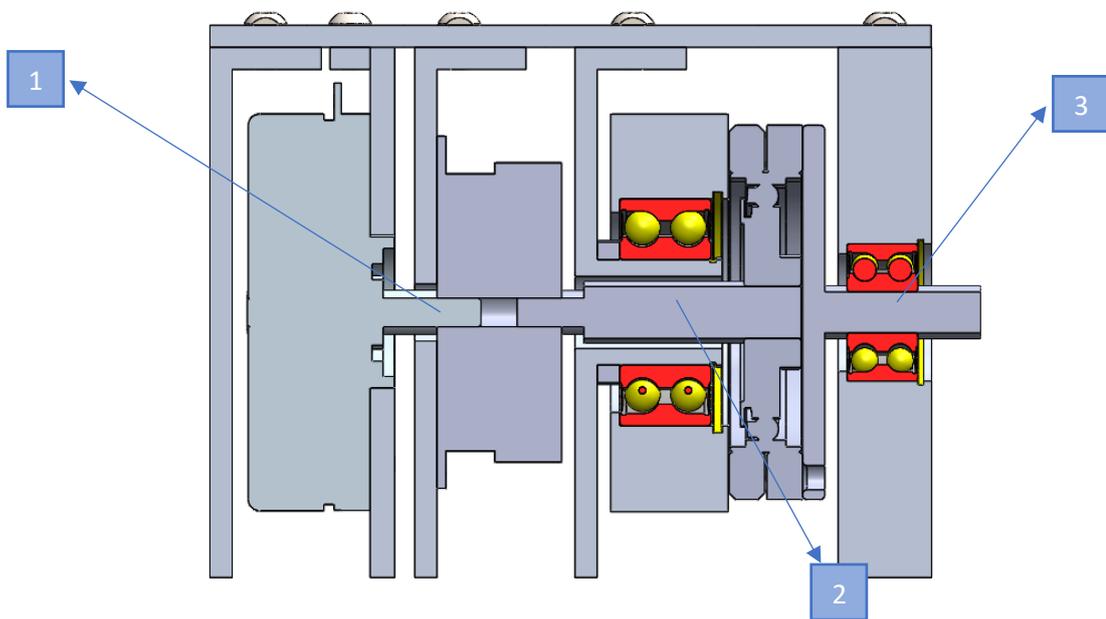


Figura 69 Piastra in sezione con componenti

Gli alberi da verificare e dimensionare sono quindi:

1. Albero uscita motore
2. Albero uscita frizione-ingresso riduttore
3. Albero uscita riduttore

Per i 3 alberi si calcola la σ_{id} tramite il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{tors}^2} = \sqrt{3 \left(\frac{M_t}{\pi \frac{d^3}{16}} \right)^2}$$

Essendo:

- M_t la coppia che l'albero deve trasmettere e risulta uguale a 0.458 Nm per l'albero uscita motore e l'albero uscita frizione-ingresso riduttore e a 46.258 Nm per l'albero uscita riduttore
- d il diametro dell'albero

Il materiale scelto per gli alberi è un acciaio da bonifica 34CrMo4 avente un Rp02 di 800 Mpa.

Confrontando il valore di σ_{id} con il limite di snervamento del materiale scelto e ipotizzando un coefficiente di sicurezza minimo C_s pari a 1.5 il diametro d per gli alberi.

$$\sigma_{id} = \frac{\sigma_s}{C_s}$$

Si ottengono quindi i seguenti valori di diametro d per gli alberi:

Albero	Diametro d (mm)
Albero uscita motore	10
Albero uscita frizione-ingresso riduttore	10-14
Albero uscita riduttore	12

Tabella 11 Dimensione degli alberi

Come si vede nel caso dell'albero uscita frizione-ingresso riduttore sono riportate due dimensioni questo perché la sezione di ingresso dell'albero in corrispondenza del wave generator è di 14 mm quindi la sezione dell'albero deve essere della stessa dimensione; tale albero presenta quindi un primo tratto, quello collegato all'uscita dalla frizione avente un diametro di 10 mm, e un secondo tratto quello collegato dall'harmonic drive avente un diametro di 14 mm.

4.14 Elementi di collegamento albero mozzo

Il collegamento tra gli alberi e i rispettivi mozzi rappresentati da frizione e harmonic drive avviene mediante chiavette. Queste non sono state riportate nel modello 3D in quanto i modelli originali 3D di frizione e HD risultano sprovviste delle sedi.

Si è scelto questo tipo di collegamento in quanto tali elementi risultano facilmente reperibili, sono caratterizzati da un'elevata facilità di montaggio e sono molto economici; un aspetto critico di tale collegamento è l'indebolimento di albero e mozzo a causa della presenza delle cave e rappresentano inoltre una concentrazione di massa nella zona periferica dell'albero e questo potrebbe introdurre forti squilibri e quindi problemi di vibrazioni a velocità molto elevate [28].

Le chiavette sono degli elementi costruttivi unificati definiti nelle norme in funzione dei diametri degli alberi in cui vengono poste: una chiavetta viene indicata mediante forma, larghezza, altezza, lunghezza e riferimento alla norma. Quindi noto il diametro dell'albero si ricavano dalla norma, ad esempio UNI 6607, la larghezza e l'altezza della chiavetta. Si calcola infine la lunghezza minima della chiavetta, L in funzione del momento M_t che deve trasmettere [35]:

$$M_T = 0.04 \cdot (2.28 \cdot d + h) \cdot b \cdot L \cdot p_{amm}$$

Essendo:

- h, b dimensioni unificate della chiavetta
- d diametro dell'albero
- p_{amm} la pressione ammissibile che per acciaio-acciaio varia da 75 a 115 Mpa
- L la lunghezza minima della chiavetta
- M_T il momento torcente da trasmettere

Nel nostro caso si sono previste tre chiavette:

- La prima serve per collegare l'albero uscita motore alla frizione
- La seconda per collegare l'albero uscita frizione-ingresso riduttore alla frizione

- La terza per collegare l'albero uscita frizione-ingresso riduttore all'harmonic drive

Si ipotizza una p_{amm} di 80 MPa e si calcolano le dimensioni delle chiavette.

Le chiavette scelte sono chiavette di forma A, ossia quelle con estremità arrotondata, normalizzate dalla UNI 6607.

Per le prime due chiavette essendo il diametro degli alberi di 10 mm la sezione bxh della chiavetta è pari a 3x3; essendo la coppia M_T da trasmettere pari a 0.458 Nm la lunghezza minima L è pari a 1.8 mm, quindi si sceglie una chiavetta lunga 6 mm, considerando le lunghezze standardizzate.

Per la terza chiavetta l'albero ha un diametro di 14 mm quindi la sezione bxh della chiavetta è pari a 5x5; essendo la coppia M_T da trasmettere pari a 0.458 Nm la lunghezza minima L è pari a 0.77 mm, quindi si sceglie una chiavetta lunga 10 mm, considerando le lunghezze standardizzate.

Le profondità della cava del mozzo e dell'albero sono standardizzate in base al tipo di chiavetta selezionato.

Capitolo 5

5. Presentazione del prodotto finale

L'obiettivo di tale capitolo consiste nella presentazione finale del prototipo digitale realizzato, nella presentazione 2D dei vari componenti quotati in modo da poter essere realizzati. Inoltre viene illustrato l'iter progettuale seguito per la realizzazione del prodotto dove si è cercato di applicare la nuova filosofia di progetto oggi in continuo sviluppo in ambito aziendale basata su una continua interazione tra gli strumenti CAD e quelli CAE.

5.1 Fasi del ciclo di sviluppo del prodotto

L'obiettivo dell'elaborato è quello di progettare un nuovo prodotto, in tal caso un esoscheletro per applicazione industriale; risulta quindi utile ricordare le fasi del ciclo di sviluppo del prodotto, per inserire e classificare il lavoro svolto all'interno di tale ciclo [28]. Generalmente vengono individuate due tipologie di processi di sviluppo:

- Processo di sviluppo con logica sequenziale
- Processi di sviluppo basati su *collaborative engineering*, noto anche come ingegneria simultanea o *concurrent engineering*

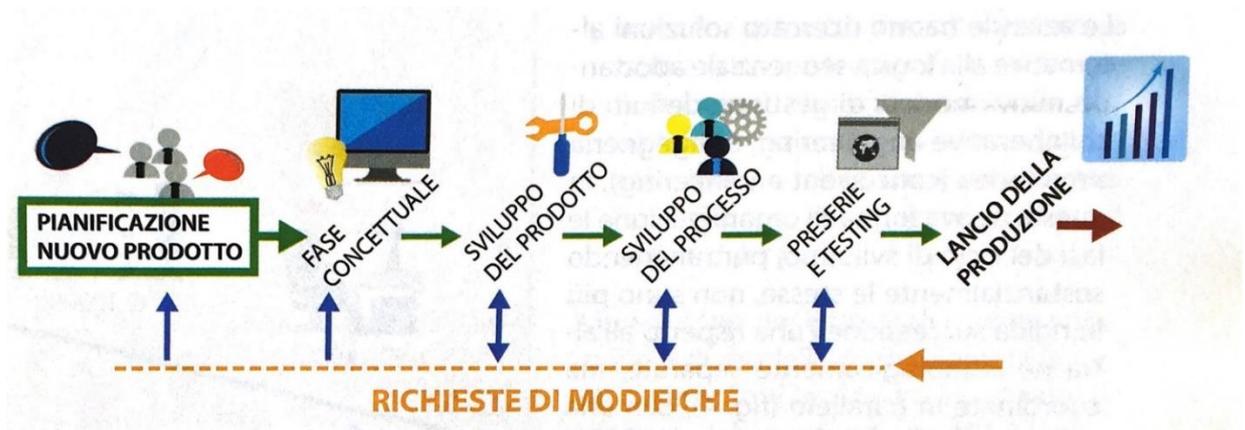


Figura 70 Processo di sviluppo con logica sequenziale [28]

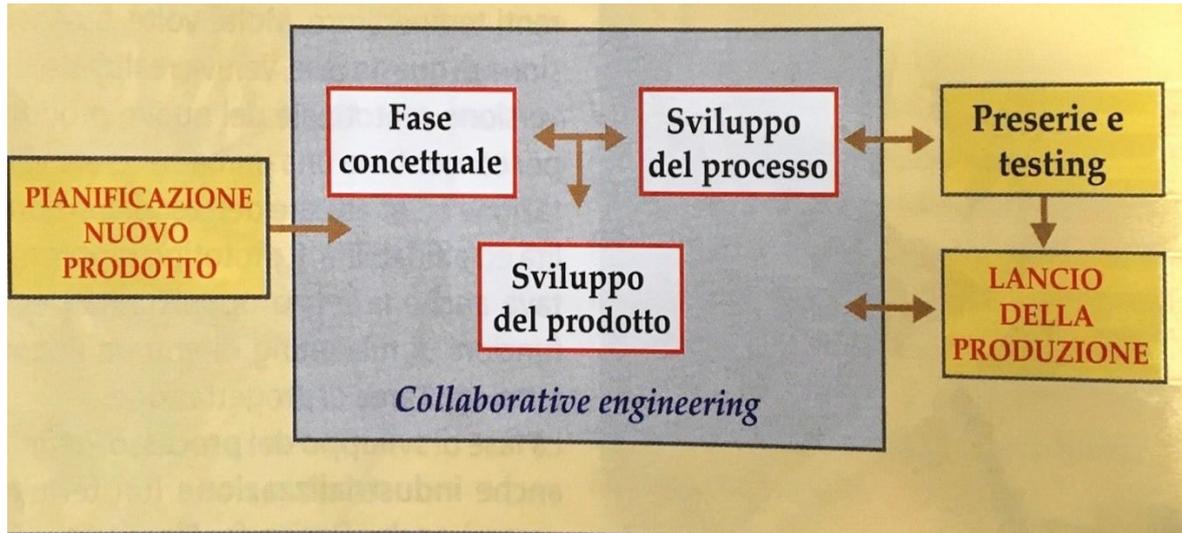


Tabella 12 Ciclo di sviluppo del prodotto con l'ingegneria simultanea [28]

Entrambi i processi presentano in comune le fasi di sviluppo del prodotto che sono le seguenti:

- Pianificazione nuovo prodotto: consiste nell'individuazione dei nuovi prodotti oggetto dello sviluppo e nella pianificazione temporale della loro introduzione sul mercato; al termine questa fase vengono forniti una descrizione del nuovo prodotto, uno studio di fattibilità, l'obiettivo e i segmenti di mercato a cui il prodotto si rivolge, le considerazioni finanziarie, i vincoli produttivi.
- Fase concettuale o processo di ideazione: in tale fase viene condotta un'analisi di mercato, vengono definite le specifiche del prodotto per soddisfare i bisogni del cliente, viene effettuata un'analisi dei vincoli e dei problemi tecnici e infine viene condotta un'analisi finanziaria per stimare il costo del ciclo di sviluppo del nuovo prodotto. Alla fine l'idea iniziale si trasforma in un progetto preliminare nel quale l'idea iniziale viene sviluppata dettagliatamente, tramite l'uso di schizzi.
- Sviluppo del prodotto, nota anche come fase di ingegnerizzazione: viene definita la forma finale del prodotto, vengono dettagliate le specifiche geometriche e funzionali di ciascun componente e vengono definiti i materiali. In tale fase si utilizzano gli strumenti di Computer Aided Engineering (CAE) per testare il comportamento meccanico e termico dei vari componenti.

- Sviluppo del processo, o industrializzazione: in tale fase viene definito il processo produttivo e quindi viene stabilito se le esigenze funzionali e geometriche definite nelle precedenti fasi possano essere effettivamente soddisfatte dal processo produttivo. In tale fase vengono individuate una serie di modifiche da apportare al prodotto a causa di costi di produzione troppo elevati, tolleranze troppo ristrette o impossibilità di realizzare alcuni componenti con gli strumenti a disposizione.
- Preserie e testing: vengono prodotti piccoli lotti del prodotto al fine di verificare se esso soddisfa effettivamente le esigenze richieste affidandosi ad utenti specializzati; in tale fase vengono spesso presentate delle richieste di modifica.
- Lancio della produzione: in tale fase si assiste all'assestamento su livelli produttivi ottimali.

I due processi di sviluppo, quindi quello basato su logica sequenziale e quello basato su *collaborative engineering*, risultano caratterizzati dalle stesse fasi del ciclo di sviluppo del prodotto, ma nel caso del *concurrent engineering* le fasi non sono più in rigida successione l'una rispetto all'altra né cronologicamente separate ma sono coordinate in parallelo avvengono quindi contestualmente; questo processo viene anche definito *collaborative engineering* in quanto si ha una stretta collaborazione tra ingegneri e tecnici per integrare conoscenze tecniche e scientifiche al fine di ottenere un prodotto efficiente e competitivo sul mercato, abbattendo i costi di produzione e assemblaggio; Inoltre al fine di avere garanzie di successo, il prodotto deve essere valutato in relazione alle esigenze e ai bisogni dei clienti e del mercato; quindi gli esperti di marketing e i responsabili della produzione diventano parte integrante di tale processo sin dalle prime fasi a differenza invece del ciclo sequenziale in cui essi venivano interpellati soltanto al termine dello sviluppo del prodotto. Quest'ultimo aspetto ha determinato una notevole riduzione degli oneri legati alle modifiche, in quanto queste vengono già proposte fin dalle fasi iniziali ottenendo quindi al termine del ciclo di sviluppo un prodotto conforme alle specifiche funzionali, tecnologiche e commerciali.

