

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**Studio ed assemblaggio di un esoscheletro per il supporto
dei lavoratori e verifiche delle prestazioni statiche e
dinamiche**



Relatore e Correlatori

Prof. Terenziano Raparelli

Prof.ssa Gabriella Eula

Prof. Luigi Mazza

Candidato

Carlo Vigenti

Anno Accademico 2020/2021

ABSTRACT

Nel seguente elaborato viene presentato un esoscheletro posturale ad azionamento elettrico per uso industriale, sviluppato per aiutare la flessione e l'estensione del tronco degli operatori durante lo svolgimento delle mansioni lavorative. Partendo dal progetto dell'esoscheletro già sviluppato in lavori precedenti, vengono ottimizzate e costruite le varie parti del prototipo, arrivando ad ottenere un esoscheletro completamente assemblato. Inoltre, vengono introdotte delle nuove implementazioni strutturali per il prototipo e, dopo uno studio sui motori elettrici presenti nei due gruppi di azionamento del dispositivo posturale, viene presentata una proposta hardware di logica di controllo con cui poter ottenere un corretto funzionamento dell'esoscheletro.

Sempre in questo elaborato di tesi viene analizzato un banco prova per esoscheletri, presente nei laboratori del DIMEAS e dotato di tre attuatori pneumatici con cui simulare la flessione del busto del corpo umano rispetto all'anca. Dopo aver verificato che l'esoscheletro, precedentemente descritto, sia montabile e testabile sul banco prova, viene proposta una logica di controllo con cui svolgere una simulazione controllata per far compiere alla parte mobile del banco, che rappresenta il busto del corpo umano, una flessione in avanti ed indietro rispetto alla cerniera che simula l'anca. Dopo aver simulato sul banco prova questo ciclo di lavoro con un circuito pneumatico ad azionamento manuale, vengono dimensionate e scelte delle elettrovalvole digitali e proporzionali da integrare in un circuito pneumatico ad azionamento elettrico con cui riprodurre nuovamente la logica di controllo.

INDICE

INTRODUZIONE.....	1
CAPITOLO 1: PANORAMICA SUGLI ESOSCHELETRI E SUL LORO UTILIZZO IN CAMPO INDUSTRIALE.....	4
1.1 Panoramica storica sugli esoscheletri.....	4
1.2 Classificazione degli esoscheletri.....	7
1.3 Esoscheletri in campo industriale.....	10
CAPITOLO 2: PRESENTAZIONE ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO PER USO INDUSTRIALE..	16
2.1 Scopo dell'esoscheletro.....	17
2.2 Panoramica sulla struttura dell'esocheletro.....	18
CAPITOLO 3: COSTRUZIONE E VERIFICA DEI PEZZI STRUTTURALI DEL BACK-FRAME E DEL LEG-LINK DELL'ESOSCHELETRO.....	22
3.1 Componenti del back-frame e del meccanismo articolato dell'esoscheletro	23
3.2 Componenti del leg-link dell'esoscheletro.....	31
CAPITOLO 4: OTTIMIZZAZIONE E COSTRUZIONE DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO ELETTRICO	39
4.1 Componenti costruiti inizialmente per il gruppo di azionamento	42
4.1.1 Piastra di supporto per il gruppo di azionamento	42
4.1.2 Alberi meccanici per la trasmissione del moto del gruppo di azionamento	48
4.2 Componenti commerciali presenti nel gruppo di azionamento.....	51
4.2.1 Motore elettrico brushless dell'azienda maxon	52
4.2.2 Frizione elettromagnetica dell'azienda warner electric	54
4.2.3 Riduttore harmonic drive	57
4.3 Ottimizzazione del gruppo di azionamento.....	59
4.3.1 Modifiche all'albero del motore elettrico	63
4.3.2 Costruzione del nuovo albero di uscita della frizione ed ingresso del riduttore	64
4.3.3 Modifiche alla piastra di collegamento del gruppo di azionamento con il leg-link.....	66
4.3.4 Modifiche alla piastra esterna (lato meccanismo articolato) del gruppo di azionamento	68