Un altro vantaggio del ciclo di sviluppo del prodotto con l'ingegneria simultanea è la riduzione del *time to customer* giustificata da una maggiore efficienza del processo; nel caso della logica

sequenziale al fine di attivare una fase è necessario che la precedente sia del tutto completata, invece nel *concurrent engineering* non si ha questo vincolo; si ha quindi l'anticipazione delle decisioni tecniche che tende ad anticipare nel tempo il picco della spesa di investimento, tuttavia la riduzione del *time to customer* comporta una riduzione del tempo di rientro dell'investimento [28].

Il lavoro svolto in tale sede costituisce la fase di ideazione e quella di ingegnerizzazione del prodotto che si intende realizzare, in questo caso un esoscheletro per applicazione industriale.

Per la realizzazione della fase di progettazione si è usato il software Solidworks che ha permesso di ottimizzare il processo di progettazione utilizzando una visione CAE-centrica che oggi viene molto utilizzata nelle aziende in quanto permette una notevole riduzione dei costi delle modifiche e dei tempi di sviluppo.

5.2 Nuova filosofia di progetto, verso una visione CAE-centrica

Il processo di ingegnerizzazione di un prodotto oggi risulta caratterizzato dalla disponibilità di strumenti di analisi CAE molto semplici e potenti che consentono di valutare il comportamento statico e termico dei vari componenti meccanici. Nonostante questo, in molte aziende si assiste tutt'ora ad una separazione tra progettazione e simulazione. Nella maggior parte dei contesti aziendali si assiste ancora oggi a una visione CAD-centrica: si parte quindi dall'idea iniziale del nuovo prodotto, se ne definiscono i requisiti e l'architettura dei vari componenti e in seguito si passa alla modellazione 3D dei vari componenti; soltanto a valle della modellazione i componenti vengono inviati ad un gruppo di analisti che effettuano l'analisi e la validazione dei componenti. L'analisi effettuata risulta sia in termini temporali che economici molto onerosa e qualora i componenti non passassero la fase di validazione la loro modifica richiederebbe tempi lunghi e costi molto elevati. Il risultato di una visione CAD-centrica è quindi un processo di progettazione caratterizzato da tempi di sviluppo molto lunghi e costi per effettuare le modifiche molto alti.

Una strategia adottabile per evitare gli svantaggi di una progettazione CAD-centrica è quella di anticipare l'utilizzo degli strumenti di analisi e simulazione già nella prima fase di ideazione

al fine di mettere in luce già sin dall'inizio alcune criticità dell'idea del prodotto che si vuole realizzare; tale strategia è quella che caratterizza la visione CAE-centrica [28].



Figura 71 Visione CAD-centrica e visione CAE-centrica a confronto [28]

Utilizzando quindi il tool di simulazione Solidworks Simulation è stato possibile nel corso del lavoro di tesi validare di volta in volta i modelli CAD realizzati prima di effettuarne l'assemblaggio dei vari componenti e la messa in tavola dettagliata; questo quindi ha permesso di intervenire e modificare alcuni aspetti critici dei vari componenti quali ad esempio, la mancanza di raccordi o la complessità geometrica che comportavano sollecitazioni in punti impensabili o deformazioni inaspettate, già dalle prime fasi del progetto. Questa nuova visione CAE-centrica di progetto ha contribuito a ridurre le modifiche e i tempi di sviluppo e ha permesso di dedicare gran parte del tempo agli aspetti creativi dello sviluppo del prodotto.

5.3 Presentazione dell'esoscheletro finale

Il prodotto finale è un esoscheletro attivo, caratterizzato da un design innovativo che garantisce assistenza ad un operatore industriale nelle fasi di flessione e estensione del tronco.

Durante l'attività di progettazione sono stati perseguiti e soddisfatti i seguenti obiettivi:

- Realizzazione di una soluzione innovativa ed effettivamente realizzabile
- I componenti meccanici che costituiscono l'esoscheletro sono stati opportunamente progettati e validati tramite simulazioni FEM
- La soluzione deve garantire una minimizzazione del peso e degli ingombri
- L'esoscheletro presenta un elevato numero di regolazioni antropometriche che lo rendono adattabile ad un range di utenti molto ampio
- L'esoscheletro deve essere caratterizzato da un elevato livello di ergonomia e non deve limitare i movimenti dell'operatore

La soluzione progettuale proposta risulta quindi la seguente:

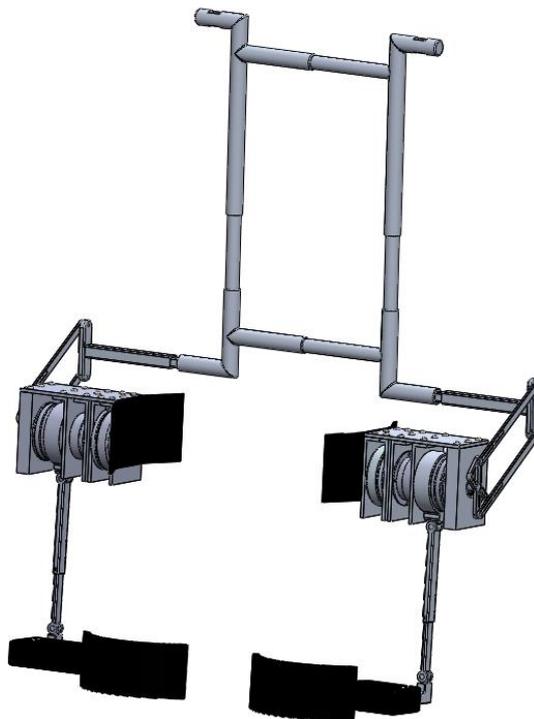


Figura 72 Prototipo digitale dell'esoscheletro realizzato

L'esoscheletro è realizzato in alluminio, lega 6082; tale scelta è stata principalmente dettata dall'esigenza di ridurre il peso della struttura, infatti l'alluminio ha una densità molto più bassa di molti altri metalli. Il peso complessivo dell'esoscheletro è di circa 11 kg uguale a quello di Robo Mate l'Active Trunk [3], [8]. L'esoscheletro risulta inoltre provvisto di diverse regolazioni antropometriche che lo rendono adatto a soggetti con caratteristiche fisiche differenti e viene indossato dall'operatore come di seguito rappresentato.

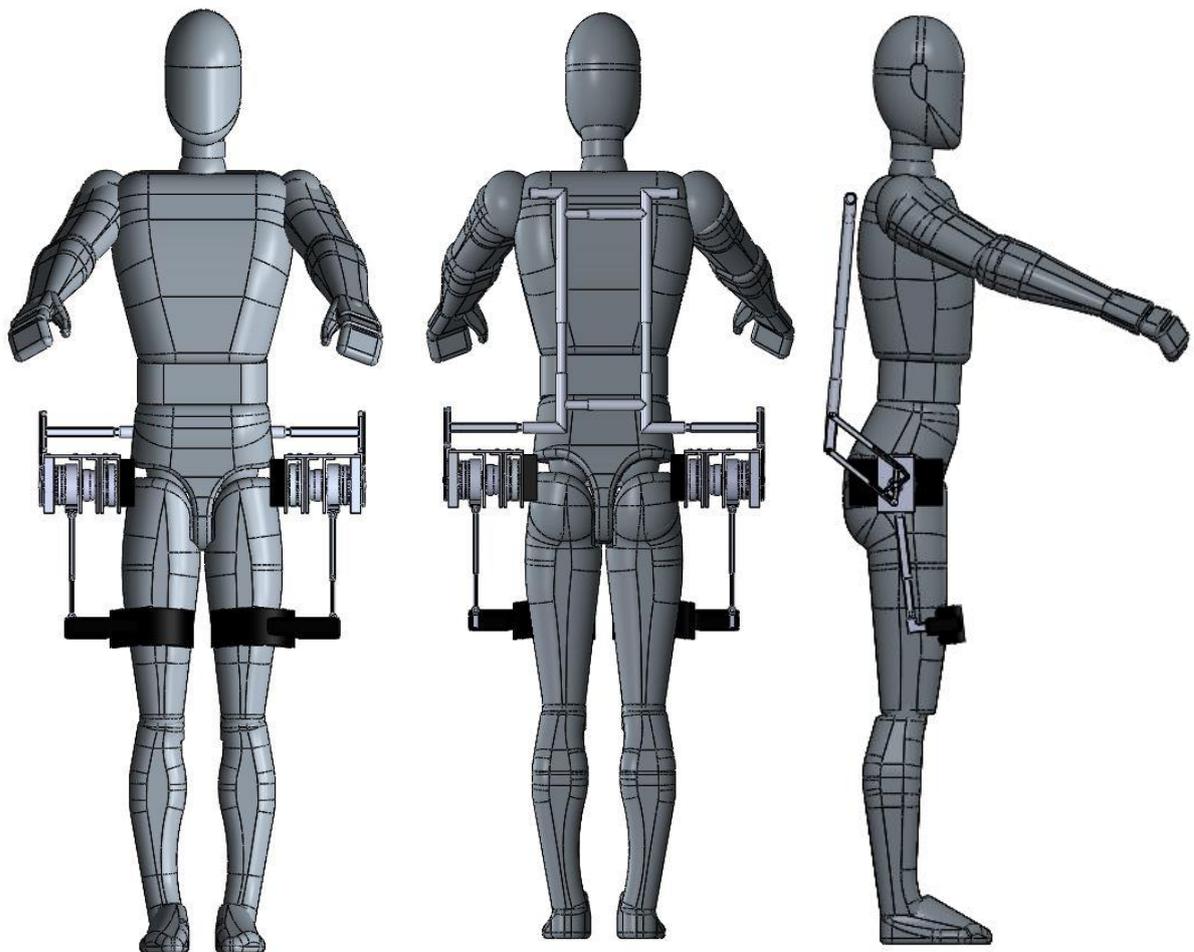


Figura 73 Esoscheletro indossato dall'operatore.

I punti di collegamento dell'esoscheletro all'utente si hanno in corrispondenza delle scapole, del bacino e delle cosce; tale collegamento può avvenire mediante degli elementi flessibili ad esempio in stoffa, al fine di ridurre le pressioni di contatto.

L'esoscheletro fornisce supporto all'operatore il quale partendo dalla posizione verticale flette il tronco, rimane in posizione di flessione, il tempo necessario a svolgere il proprio compito, e poi ritorna alla posizione iniziale. Osservando il movimento dell'esoscheletro nella figura riportata di seguito, il cinematismo articolato che trasmette la coppia dal gruppo di attuazione al tronco, è stato direttamente collegato, tramite i due link, al back-frame. Tale soluzione ha consentito di risolvere il problema dovuto all'aumento della distanza tra scapola e anca quando l'operatore si flette, infatti in tal caso la rotazione del back frame avviene intorno all'albero in uscita dal gruppo di attuazione e quindi la variazione di distanza tra scapola e anca è assorbita dalla rotazione rigida dei link orizzontali intorno al gruppo di attuazione, posto in corrispondenza dell'anca.

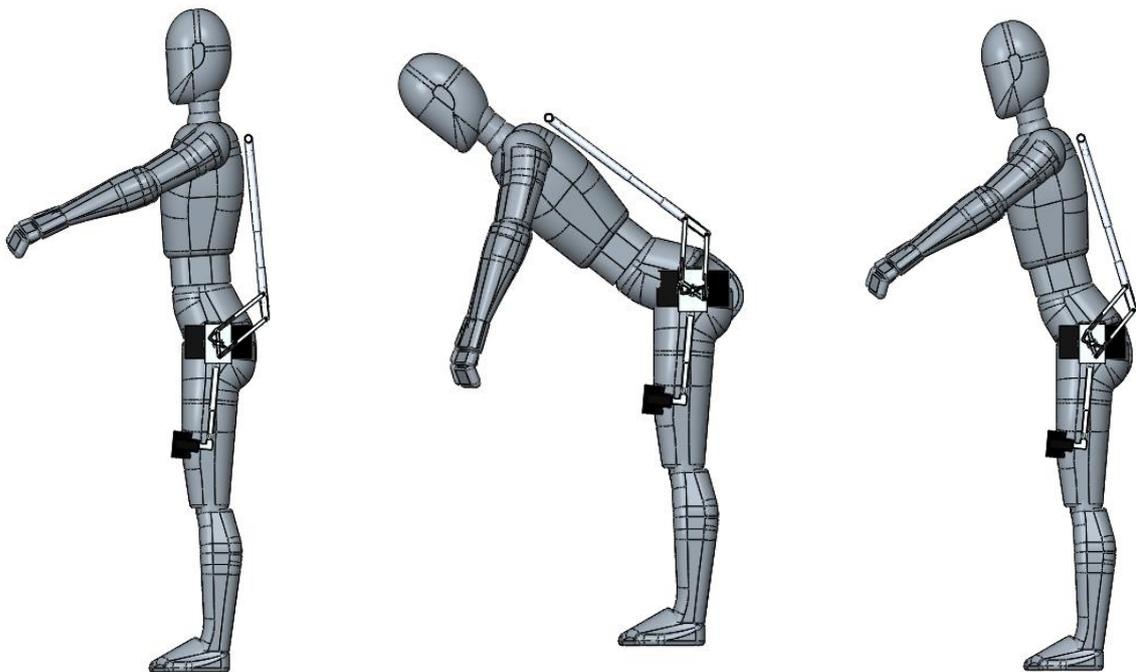


Figura 74 Funzionamento dell'esoscheletro nelle fasi di flessione e estensione del tronco

5.4 Presentazione 2D dei componenti strutturali

In tale sezione si vogliono quindi presentare nel dettaglio i vari componenti che sono stati dimensionati e di cui sono state effettuate le messe in tavola adottando un metodo di quotatura funzionale.

5.5 Telaio posteriore

Il telaio posteriore è l'elemento che permette di sorreggere il trono dell'operatore; esso riceve la coppia necessaria dal gruppo di attuazione e sorregge il peso del tronco per mezzo dei due spallacci che sono collegati alle scapole dell'utente.

Tale elemento rappresenta quindi una delle parti fondamentali dell'esoscheletro ed essendo soggetto a carichi di una certa entità è stato opportunamente dimensionato come spiegato nel capitolo 4.

Per evitare possibili problemi legati all'usura potrebbe essere necessario prevedere degli spessori di turcite tra i vari elementi che garantiscono le regolazioni.

Il telaio posteriore è costituito da diversi componenti, si riporta di seguito la bollatura dell'assieme:

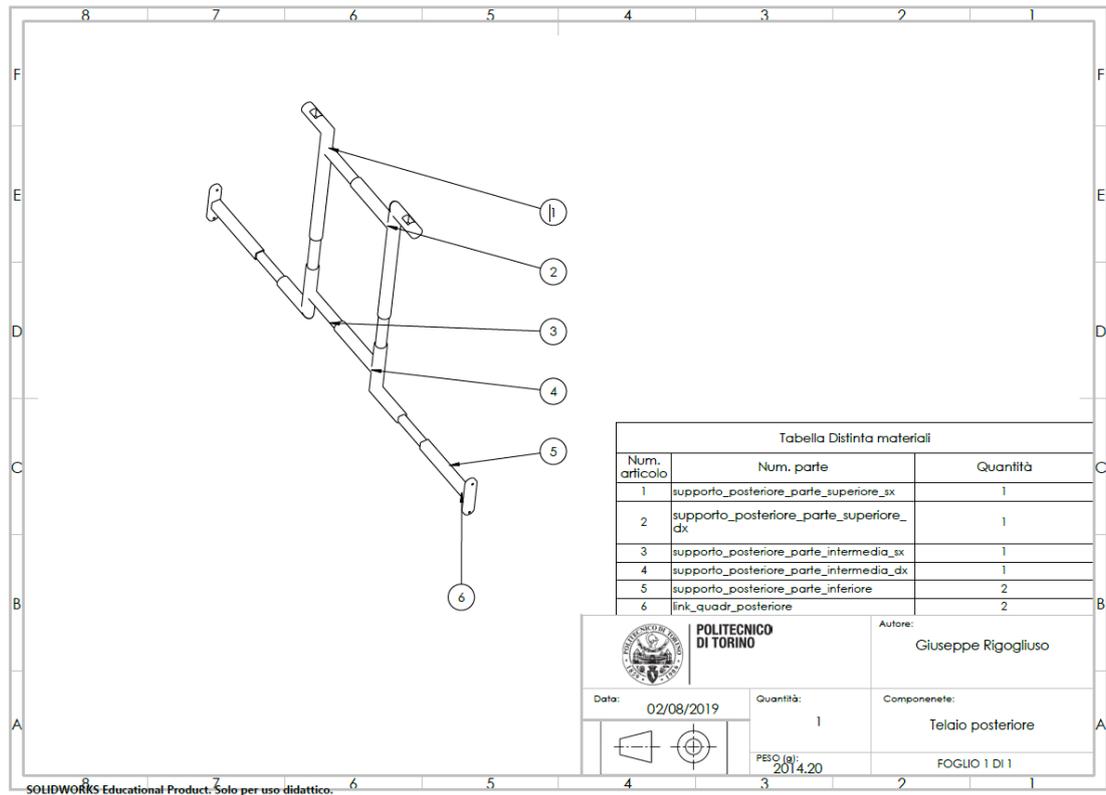


Figura 75 Bollatura del back-frame

I componenti che costituiscono il supporto posteriore sono realizzati in alluminio, in particolare la lega scelta è una lega 6082 con barre trafilate aventi un Rp0,2 minimo di 255 Mpa. Si sono effettuate le messe in tavola di ogni singolo componente e si è adottata una quotatura di tipo funzionale inserendo quindi le opportune tolleranze dimensionali e geometriche.

Si riportano quindi le messe in tavola dei vari componenti.

5.5.1 Supporto_posteriore_parte_superiore_sx

Tale elemento permette di adempire alle regolazioni in altezza e in larghezza del tronco:

- Per permettere la regolazione in altezza esso è realizzato tramite un tubo avete diametro interno pari a 20 mm che si accoppia con un elemento pieno avente lo stesso diametro; l'accoppiamento che deve essere realizzato è un accoppiamento con gioco e quindi si considera una tolleranza dimensionale H7

- La regolazione in larghezza è garantita dall'elemento orizzontale avente diametro 20 mm che si accoppia con un tubo cavo avente tale dimensione come diametro interno; come nel caso precedente l'accoppiamento che si realizza è con gioco e quindi è prevista una tolleranza dimensionale g6.

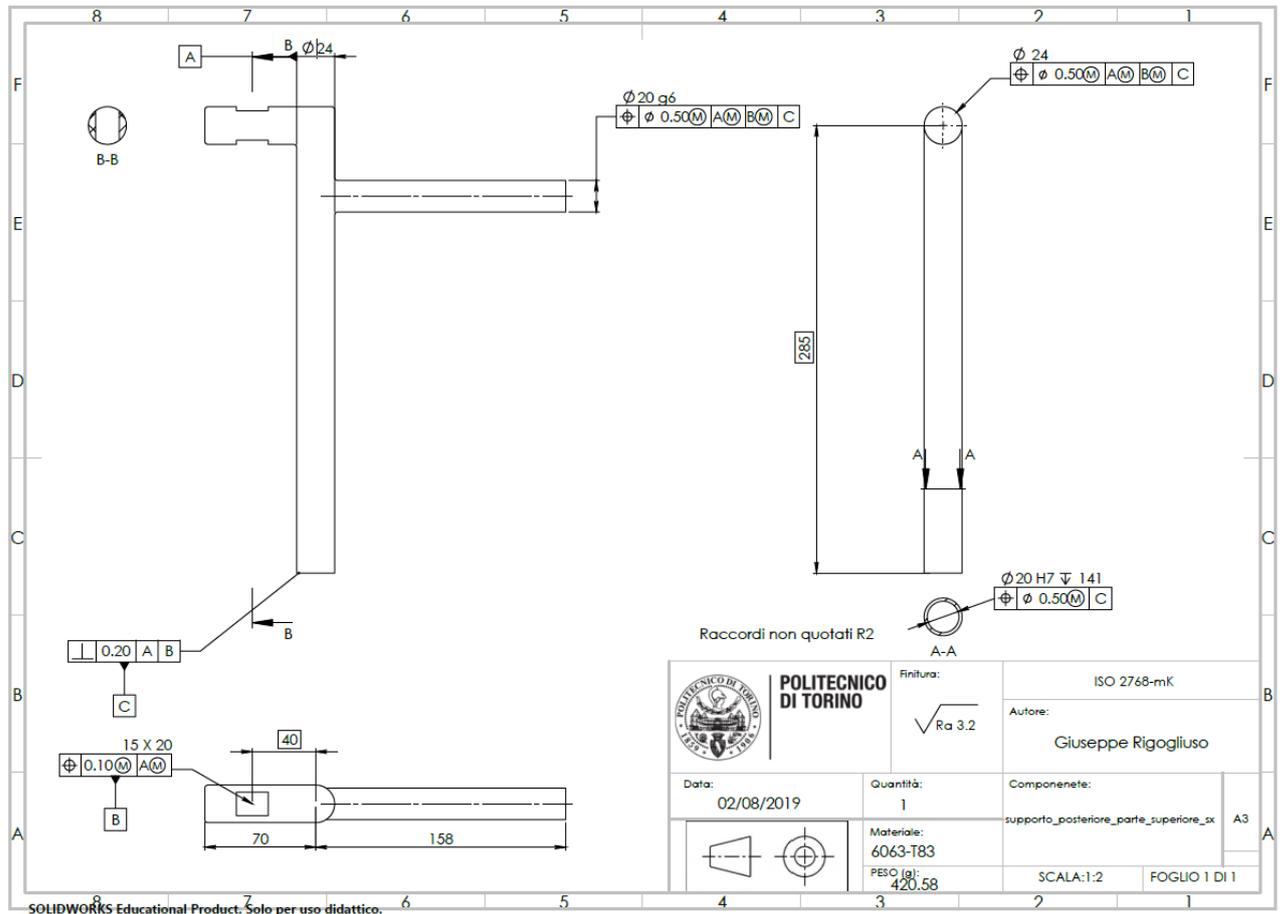


Figura 76 Messa in tavola supporto_posteriore_parte_superiore_sx

5.5.2 Supporto_posteriore_parte_intermedia_sx

Tale elemento garantisce la regolazione in altezza e larghezza del tronco e la regolazione in larghezza del bacino:

- Per la regolazione in altezza del tronco esso si accoppia con il *supporto_posteriore_parte_superiore_sx* e quindi realizza un accoppiamento con

5.5.3 *Supporto_posteriore_parte_intermedia_dx*

Tale elemento garantisce la regolazione in altezza e larghezza del tronco e la regolazione in larghezza del bacino:

- Per la regolazione in altezza del tronco esso si accoppia con il *supporto_posteriore_parte_superiore_dx* e quindi realizza un accoppiamento con gioco; a tal fine in corrispondenza dell'elemento verticale di diametro 20 mm è imposta una tolleranza g6
- Per la regolazione in larghezza del tronco esso si accoppia con il *supporto_posteriore_parte_superiore_sx* tramite l'elemento orizzontale di diametro 20 mm, su cui è prescritta una tolleranza dimensionale g6 al fine di realizzare tra i due elementi un accoppiamento con gioco.
- Per la regolazione in larghezza del bacino si accoppia l'elemento a sezione quadrata 14 X 14 mm con il *supporto_posteriore_parte_inferiore* tramite un accoppiamento con gioco quindi la tolleranza dimensionale è anche in questo caso g6

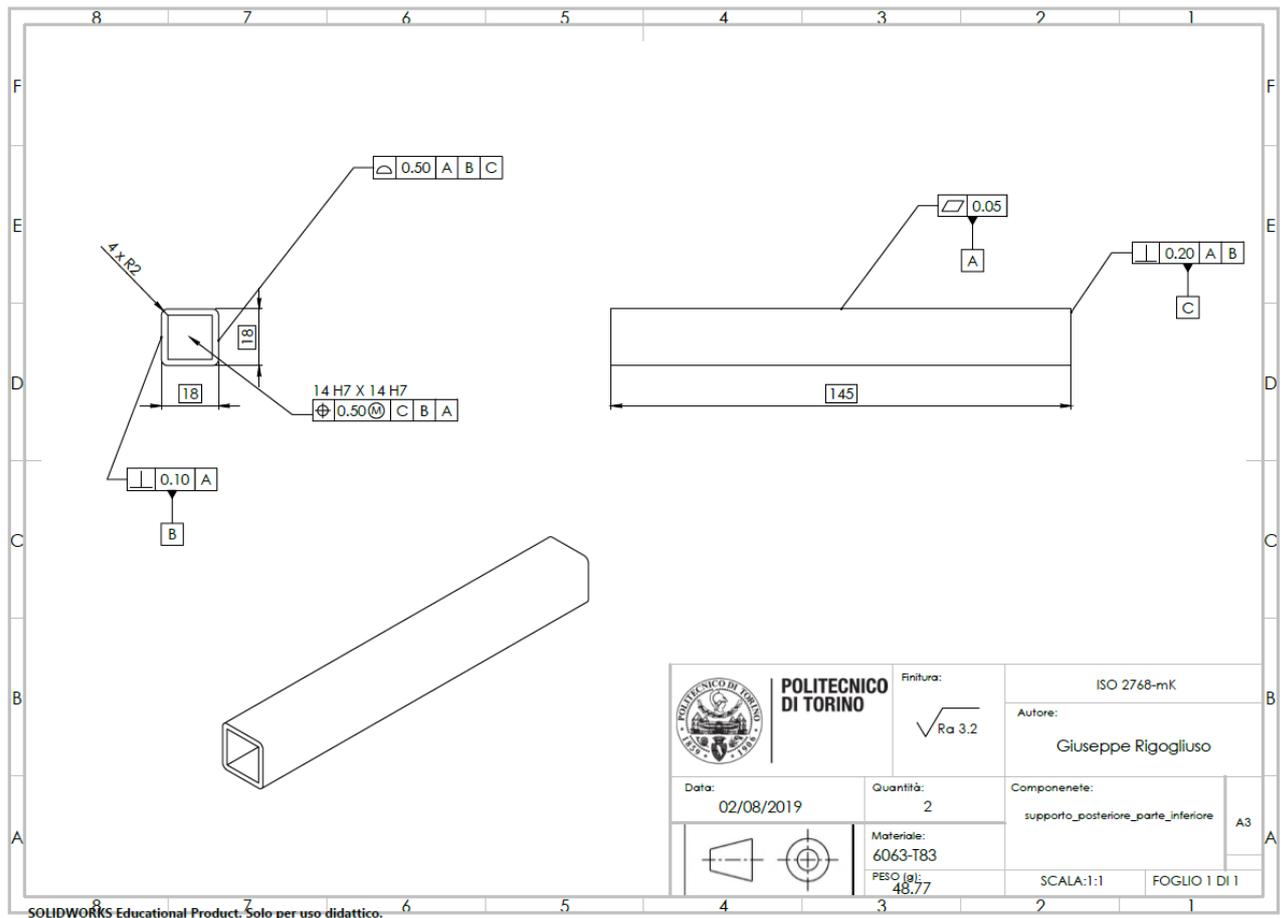


Figura 79 Messa in tavola supporto_posteriore_parte_inferiore

5.5.5 Link_quadrilatero_posteriore

Tale elemento ha la funzione di trasferire la coppia in uscita dal gruppo di attuazione al telaio posteriore; esso è quindi collegato tramite i due fori alle barre orizzontali del cinematismo articolato.

Al fine di garantire la corretta trasmissione della coppia è necessario che i fori siano posizionati correttamente, a tal fine è stata prescritta una tolleranza geometrica di localizzazione riquadrando quindi le relative quote di posizione.

Inoltre al fine di limitare gli errori di forma è stata imposta una tolleranza sul profilo, considerando le quote riquadrate teoricamente esatte.

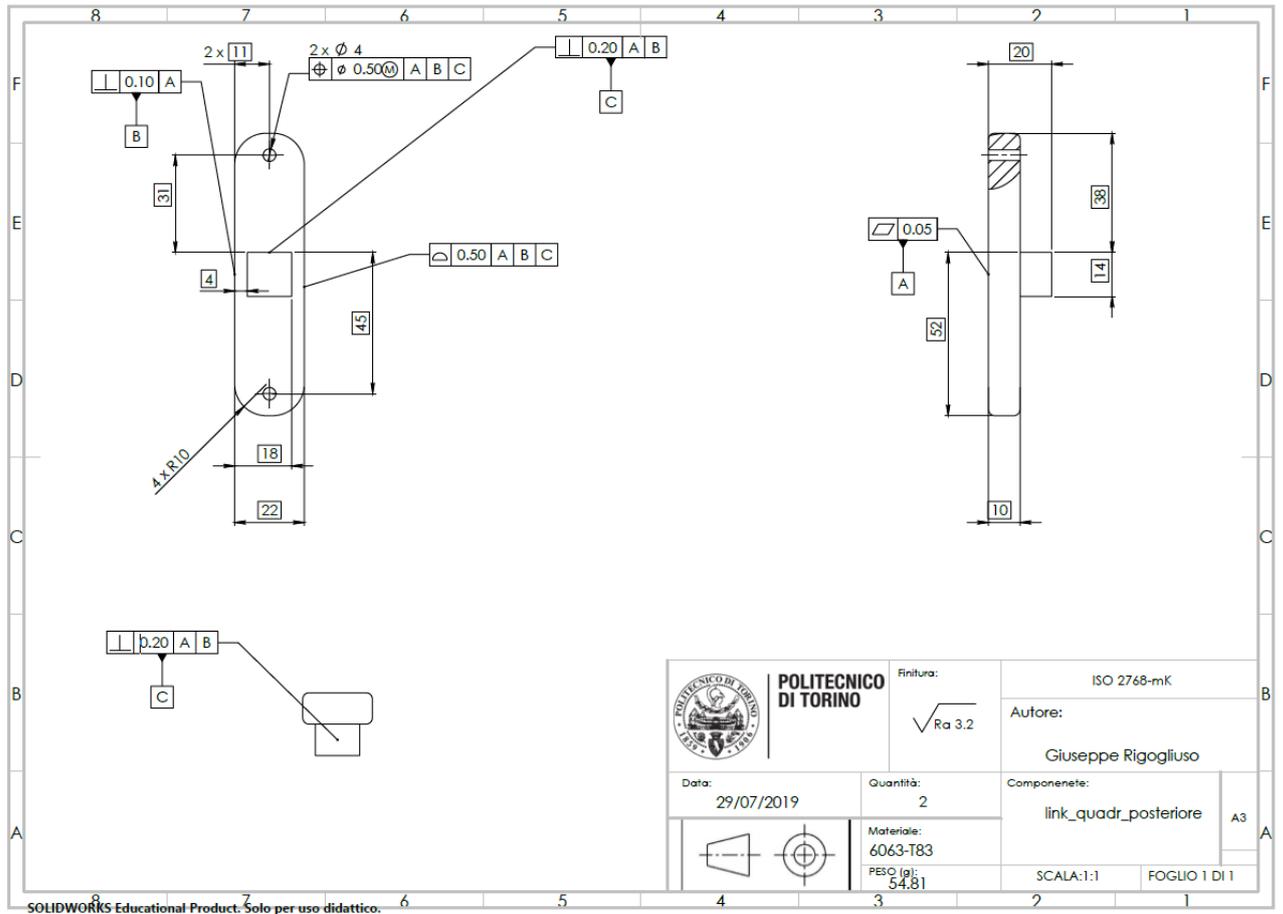


Figura 80 Messa in tavola link_quadrilatero_posteriore

5.6 Leg link

Il leg link serve per collegare il gruppo di attuazione alla coscia dell'operatore, esso infatti tramite opportuni collegamenti filettati è collegato alla CSD dell'harmonic drive. Inoltre tale elemento come il telaio posteriore è dotato di regolazioni antropometriche di tipo telescopico e quindi è costituito da diversi elementi. Per evitare possibili problemi legati all'usura potrebbe essere necessario prevedere degli spessori di turcite tra i vari elementi che garantiscono le regolazioni.