CAPITOLO 5: ASSEMBLAGGIO DELL'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO	71
5.1 Assemblaggio del gruppo di azionamento	71
5.2 Assemblaggio completo dell'esoscheletro	81
5.2.1 Assemblaggio del meccanismo articolato al gruppo di azionamento	81
5.2.2 Assemblaggio del leg-link al gruppo di azionamento.....	82
5.2.3 Esoscheletro completo con back-frame	84
CAPITOLO 6: PROGETTI DI IMPLEMENTAZIONI PER L'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO ...	86
6.1 Agganci cosciali per l'esoscheletro.....	87
6.2 Agganci pelvici per l'esoscheletro	92
6.3 Regolazioni antropometriche discrete del back-frame e del leg-link dell'esoscheletro.....	96
CAPITOLO 7: LOGICA DI CONTROLLO PER L'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO.....	100
7.1 Specifiche di progetto e logica di controllo.....	100
7.1.1 Diagrammi a blocchi della logica di controllo.....	104
7.1.2 Comportamento del meccanismo articolato.....	105
7.2 Proposta costruttiva per la logica di controllo dei motori elettrici del gruppo di azionamento dell'esoscheletro.....	106
CAPITOLO 8: BANCO PROVA ESOSCHELETRI.....	111
8.1 Presentazione banco prova esoscheletri	112
8.2 Aggancio pelvico per montare l'esoscheletro elettrico sul banco prova.....	116
8.2.1 Situazione attuale	116
8.2.2 Nuovo progetto	116
8.3 Studio della flessione posturale del tronco dell'operatore simulata dal banco prova	120
8.4 Verifica per poter testare sul banco prova l'esoscheletro ad azionamento elettrico	124
8.5 Logica di controllo proposta per il banco prova.....	129
CAPITOLO 9: DIMENSIONAMENTO E SCELTA DELLE ELETTROVALVOLE PNEUMATICHE PER IL BANCO PROVA ESOSCHELETRI	135
9.1 Dimensionamento delle valvole pneumatiche per il banco prova esoscheletri.....	136
9.1.1 Calcolo della velocità angolare massima di flessione del tronco umano rispetto all'asse del giunto dell'anca.....	138

9.1.2	Portata massima di esercizio del cilindro 1.....	139
9.1.3	Portata massima di esercizio del cilindro 2.....	142
9.1.4	Portata massima di esercizio cilindro 3.....	146
9.2	Scelta delle valvole pneumatiche per il banco prova e circuiti ad esse associate	148
9.2.1	Circuito pneumatico ad azionamento manuale con relativa simulazione svolta nei laboratori del dimeas.....	149
9.2.2	Circuito pneumatico con elettrovalvole 2/2 proporzionali in portata	154
9.2.3	Circuito pneumatico con elettrovalvole 3/3 proporzionali in portata	157
9.2.4	Circuito pneumatico con elettrovalvole digitali 2/2 per modulazione pwm.....	159
9.2.5	Valutazione economica delle varie proposte di circuito pneumatico	166
9.3	Consumo aria compressa dei cilindri presenti nel banco prova	168
	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	172
	BIBLIOGRAFIA	174
	APPENDICE A	177
	APPENDICE B	188
	RINGRAZIAMENTI	205

INTRODUZIONE

Il candidato ha preso parte ad un progetto nato già da diversi anni all'interno del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino, incentrato sullo studio e sulla costruzione di esoscheletri posturali per uso industriale. In particolare, nell'elaborato di tesi viene presentato un esoscheletro ad azionamento elettrico che ha lo scopo di semplificare il lavoro degli operatori delle linee di montaggio, aiutandoli nelle quotidiane e ripetitive operazioni di flessione ed estensione del tronco rispetto al giunto dell'anca che con il passare degli anni potrebbero provocare dolori lombari legati alla continua pressione sui dischi vertebrali.

All'interno di questo elaborato, partendo dal progetto dell'esoscheletro già sviluppato in lavori precedenti, vengono inizialmente ottimizzati e costruiti i pezzi del dispositivo posturale, e poi quest'ultimi vengono assemblati con dei componenti commerciali per arrivare ad ottenere un prototipo completo. Il funzionamento dell'esoscheletro è garantito da due gruppi di azionamento elettrici dotati rispettivamente di un motore elettrico brushless in corrente continua, di una frizione elettromagnetica e di un riduttore Harmonic Drive. Complessivamente i due gruppi motrici devono garantire l'erogazione del 30% della coppia muscolare richiesta dall'operatore per compiere una flessione in avanti del tronco fino ad un angolo massimo di 70° rispetto al giunto dell'anca. All'esoscheletro non è richiesta una coppia pari al 100% di quella totale perché deve soltanto aiutare l'operatore senza sostituirlo, visto che la sostituzione con il passare del tempo produrrebbe un effetto dannoso al corpo umano ed una possibile atrofizzazione dei muscoli.

L'esoscheletro, oltre che dai due gruppi di azionamento che erogano la coppia motrice, è costituito da due meccanismi articolati che trasmettono la coppia ad una struttura posteriore (back-frame) che a sua volta trasmette il moto al tronco dell'individuo che indosserà il dispositivo e da una struttura inferiore (leg-link). Le due strutture dell'esoscheletro sono costituite principalmente da parti telescopiche che permettono di regolare il dispositivo in base all'anatomia umana dell'operatore, rendendolo indossabile ad un qualsiasi individuo compreso tra il 5 ed il 95 percentile della popolazione italiana.

All'interno di questo documento oltre all'ottimizzazione dei vari pezzi e all'assemblaggio reale dell'intero esoscheletro, vengono introdotte delle implementazioni per rendere indossabile l'esoscheletro ad un operatore e viene presentato uno studio sui motori elettrici presenti all'interno del gruppo di azionamento ed una proposta di logica di controllo con cui poterli comandare per ottenere un corretto funzionamento del dispositivo posturale.