Si riporta di seguito la bollatura dell'assieme:

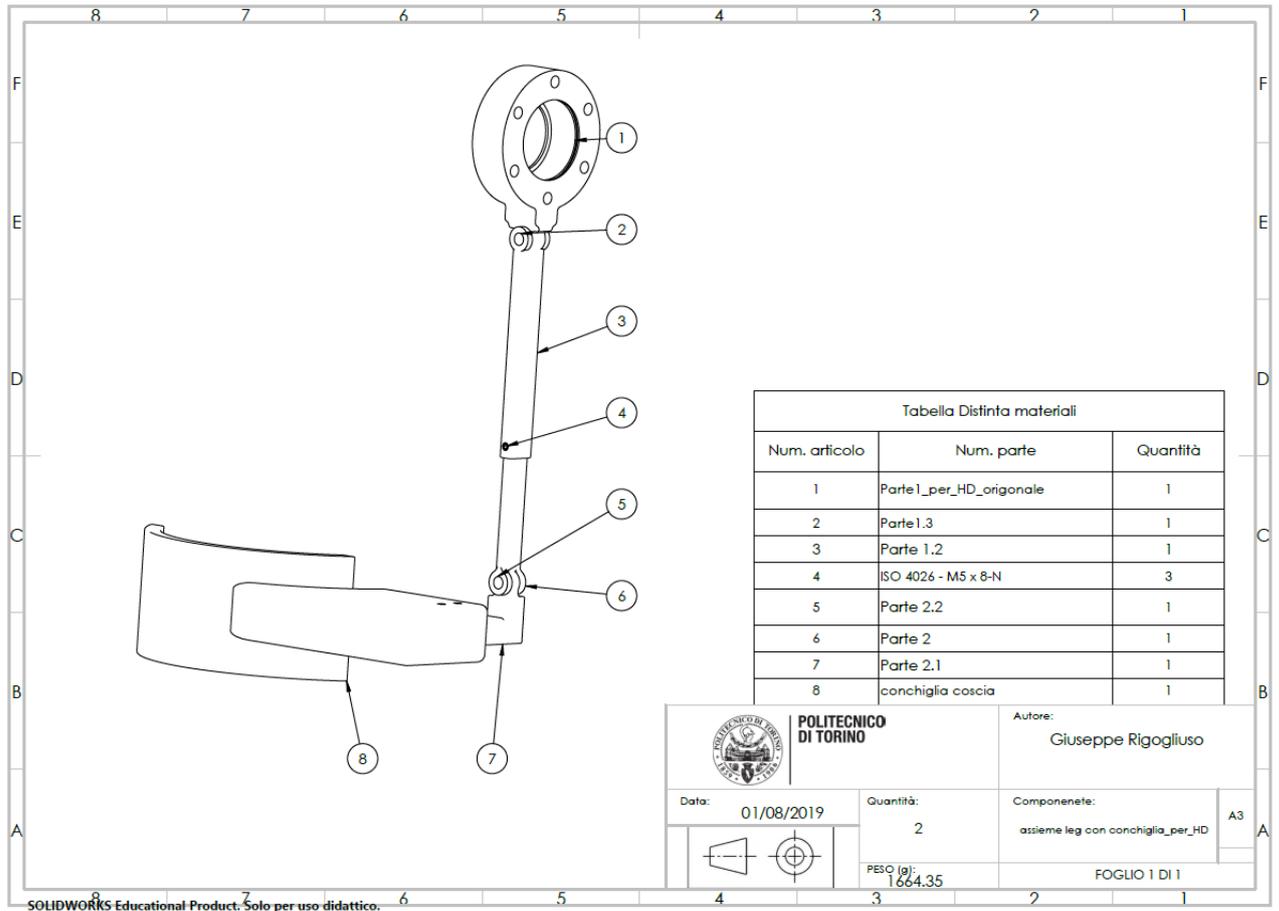


Figura 81 Bollatura Leg-link

5.6.1 Parte1_per_HD_origonale

Tale elemento è quello che permette l'accoppiamento del Leg link al gruppo di attuazione; esso presenta 6 fori la cui disposizione e dimensione sono tali da permettere il collegamento alla CSD tramite elementi filettati, in particolare 6 viti M5 a testa cilindrica con esagono incassato. Le dimensioni per la sede di tali elementi filettati son quelli prescritti dalla norma UNI EN 21269 [28].

Tali elementi passano attraverso il foro passante realizzato nell'elemento esaminato e si impegnano nei fori filettati realizzati nella CSD.

La tolleranza di localizzazione dei fori nell'elemento in esame (T1) e nella CSD (T2) si calcola con la seguente formula [28]:

$$T1 + T2 = F_{MMC} - V = (5.9 - 5) \text{ mm} = 0.9 \text{ mm}$$

Essendo:

- F_{MMC} il diametro dei fori al massimo materiale ipotizzando di aver scelto un diametro di foratura 6 mm e assumendo per i fori gli scostamenti previsti dalla ISO 2768/1 per le tolleranze dimensionali.
- V il diametro nominale della vite

Inoltre essendo un collegamento con vite mordente, l'inclinazione dell'asse della vite è governata da quella del foro per cui è necessario considerare lo spessore dei componenti da collegare per evitare interferenze.

Si usa quindi la seguente formula per calcolare il diametro minimo del foro passante [28]:

$$H = V + T1 + T2 \left(1 + \frac{2s}{P} \right) = \left(5 + 0.5 + 0.4 \left(1 + \frac{2 \cdot 26.6}{11.8} \right) \right) \text{ mm} = 7.7 \text{ mm}$$

Essendo:

- S lo spessore massimo della piastra con il foro passante
- P lo spessore minimo della piastra con foro filettato
- $T1$ e $T2$ rispettivamente la tolleranza del foro passante e di quello filettato.

Si ottiene quindi che il diametro minimo dei 6 fori passanti è di 7.7 mm, inoltre tali fori vengono localizzati tramite una tolleranza di localizzazione che calcolata risulta pari a 0.5 mm.

Nella sede del cuscinetto A è prevista una tolleranza dimensionale H6 sulla quota diametrale di 52 mm, essendo tale tolleranza prescritta per le sedi di cuscinetti con anello interno rotante e per normali applicazioni, come indicato nella tabella seguente.

TOLLERANZE PER ALLOGGIAMENTI DI CUSCINETTI	
H 8	Per cuscinetti con anello interno rotante con forti carichi e basse velocità: applicazione a trasmissioni, sopporti con scatole in due parti; per cuscinetti assiali;
H 6	Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi e velocità medie, per tutte le normali applicazioni;
J 6	Per cuscinetti con anello interno rotante ad alte velocità, con piccoli carichi: applicazioni a macchine utensili, motorini elettrici, ecc.; per cuscinetti con anello esterno registrabile assialmente
K 6	Per cuscinetti con albero od alloggiamento rotante; anello esterno con registrabile assialmente: applicazione a pulegge folli, trasmissioni con funi, ruote di teleferiche
M 7	Per cuscinetti con anello esterno rotante; con carichi e velocità medie, applicazione a ruote anteriori di automobile
N 6	Per cuscinetti con anello esterno rotante; con forti carichi accompagnati da urti: applicazione a ruote folli di carrelli ferrotranviari, bielle, pignoni differenziali

Figura 82 Tolleranze per alloggiamenti di cuscinetti [28]

Inoltre tale elemento va collegato alla *parte 1.3* tramite il perno indicato nella bollatura come *parte 1.2* in corrispondenza del foro di 8 mm; l'accoppiamento tra il perno e il foro deve essere un accoppiamento con gioco e quindi il foro ha una tolleranza dimensionale H7.

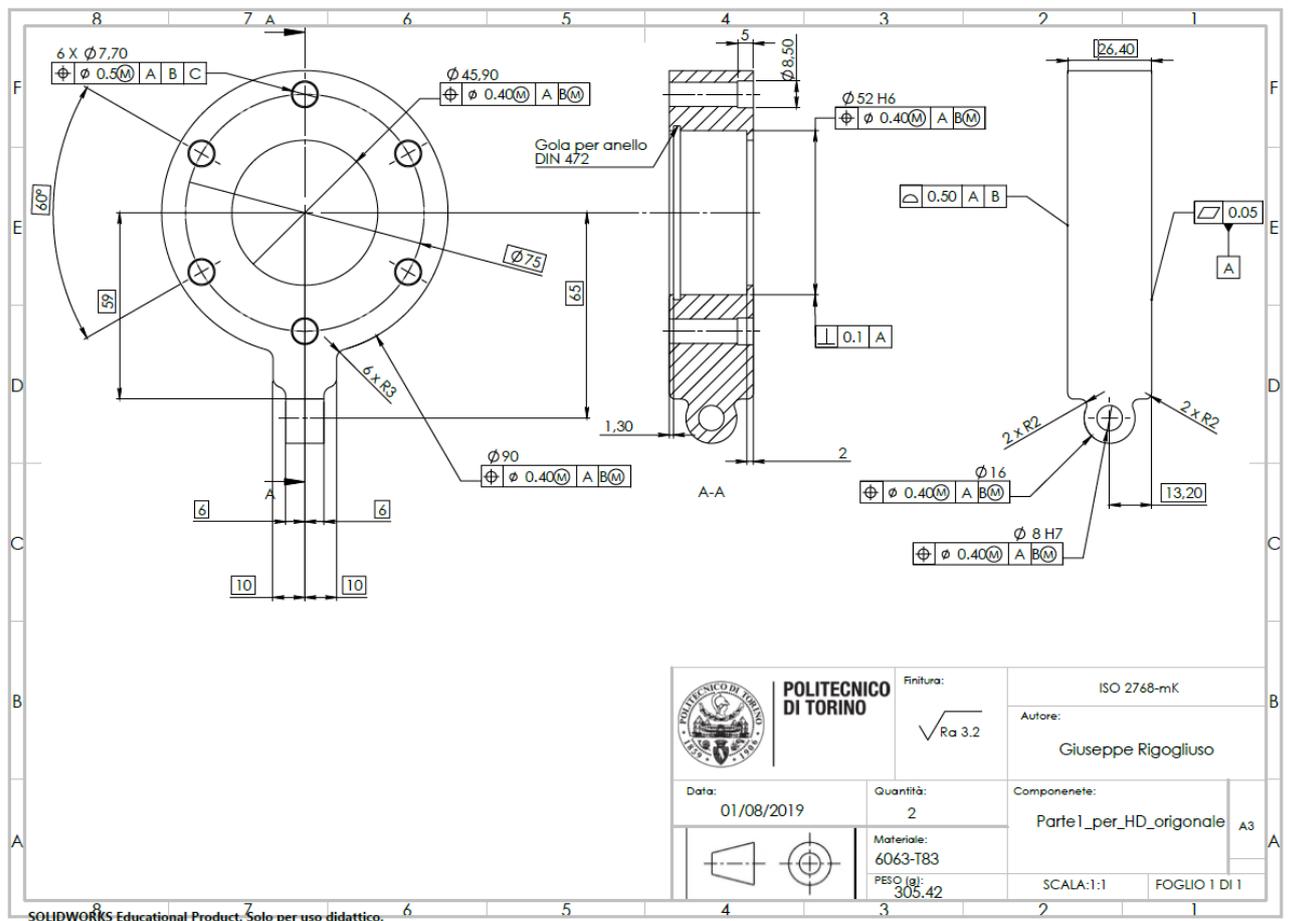


Figura 83 Messa in tavola Parte_1

5.6.2 Parte 1.2

Tale elemento tramite il perno si accoppia alla *parte 1* e quindi permette all'utente il moto di adduzione e abduzione; anche in tal caso nel foro di 8 mm è previsto un accoppiamento con gioco e quindi si impone come tolleranza dimensionale H7.

Esso è realizzato tramite un quadro cavo che si accoppia con la *parte 2* per realizzare la regolazione telescopica in corrispondenza del *leg link*; l'accoppiamento previsto è un accoppiamento con gioco, quindi in corrispondenza delle dimensioni interne è imposta una tolleranza dimensionale H7.

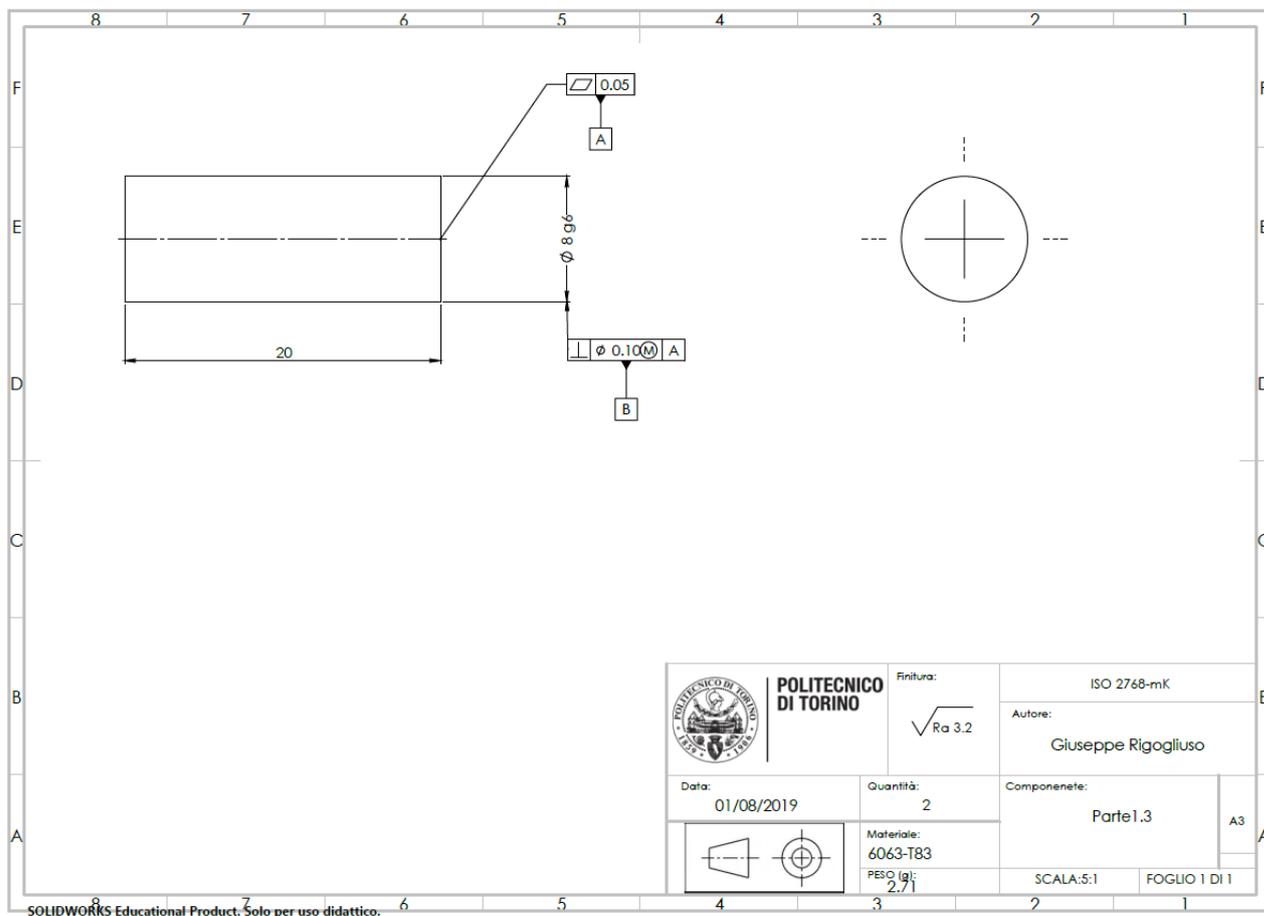


Figura 85 Messa in tavola Parte 1.3

5.6.4 Parte 2

Tale elemento si accoppia con la *parte 1.2* realizzando la regolazione antropometrica del leg link; le dimensioni esterne sono uguali a quelle interne del quadro cavo della *parte 1.2* e dovendo realizzare un accoppiamento con gioco la tolleranza dimensionale prevista è g6.

La *parte 2* sia accoppia alla *parte 2.1* tramite il perno indicato nella bollatura come *parte 2.2* al fine di realizzare la seconda cerniera del leg link; nella sede del perno di 8 mm è prescritta una tolleranza dimensionale H7 per realizzare un accoppiamento con gioco.

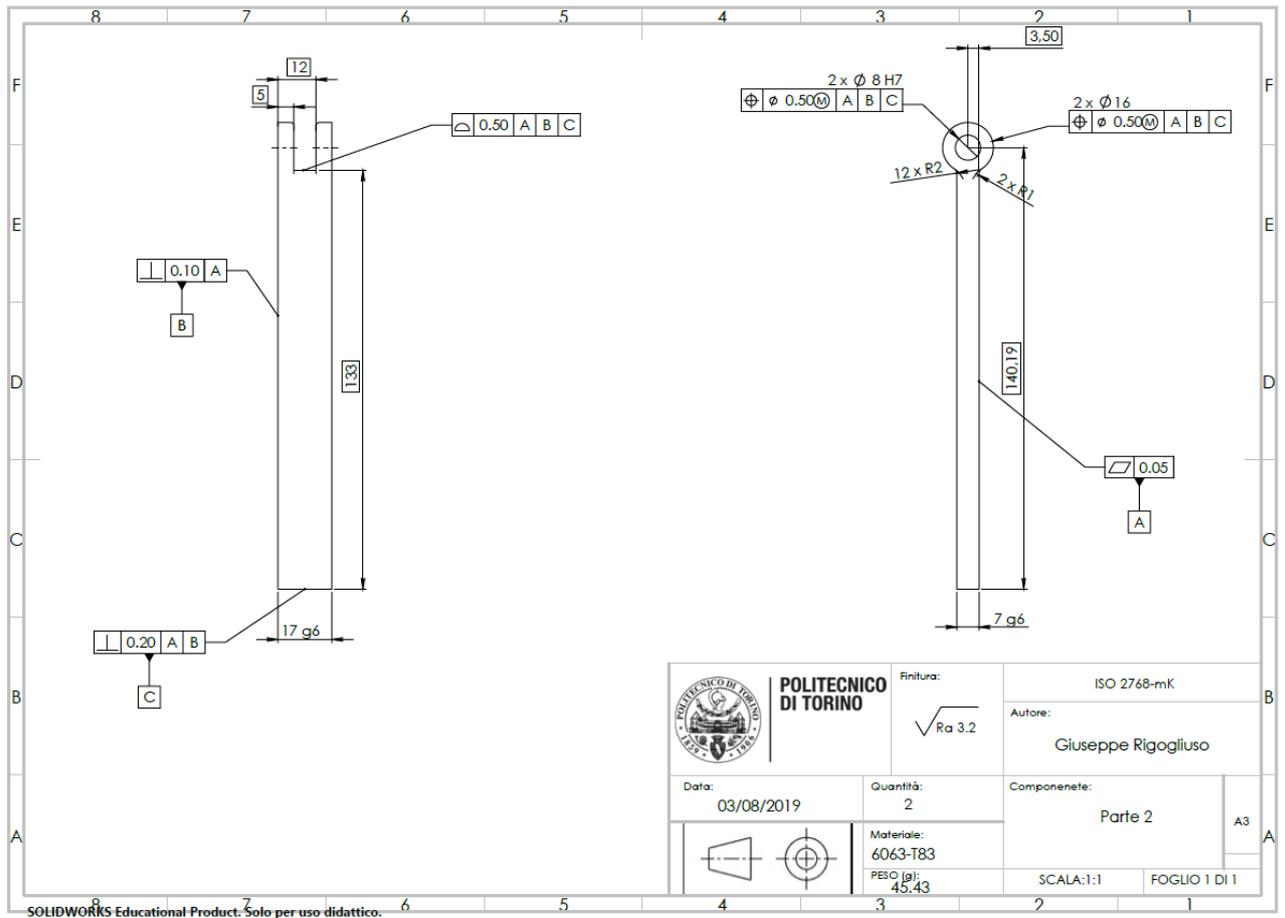


Figura 86 Messa in tavola Parte 2

5.6.6 Parte 2.2

La parte 2.2 costituisce il perno di collegamento tra la parte 2 e la parte 2.1; l'accoppiamento tra la parte 2.2 e le rispettive sedi è un accoppiamento con gioco e quindi si prevede una tolleranza dimensionale g6 sul diametro.

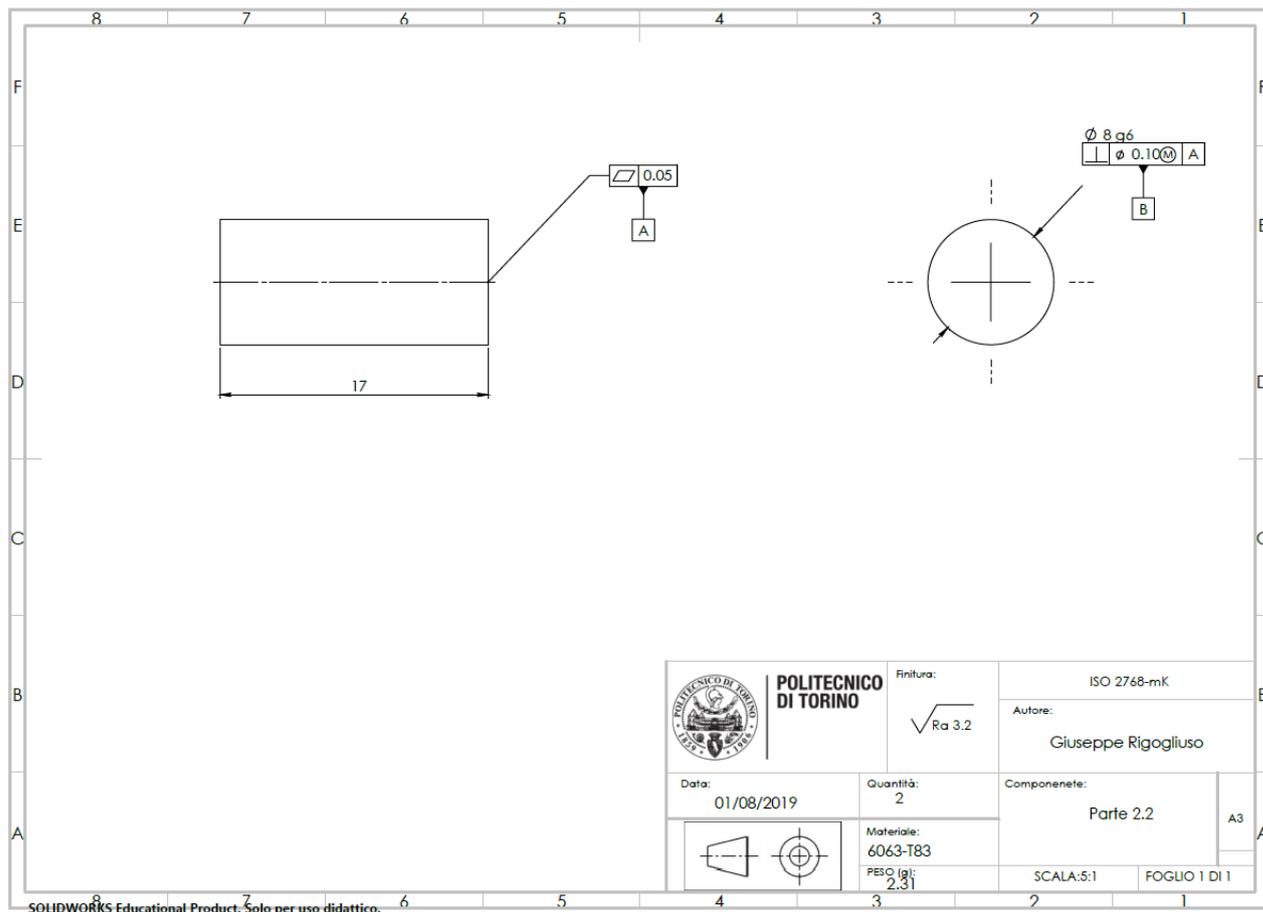


Figura 88 Messa in tavola parte 2.2

5.7 Piastra di supporto

La piastra di supporto svolge la funzione di sorreggere e assicurare il corretto montaggio dei componenti che costituiscono il gruppo di attuazione. Al fine di minimizzare gli ingombri in direzione assiale e permettere l'assemblaggio del gruppo di attuazione tale piastra è costituita da vari componenti che vengono assemblati attraverso collegamenti filettati.

Si riporta di seguito la bollatura della piastra di supporto:

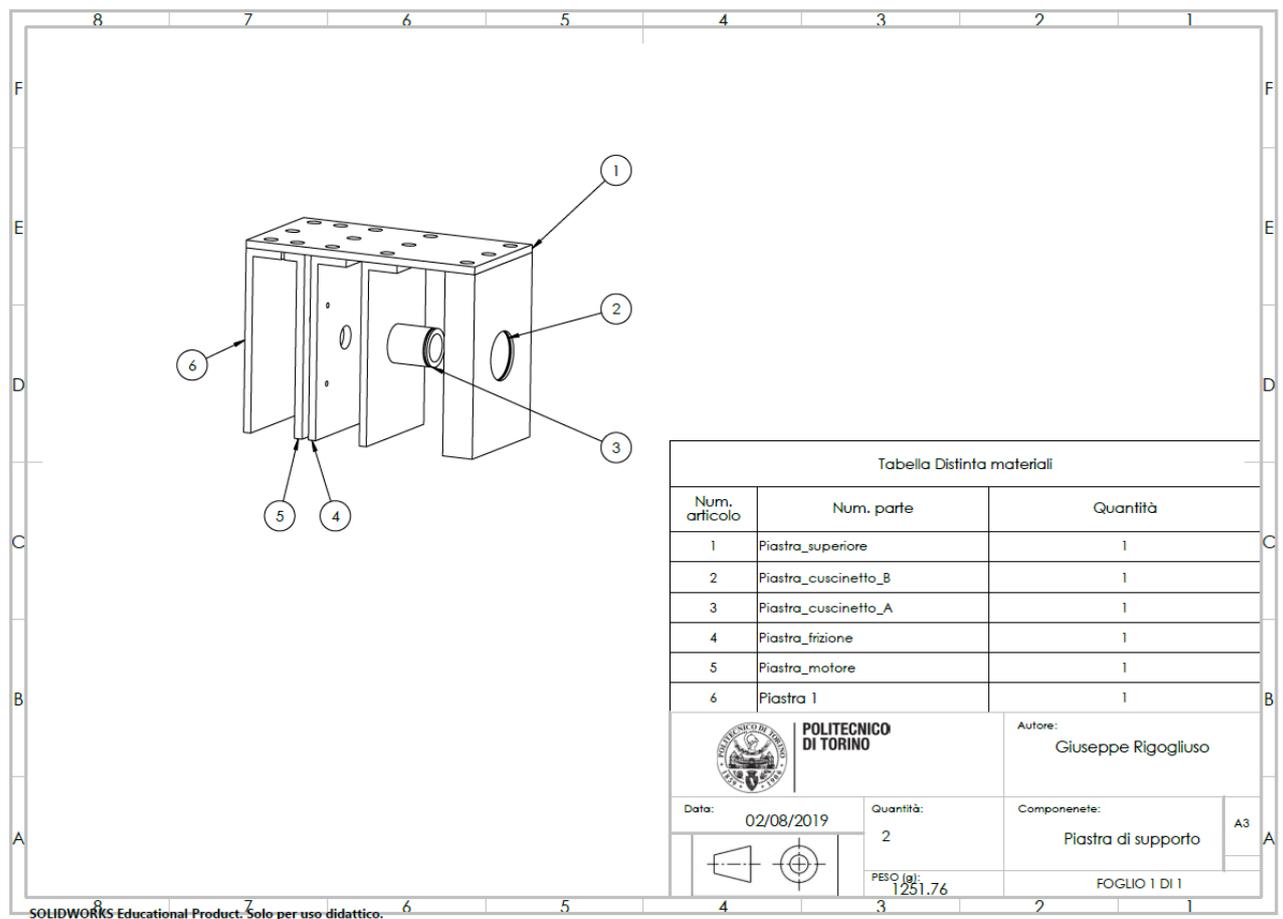


Figura 89 Bollatura piastra di supporto

5.7.1 Piastra superiore

Tale elemento permette l'assemblaggio della piastra di supporto in quanto ad essa vanno collegate tramite elementi filettati tutte le altre piastre disposte verticalmente che servono a vincolare i vari elementi del gruppo di attuazione. Le sedi per le viti di collegamento sono realizzate a forma di asola per permettere una certa tolleranza che garantisce il montaggio anche in caso di errori dimensionali nelle dimensioni in direzione assiale dei componenti.

I fori passanti sono disposti in modo da minimizzare l'ingombro assiale del gruppo di attuazione e da permetterne il corretto assemblaggio dei vari componenti; inoltre tali fori devono trovarsi in una posizione precisa per permettere il corretto montaggio; a tal fine vengono indicate le tolleranze di localizzazione che definiscono il massimo spostamento consentito dalla posizione teoricamente esatta indicata dalle quote riquadrate. La zona di

tolleranza viene quindi localizzata tramite quote teoricamente esatte rispetto a un sistema di riferimento individuato da tre piani mutuamente ortogonali.

Il valore della tolleranza di localizzazione è stato calcolato considerando che il collegamento delle piastre dei vari componenti alla piastra superiore avviene con viti mordenti M5; in particolare i fori della piastra superiore sono passanti quelli nelle piastre verticali sono filettati.

Indicando quindi con T1 la tolleranza di localizzazione della *piastra superiore*, questa in esame, e con T2 quella delle piastre verticali dei vari componenti si applica la seguente formula [28]:

$$T1 + T2 = F_{MMC} - V = (5.9 - 5) \text{ mm} = 0.9 \text{ mm}$$

Essendo:

- F_{MMC} il diametro dei fori al massimo materiale ipotizzando di aver scelto un diametro di foratura 6 mm e assumendo per i fori gli scostamenti previsti dalla ISO 2768/1 per le tolleranze dimensionali.
- V il diametro nominale della vite

Inoltre essendo un collegamento con vite mordente, l'inclinazione dell'asse della vite è governata da quella del foro per cui è necessario considerare lo spessore dei componenti da collegare per evitare interferenze.

Si usa quindi la seguente formula per calcolare il diametro minimo del foro passante [28]:

$$H = V + T1 + T2 \left(1 + \frac{2s}{P} \right) = \left(5 + 0.4 + 0.5 \left(1 + \frac{2 \cdot 5.1}{4.9} \right) \right) \text{ mm} = 6.95 \text{ mm}$$

Essendo:

- S lo spessore massimo della piastra con il foro passante
- P lo spessore minimo della piastra con foro filettato
- $T1$ e $T2$ rispettivamente la tolleranza del foro passante e di quello filettato.

Si ottiene quindi che il diametro minimo dei fori passanti è di 6.95 mm, e ad essi è associata una tolleranza di localizzazione che calcolata risulta pari a 0.4 mm.

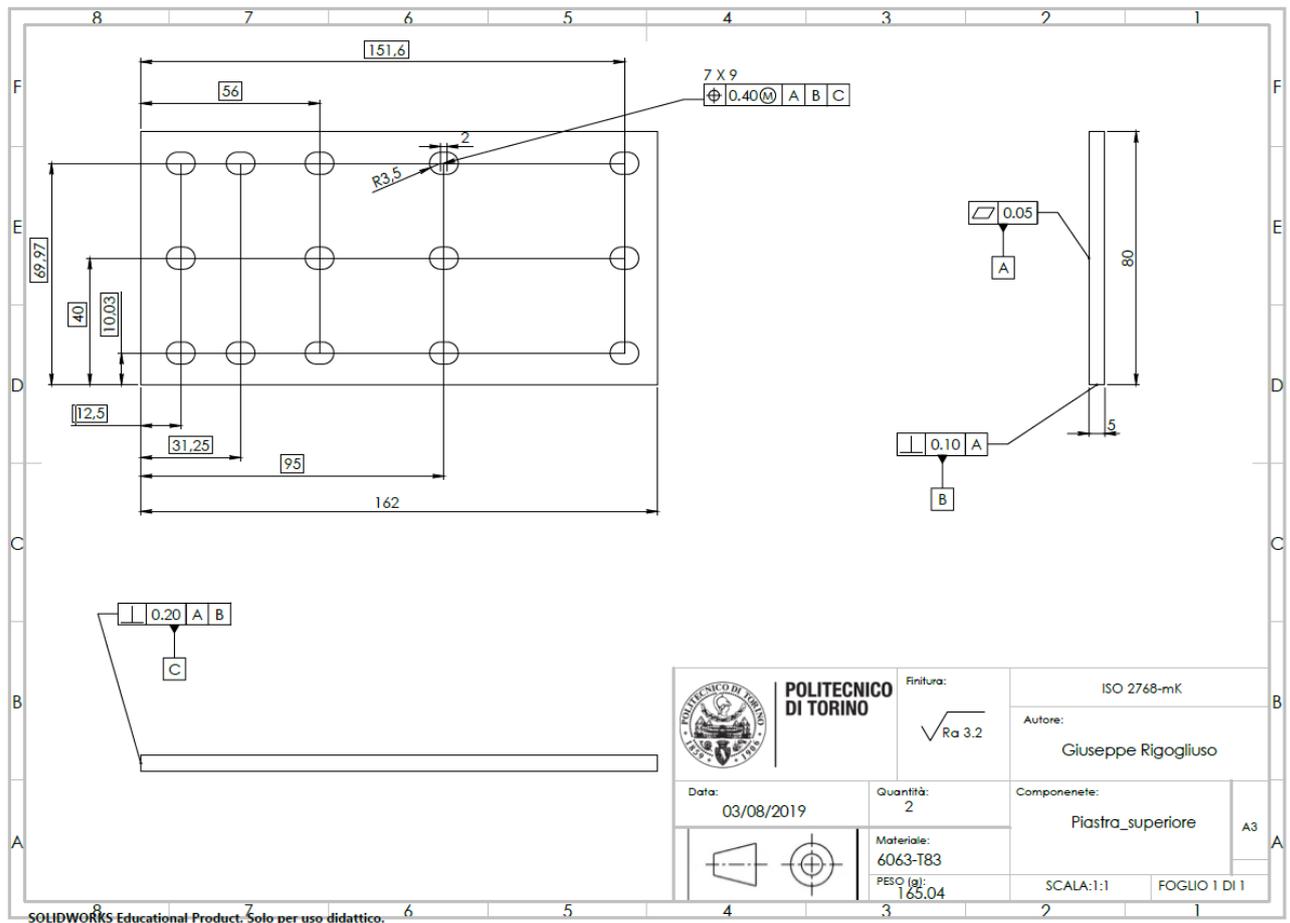


Figura 90 Messa in tavola piastra superiore

5.7.2 Piastra cuscinetto B

Tale piastra costituisce la sede per il cuscinetto B e quindi su di essa si scaricano le forze provenienti dal telaio posteriore.

I fori filettati M5 per il collegamento alla piastra superiore vengono localizzati rispetto al SR formato dai 3 piani ortogonali A, B e C tramite le opportune quote di riquadrate e lo scostamento da tali quote massimo ammissibile è indicato dalla tolleranza di localizzazione che risulta pari a 0.5 mm calcolata e indicata con T2 nel paragrafo 5.7.1.

Nella sede del cuscinetto B è prevista una tolleranza dimensionale H6 sulla quota diametrale di 32 mm, essendo tale tolleranza prescritta per le sedi di cuscinetti con anello interno rotante e per normali applicazioni, come indicato nella tabella seguente.

TOLLERANZE PER ALLOGGIAMENTI DI CUSCINETTI	
H 8	Per cuscinetti con anello interno rotante con forti carichi e basse velocità: applicazione a trasmissioni, sopporti con scatole in due parti; per cuscinetti assiali;
H 6	Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi e velocità medie, per tutte le normali applicazioni;
J 6	Per cuscinetti con anello interno rotante ad alte velocità, con piccoli carichi: applicazioni a macchine utensili, motorini elettrici, ecc.; per cuscinetti con anello esterno registrabile assialmente
K 6	Per cuscinetti con albero od alloggiamento rotante; anello esterno con registrabile assialmente: applicazione a pulegge folli, trasmissioni con funi, ruote di teleferiche
M 7	Per cuscinetti con anello esterno rotante; con carichi e velocità medie, applicazione a ruote anteriori di automobile
N 6	Per cuscinetti con anello esterno rotante; con forti carichi accompagnati da urti: applicazione a ruote folli di carrelli ferrotranviari, bielle, pignoni differenziali

Figura 91 Tolleranze per alloggiamenti di cuscinetti [28]

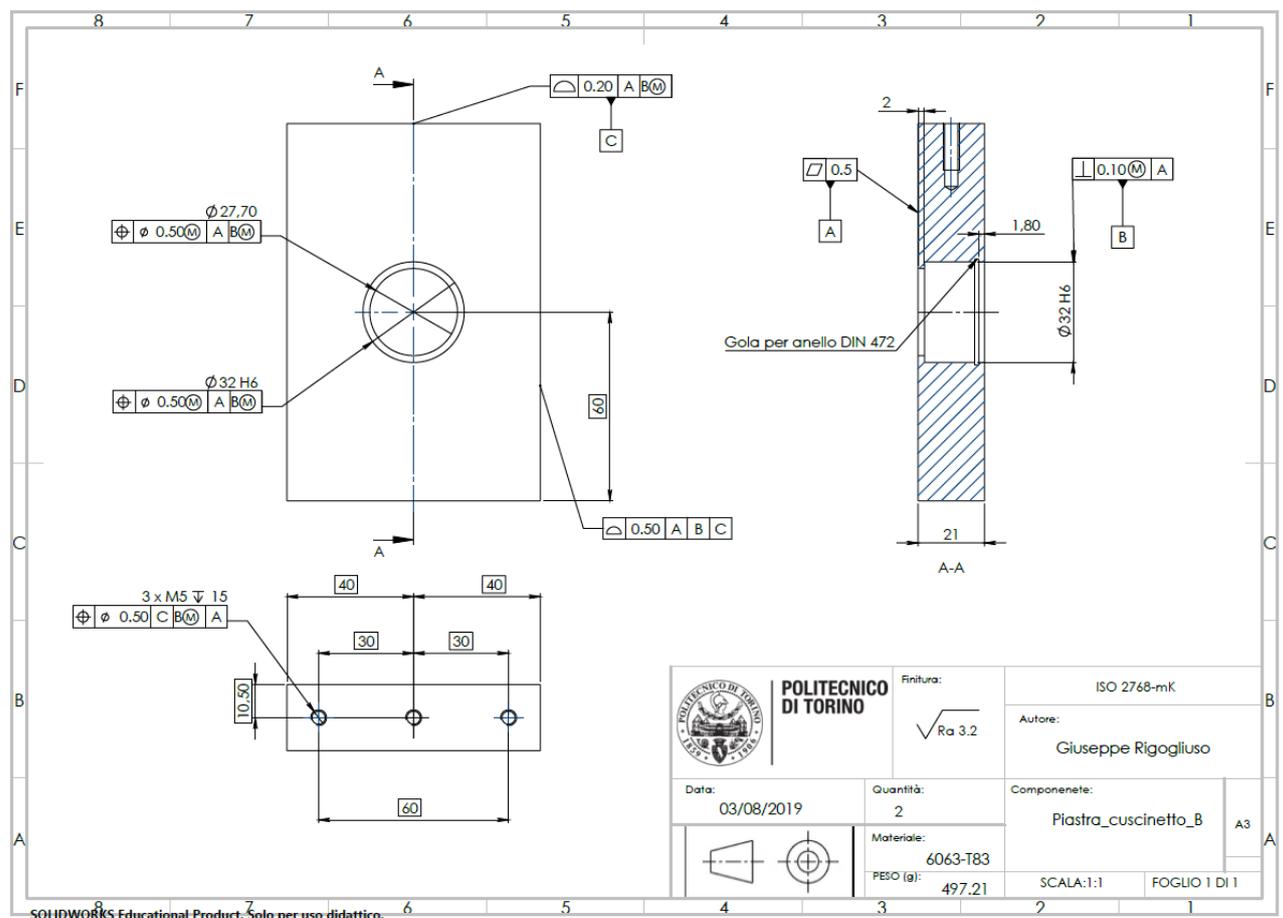


Figura 92 Messa in tavola piastra cuscinetto B

5.7.3 Piastra cuscinetto A

Tale piastra costituisce la sede del cuscinetto A e quindi su di essa si scaricano le forze provenienti dal leg link.

I fori filettati M5 per il collegamento alla piastra superiore vengono localizzati rispetto al SR formato dai 3 piani ortogonali A, B e C tramite le opportune quote di riquadrate e lo scostamento da tali quote massimo ammissibile è indicato dalla tolleranza di localizzazione che risulta pari a 0.5 mm calcolata e indicata con T2 nel paragrafo 5.7.1.

L'albero di diametro 25 mm costituisce la sede per l'alloggiamento del cuscinetto A e su di esso è stata imposta una tolleranza dimensionale g6 adottata per cuscinetti con alloggiamento rotante e albero fisso come riportato nella tabella seguente:

TOLLERANZE PER SEDI DI CUSCINETTI SU ALBERI

g 6	Per cuscinetti con alloggiamento rotante e albero fisso, anello interno registrabile assialmente: applicazione a ruote folli, pulegge, carrucole, trasportatori, a basse velocità
h 5	Per cuscinetti con anello esterno rotante con carichi irregolari accompagnati da urto; come nelle pulegge a funi e a catene, boccole ferroviarie, ecc.; per cuscinetti con anello interno, oppure esterno, rotante ad alta velocità con piccoli carichi; come nei motorini elettrici, aspiratori, dinamo
j 5	Per cuscinetti con anello interno rotante con carichi e velocità medie; per cuscinetti assiali
j 6	Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi medi e velocità elevate
k 6	Per cuscinetti con anello interno rotante; forti carichi radiali e velocità medie ed elevate
m 6	Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi radiali molto elevati accompagnati da urti; applicazione a boccole ferroviarie, motori da trazione, pignoni differenziali
n 6	Per cuscinetti con anello interno rotante applicati ai laminatoi

Figura 93 Tolleranze per sedi di cuscinetti su alberi [28]

Inoltre sull'albero circolare è stata anche imposta una tolleranza di oscillazione totale che assicura contemporaneamente il controllo degli errori di circolarità, cilindricità, rettilineità, coassialità, inclinazione e parallelismo e quindi assicura il corretto montaggio e funzionamento del cuscinetto nell'apposita sede.

Essendo:

- F_{MMC} il diametro dei fori al massimo materiale ipotizzando di aver scelto un diametro di foratura 5 mm e assumendo per i fori gli scostamenti previsti dalla ISO 2768/1 per le tolleranze dimensionali.
- V il diametro nominale della vite

Inoltre essendo un collegamento con vite mordente, l'inclinazione dell'asse della vite è governata da quella del foro per cui è necessario considerare lo spessore dei componenti da collegare per evitare interferenze.

Si usa quindi la seguente formula per calcolare il diametro minimo del foro passante [28]:

$$H = V + T1 + T2 \left(1 + \frac{2s}{P} \right) = \left(4 + 0.5 + 0.4 \left(1 + \frac{2 \cdot 2.1}{4.9} \right) \right) mm = 5.2 mm$$

Essendo:

- S lo spessore massimo della piastra con il foro passante
- P lo spessore minimo della piastra con foro filettato
- $T1$ e $T2$ rispettivamente la tolleranza del foro passante nella frizione e di quello filettato nella piastra.

Si ottiene quindi che il diametro minimo dei fori passanti realizzati sulla frizione è di 5.2 mm, e ad essi è associata una tolleranza di localizzazione che calcolata risulta pari a 0.4 mm.

I fori sulla *piastra frizione* per il collegamento della frizione sono dei fori filettati M4 ai quali è associata una tolleranza di localizzazione di 0.4 mm.

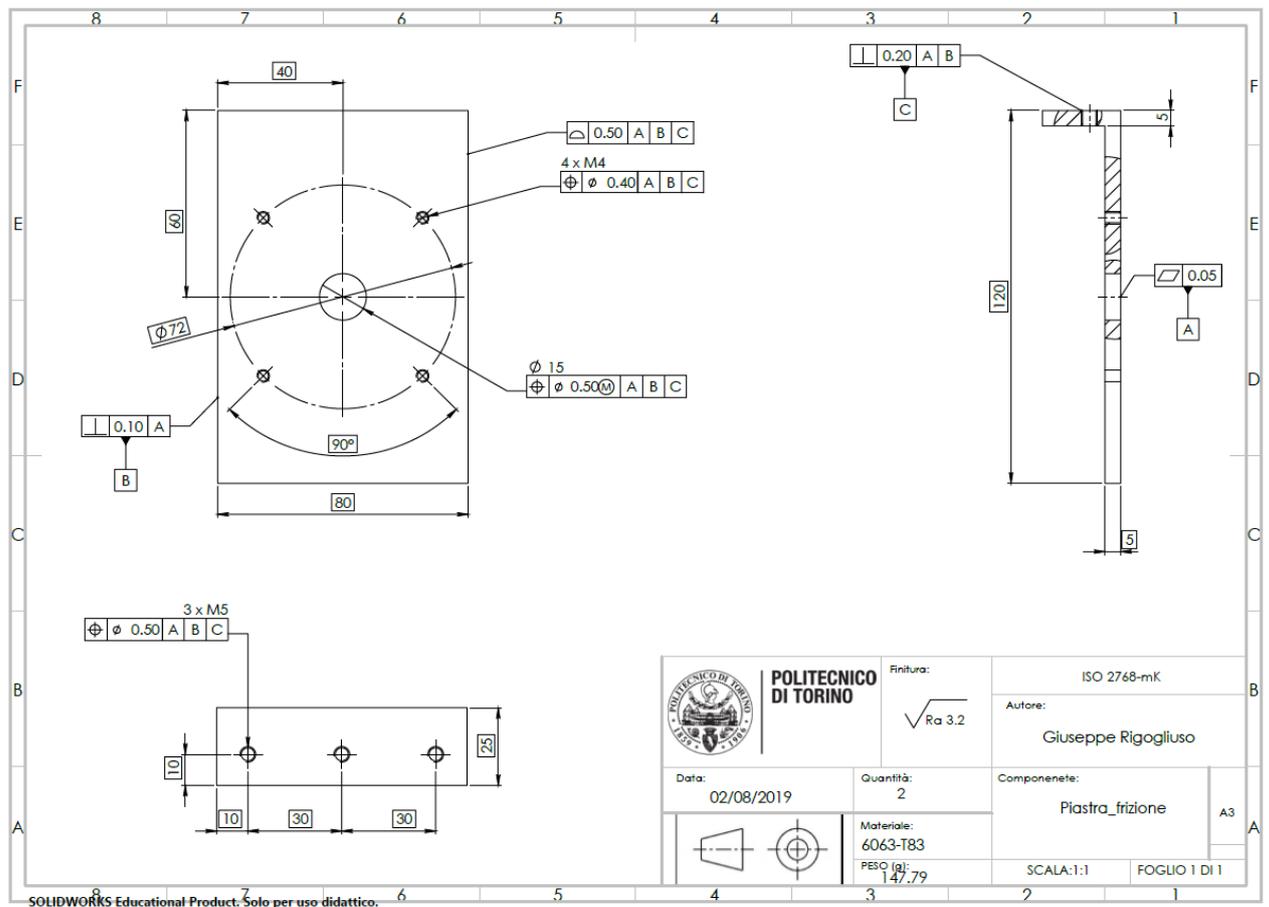


Figura 95 Messa in tavola piastra frizione

5.7.5 Piastra motore

Tale elemento serve per sostenere il motore e si collega alla piastra superiore tramite due viti M5 i cui fori filettati sono localizzati rispetto al SR formato dai tre piani mutuamente ortogonali A, B e C tramite le quote riquadrate e ad essi è associata la tolleranza di localizzazione T2 calcolata nel paragrafo 5.7.1.

Il motore viene fissato alla piastra tramite tre viti M5 quindi nella *piastra motore* sono realizzati tre fori passanti la cui disposizione è analoga a quella dei rispettivi fori filettati presenti sul motore; tali fori vengono localizzati rispetto al sistema di riferimento formato dai tre piani A, B e C attraverso quote riquadrate teoricamente esatte e il massimo scostamento

da tali quote è indicato attraverso la tolleranza di localizzazione. Il valore di tale tolleranza è determinato tramite la seguente formula:

$$T1 + T2 = F_{MMC} - V = (5.9 - 5)mm = 0.9 mm$$

Essendo:

- F_{MMC} il diametro dei fori al massimo materiale ipotizzando di aver scelto un diametro di foratura 6 mm e assumendo per i fori gli scostamenti previsti dalla ISO 2768/1 per le tolleranze dimensionali.
- V il diametro nominale della vite

In tal caso la tolleranza di localizzazione $T2$ del foro filettato sul motore è ricavata dal catalogo del componente e risulta pari a 0.2 mm, quindi quella del foro passante sulla piastra $T1$ risulta pari a 0.7 mm.

Inoltre essendo un collegamento con vite mordente, l'inclinazione dell'asse della vite è governata da quella del foro per cui è necessario considerare lo spessore dei componenti da collegare per evitare interferenze.

Si usa quindi la seguente formula per calcolare il diametro minimo del foro passante [28]:

$$H = V + T1 + T2 \left(1 + \frac{2S}{P}\right) = \left(4 + 0.7 + 0.2 \left(1 + \frac{2 \cdot 5.1}{5.8}\right)\right) mm = 7.3 mm$$

Essendo:

- S lo spessore massimo della piastra con il foro passante
- P lo spessore minimo della piastra con foro filettato
- $T1$ e $T2$ rispettivamente la tolleranza del foro passante nella *piastra motore* e di quello filettato nel motore.

Si ottiene quindi che il diametro minimo dei fori passanti realizzati sulla *piastra motore* è di 7.3 mm, e ad essi è associata una tolleranza di localizzazione che calcolata risulta pari a 0.7 mm.

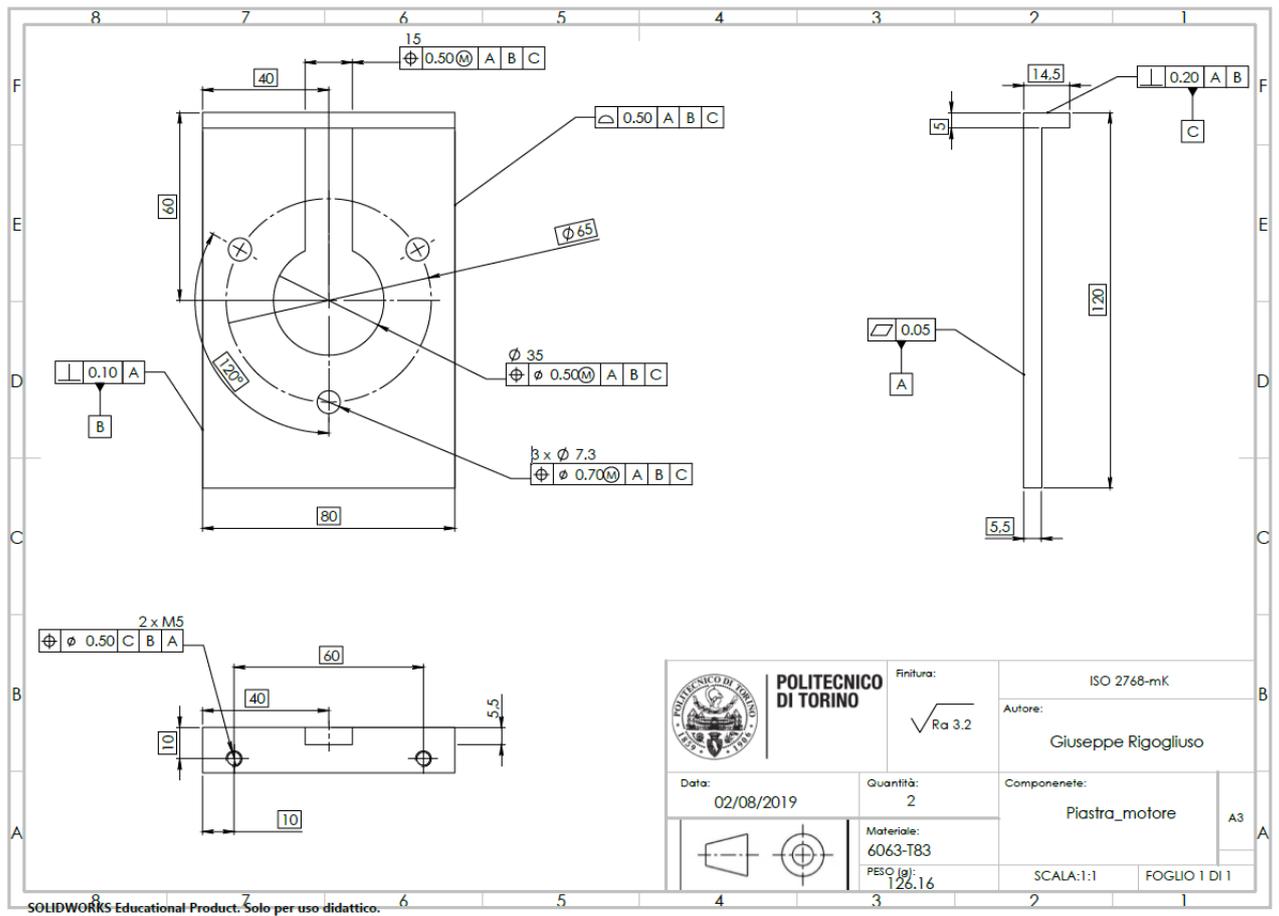


Figura 96 Messa in tavola piastra motore

5.7.6 Parte 1

Tale elemento serve per collegare la piastra di supporto alla cintura in corrispondenza del bacino dell'operatore; essa si collega alla piastra superiore tramite i tre fori filettati M5 che vengono localizzati rispetto al sistema di riferimento formata dai piani mutuamente ortogonali A, B e C tramite quote di posizione riquadrate e attraverso una tolleranza di localizzazione T2 calcolata nel paragrafo 5.7.1.

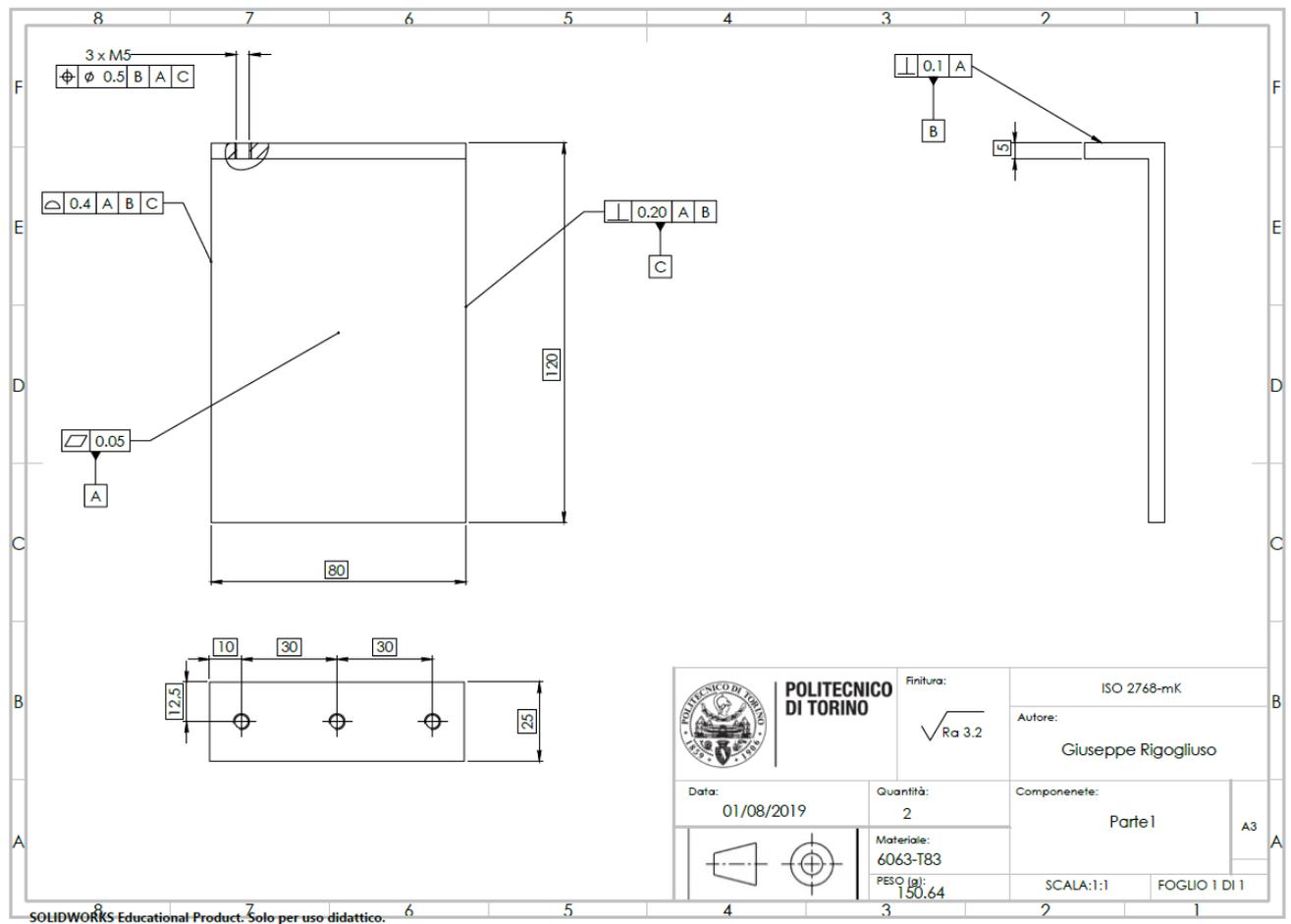


Figura 97 Messa in tavola parte 1

5.7.7 Albero uscita frizione

Tale albero serve per trasmettere la coppia dalla frizione al wave generator dell'Harmonic drive.

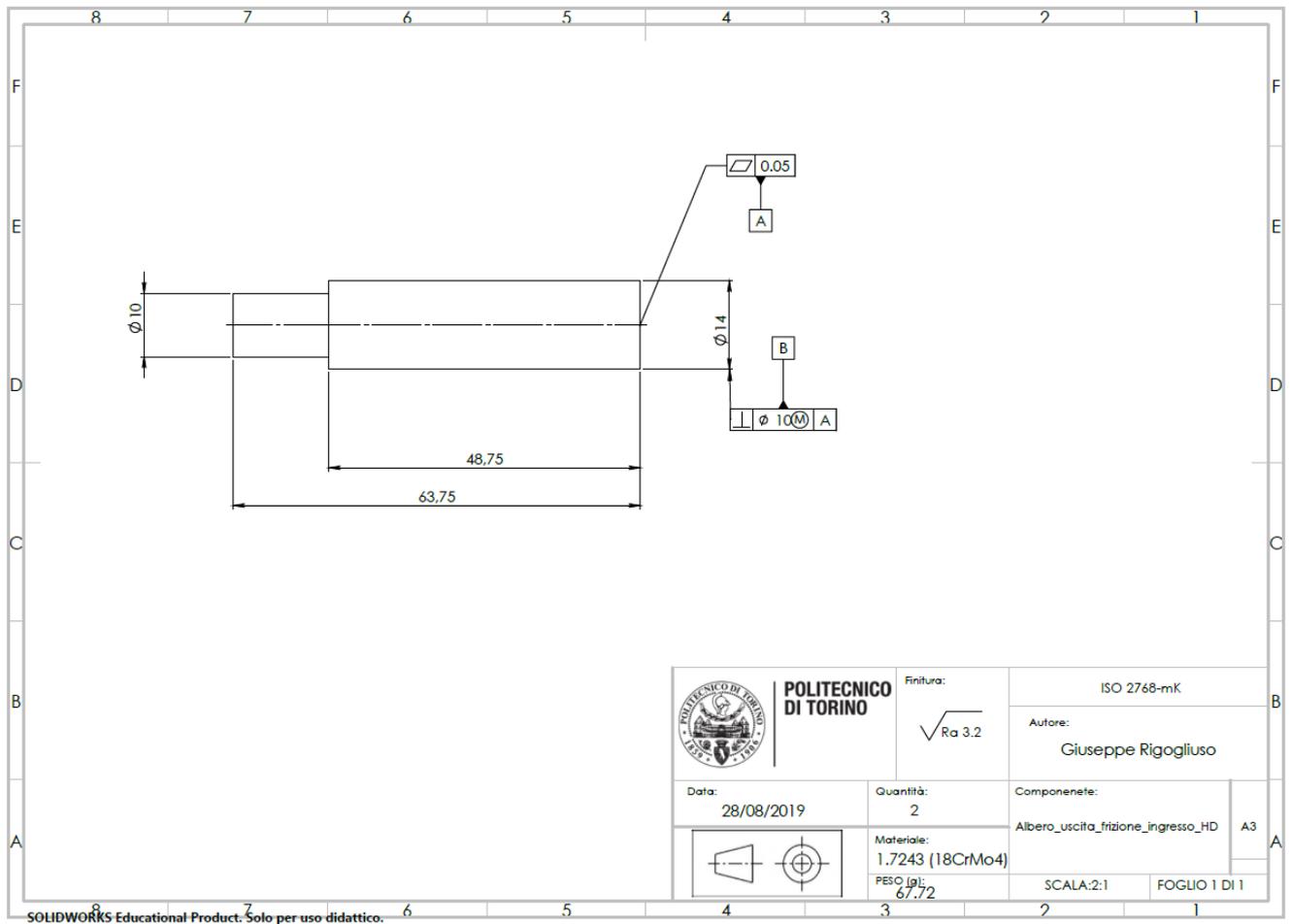


Figura 98 Messa in tavola albero uscita frizione

5.7.8 Albero uscita riduttore

Tale elemento presenta 6 fori la cui disposizione e dimensione sono tali da permettere il collegamento alla CSS tramite elementi filettati, in particolare 6 viti M5.

Tali elementi passano attraverso il foro passante realizzato nell'elemento esaminato e si impegnano nei fori filettati realizzati nella CSS.

La tolleranza di localizzazione dei fori nell'elemento in esame (T1) e nella CSD (T2) si calcola con la seguente formula [28]:

$$T1 + T2 = F_{MMC} - V = (5.9 - 5) \text{ mm} = 0.9 \text{ mm}$$

Essendo:

- F_{MMC} il diametro dei fori al massimo materiale ipotizzando di aver scelto un diametro di foratura 6 mm e assumendo per i fori gli scostamenti previsti dalla ISO 2768/1 per le tolleranze dimensionali.
- V il diametro nominale della vite

Inoltre essendo un collegamento con vite mordente, l'inclinazione dell'asse della vite è governata da quella del foro per cui è necessario considerare lo spessore dei componenti da collegare per evitare interferenze.

Si usa quindi la seguente formula per calcolare il diametro minimo del foro passante [28]:

$$H = V + T1 + T2 \left(1 + \frac{2S}{P}\right) = \left(5 + 0.5 + 0.4 \left(1 + \frac{2 \cdot 5.1}{11.8}\right)\right) \text{ mm} = 6.2 \text{ mm}$$

Essendo:

- S lo spessore massimo della piastra con il foro passante
- P lo spessore minimo della piastra con foro filettato
- $T1$ e $T2$ rispettivamente la tolleranza del foro passante e di quello filettato.

Si ottiene quindi che il diametro minimo dei 6 fori passanti è di 6.2 mm, inoltre tali fori vengono localizzati tramite una tolleranza di localizzazione che calcolata risulta pari a 0.5 mm.

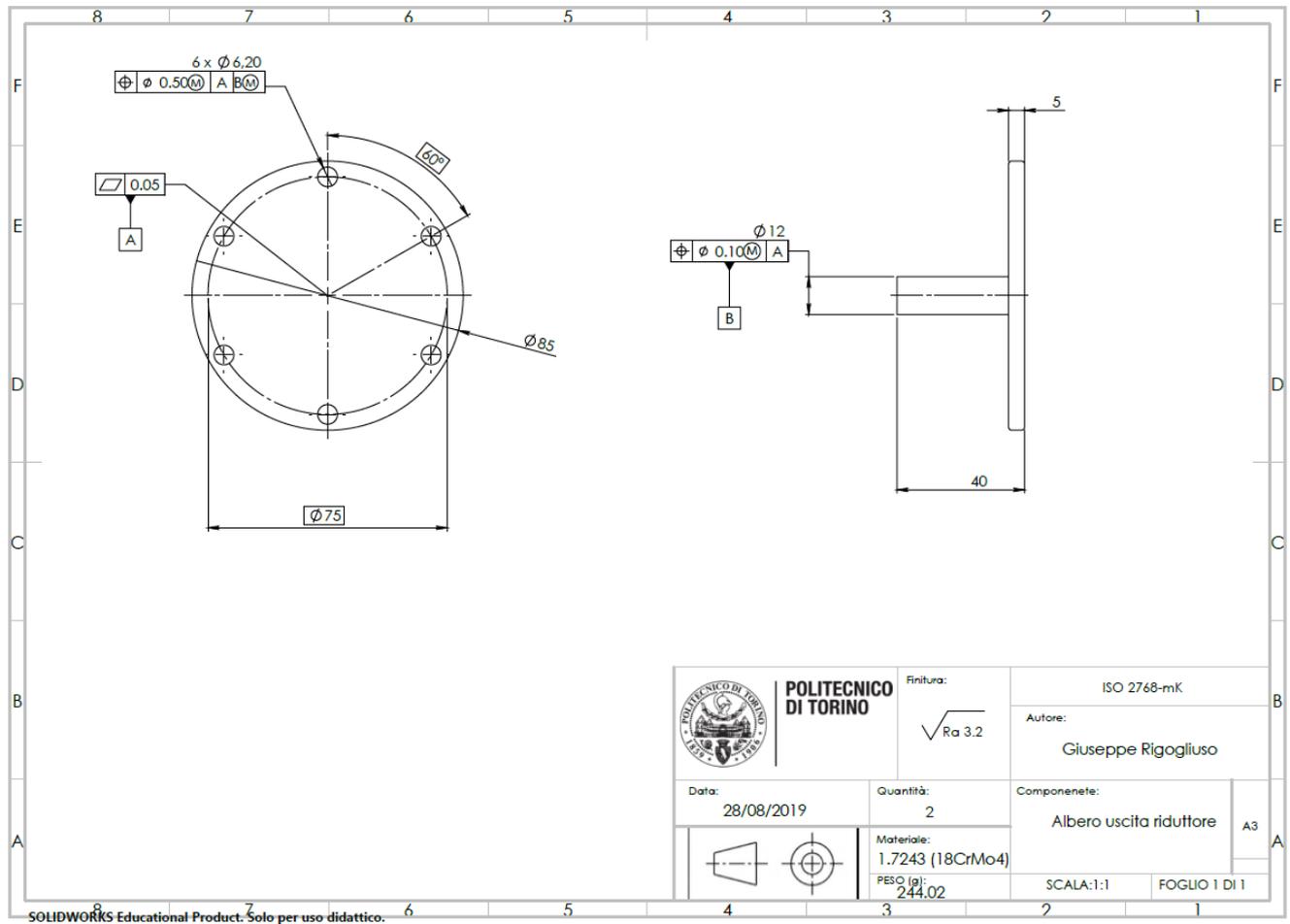


Figura 99 Messa in tavola albero uscita riduttore

Capitolo 6

6. Conclusione e sviluppi futuri

6.1 Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha portato alla completa progettazione di un esoscheletro attivo per applicazione industriale. L'attività di progettazione è stata preceduta da un'approfondita analisi della letteratura disponibile sugli esoscheletri, in particolare quelli per applicazione industriale, che ha permesso di comprendere quali erano i requisiti da soddisfare nella progettazione di un esoscheletro, dall'ergonomicità fino alla sicurezza dell'operatore che lo indossa; dallo stato dell'arte ricavato è stato possibile esaminare le soluzioni di esoscheletri già disponibili sul mercato al fine di ottenere una soluzione innovativa. L'esoscheletro progettato ha il compito di sorreggere il 30% del peso del tronco di un operatore, durante la flessione e l'estensione; la coppia necessaria a tale funzione viene fornita da un sistema di attuazione, uno per ogni lato, posto in corrispondenza del bacino dell'operatore, costituito da un motore Brushless, una frizione e un riduttore. Si è proceduto inoltre al dimensionamento meccanico della struttura tramite anche lo svolgimento di alcune simulazioni strutturali per validare i risultati ottenuti. La struttura prevede la presenza di regolazioni antropometriche per garantire che l'esoscheletro possa essere utilizzato da un range ampio di soggetti, in particolare dal 5 al 95 percentile totale, ossia soggetti la cui altezza va dai 1512 ai 1806 mm; tali regolazioni sono poste in corrispondenza del telaio posteriore, noto come back-frame, e dell'elemento da collegare alla coscia, indicato come leg-link e garantiscono delle variazioni dimensionali per la larghezza e la lunghezza del tronco, per la lunghezza della coscia e per la larghezza del bacino. Le regolazioni sopra menzionate sono di tipo telescopico e quindi questo ha influito nella scelta delle sezioni che costituiscono gli elementi strutturali.

Durante l'attività di progettazione si è inoltre tenuto conto delle tre diverse modalità di funzionamento dell'esoscheletro: la prima modalità di lavoro è la "modalità libera", in cui l'attuatore è disaccoppiato dalle gambe, per mezzo della frizione, permettendo all'utente di

camminare; la seconda prevede un ausilio da parte dell'esoscheletro nella fase di flessione del tronco e di mantenimento della posizione flessa; nella terza, il dispositivo supporta l'operatore durante il ritorno alla posizione eretta.

Nella scelta dei componenti del gruppo di attuazione si è cercato di minimizzare l'ingombro assiale in corrispondenza del bacino, per permettere all'operatore di muoversi liberamente anche in ambienti ristretti; Infatti il motore scelto è un motore Brushless della serie EC 90 flat caratterizzato da un ingombro assiale pari a circa la metà di quello di un motore stepper, la frizione è stata selezionata dopo un'attenta ricerca tra i vari produttori al fine di selezionare il modello che presentava il design più compatto, il riduttore scelto è un harmonic drive, noto per il suo design compatto e per gli elevati rapporti di trasmissione.

La struttura meccanica è stata realizzata in alluminio al fine di contenere il peso dell'esoscheletro, che presenta un peso di circa 11 Kg accettabile se confrontato con lo stesso tipo di esoscheletri industriali attualmente disponibili sul mercato, come ad esempio l'Active-Trunk di Robot Mate [3], [8].

Inoltre effettuando alcune simulazioni di movimento dell'operatore con l'esoscheletro sul piano sagittale è stato possibile mettere in evidenza l'aumento di distanza tra scapola e anca in seguito alla flessione del tronco; per risolvere tale problema è stato proposto, per la trasmissione della coppia dal gruppo di attuazione al tronco, un cinematismo articolato in cui i due link orizzontali risultassero direttamente collegati al back-frame; in questo modo la rotazione del back-frame avviene intorno all'albero in uscita dal gruppo di attuazione e quindi la variazione di distanza è assorbita dalla rotazione rigida dei link orizzontali intorno al gruppo di attuazione posto in corrispondenza dell'anca.

La soluzione presentata risulta innovativa ed effettivamente realizzabile tramite un prototipo iniziale; a tal proposito la parte finale dell'elaborato è dedicata alla messa in produzione del prototipo progettato; a tal fine i componenti progettati sono stati rappresentati tramite messe in tavola.

6.2 Sviluppi futuri

Tra gli aspetti da ottimizzare uno importante riguarda l'ottimizzazione del design dei componenti che rappresentano il punto di contatto tra l'esoscheletro e l'operatore, ad esempio quelli in corrispondenza della coscia e del bacino dell'operatore; questo potrebbe migliorare l'ergonomia dell'esoscheletro, limitando le pressioni di contatto per l'utente.

Il secondo aspetto riguarda invece la verifica della funzionalità delle due cerniere poste in corrispondenza del leg link, il cui obiettivo è quello di permettere all'operatore di compiere il moto di adduzione e abduzione.

Inoltre l'obiettivo da perseguire per la realizzazione di prototipi futuri rimane quello di ridurre gli ingombri laterali e il peso complessivo dell'esoscheletro, al fine di renderlo facilmente indossabile e utilizzabile anche in ambienti di lavoro con ingombri limitati.

Infine l'obiettivo sarebbe quello di realizzare un prototipo dell'esoscheletro progettato al fine di testarne l'effettivo funzionamento e valutare possibili aspetti da migliorare.

Ringraziamenti

Un ringraziamento particolare va rivolto al relatore Prof. Terenziano Raparelli e ai correlatori Prof. Gabriella Eula, Prof. Luigi Mazza, Ing. Riccardo Mala e Ing. Marco Pontin che mi hanno seguito con impegno e professionalità durante tutte le fasi del lavoro.

Bibliografia

- [1] J. L. Pons, *Wearable Robots: Biomechatronic Exoskeletons*.
- [2] Ferraresi, «Tecnologie meccatroniche e robotiche».
- [3] A. Volique, J. Masood, J. Fauroux, L. Sabourin e O. Guetez, «Industrial Exoskeleton Technology: Classifications, Structural Analysis, and Structural Complexity Indicator».
- [4] T. Z. a. H. (. Huang, «A lower-back robotic exoskeleton,» *IEEE ROBOTICS AND AUTAMATION MAGAZINE*, pp. 95-98, 2018.
- [5] 2019. [Online]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/HAL_\(robot\)#cite_note-12](https://en.wikipedia.org/wiki/HAL_(robot)#cite_note-12).
- [6] H. Hara e Y. Sankai, «Development of HAL for Lumbar Support».
- [7] Cyberdyne, «Cyberdyne,» [Online]. Available: https://www.cyberdyne.jp/english/products/Lumbar_LaborSupport.html.
- [8] Robo- Mate, «Robo- Mate,» [Online]. Available: <http://www.robo-mate.eu/active-trunk.html>.
- [9] Laevo, «Laevo,» 2019. [Online].
- [10] Ferraresi, «Mobilità corpo umano».
- [11] S. Beraldo, «Sport&Medicina,» [Online]. Available: http://www.medicinasportonline.eu/glossario_movimenti_sportivi_m-o.htm.
- [12] «Basic human body measurements for technological design».
- [13] «Centile,» Agosto 2019. [Online]. Available: <https://it.wikipedia.org/wiki/Centile>.
- [14] I. P. Herman, *Physics of the human body*, Springer Verlag, 2007.
- [15] H. U. a. H. K. M. I. Y. Muramatsu, «Improvement and Quantitative Performance Estimation of the Back Support Muscle suit».
- [16] M. Tsuzura, T. Nakakuki e D. Misaki, «A mechanism design of waist power assist suit for a caregiver by using torsion springs,» 2013.
- [17] J. Masood, J. Ortiz, J. Fern´andez e L. A. M. a. D. G. Caldwell, «Mechanical Design and Analysis of Light Weight Hip Joint,» 2016.
- [18] G. Tilloca, «Study and Design of a Hip Joint for Exoskeleton Applications».

- [19] A. Elbashary e R. Maliardo, «Powered exoskeleton hip-joint design for industrial applications».
- [20] L. Frosini, «Il motore brushless (1 parte): principi di funzionamento,» 2019.
- [21] 2019. [Online]. Available: <https://www.semanticscholar.org/paper/Experimental-evaluation-of-actuation-systems-for-a-Font-Llagunes/66c51fcd789faf8578767e2128a948d92734c4cd>.
- [22] Altra Industrial Motion, «“Clutches and Brakes”, 2018 product catalogue,» 2018.
- [23] P. Rocco, 16 Luglio 2019. [Online]. Available: <http://home.deib.polimi.it/rocco/robotica/riduttori.pdf>.
- [24] T. D. Tuttle, «Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic».
- [25] « Harmonic Drive Reducer Catalog».
- [26] Musola Metalli S.r.l, «Catalogo generale Alluminio».
- [27] A. Somà, Fondamenti di meccanica strutturale, Torino: Levrotto & Bella, 2016.
- [28] Chirone e Tornincasa, Disegno tecnico industriale Volume 2, 2015.
- [29] 2019. [Online]. Available: <https://www.skf.com/it/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/index.html>.
- [30] 2019. [Online]. Available: <https://www.skf.com/it/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/design-and-variants/index.html>.
- [31] 2019. [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load/index.html>.
- [32] 2019. [Online]. Available: https://www.maxongroup.es/medias/sys_master/root/8833813676062/19-EN-270.pdf.
- [33] 2019. [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/double-row/index.html?designation=3205%20A-2RS1&unit=metricUnit>.
- [34] 2019. [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/double-row/index.html?designation=3201%20A-2RS1&unit=metricUnit>.
- [35] Brusa e Berrutti, *Appunti per lezioni di CM del corso elementi di disegno e costruzione di macchine*, 2016/2017.