Nella seconda parte di questo elaborato di tesi viene analizzato un banco prova per esoscheletri posturali presente nei laboratori del DIMEAS e dotato di tre attuatori pneumatici che permettono la movimentazione di alcune parti mobili del banco in modo da simulare la flessione del busto di un operatore rispetto al giunto dell'anca.

Inizialmente, essendo il banco prova progettato per testare un altro esoscheletro posturale ad azionamento pneumatico, sempre ideato e costruito all'interno di questo progetto del DIMEAS a cui il candidato ha preso parte, si è rivelato necessario verificare che l'esoscheletro in esame fosse montabile e testabile sul banco prova. In seguito, viene proposta una logica di controllo per svolgere una simulazione in cui la parte mobile del banco prova, che rappresenta il busto umano, deve compiere una flessione in avanti e poi indietro di 70° rispetto alla cerniera che simula l'anca del corpo umano. Il ciclo di lavoro, definito da questa proposta di logica di controllo, è stato realmente testato in laboratorio con un circuito pneumatico ad azionamento manuale ed i risultati ottenuti sono mostrati nell'elaborato. Inoltre, dopo aver opportunamente dimensionato e scelto dai cataloghi delle case costruttrici delle elettrovalvole digitali e proporzionali, vengono presentati dei circuiti ad azionamento elettrico con cui poter sviluppare in futuro una logica di controllo automatica e più versatile per il banco prova esoscheletri.

Nella figura 1 viene riportata una fotografia dell'esoscheletro realmente costruito ed assemblato grazie alle ottimizzazioni apportate in questo elaborato. Per il momento non sono presenti le nuove implementazioni sviluppate per poter rendere indossabile il dispositivo che invece sono visibili nella figura 2 dove viene riporta un'immagine virtuale dell'esoscheletro con tutti i nuovi componenti.



Figura 1: Fotografia dell'esoscheletro posturale ad azionamento elettrico per uso industriale ottimizzato e costruito durante lo sviluppo di questo progetto di tesi.

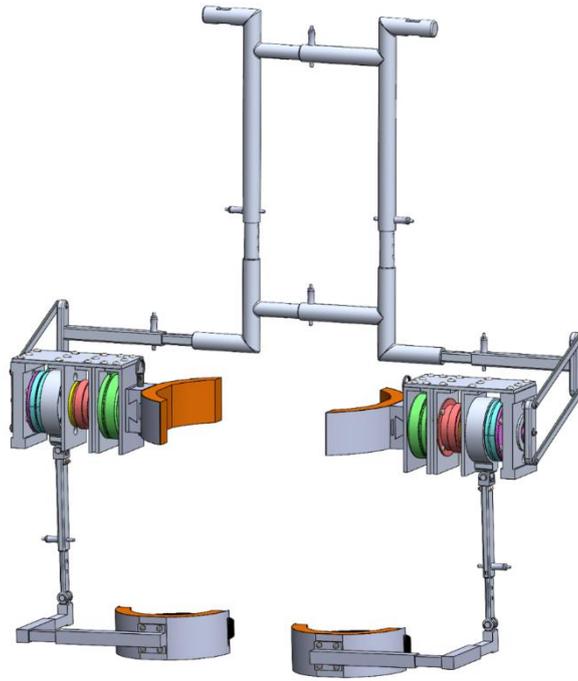


Figura 2: Immagine virtuale dell'esoscheletro posturale ad azionamento elettrico per uso industriale dove sono presenti alcune nuove implementazioni sviluppate e spiegate in questo elaborato di tesi.

Nella figura 3 viene riportata una fotografia del banco prova esoscheletri presente nei laboratori del DIMEAS e trattato nei capitoli 8 e 9 dell'elaborato di tesi.



Figura 3: Fotografia del banco prova per esoscheletri posturali presente nei laboratori del DIMEAS.

CAPITOLO 1: PANORAMICA SUGLI ESOSCHELETRI E SUL LORO UTILIZZO IN CAMPO INDUSTRIALE

In questo primo capitolo introduttivo, utilizzando delle fonti bibliografiche, viene presentata una breve panoramica storica ed una classificazione degli esoscheletri. Inoltre, visto che l'esoscheletro trattato all'interno di questo elaborato di tesi è un dispositivo ad uso industriale, viene approfondito il tema degli esoscheletri in campo industriale.

1.1 PANORAMICA STORICA SUGLI ESOSCHELETRI

Gli esoscheletri sono dei robot indossabili (Wearable Robots) che permettono in campo industriale e militare di compiere più facilmente alcune operazioni che altrimenti risulterebbero molto faticose o complicate, mentre in campo medico permettono di svolgere alcune azioni che altrimenti non sarebbero eseguibili dai pazienti. Nonostante il mondo della robotica abbia origini molto antiche che risalgono intorno al 1495 con il primo progetto di robot umanoide di Leonardo Da Vinci, lo sviluppo degli esoscheletri è molto più recente e datato intorno al 1890. Infatti, prima di quella data il mondo della robotica era caratterizzato esclusivamente da macchine che non interagivano realmente con l'uomo, ma si basava esclusivamente su uno scambio di informazioni con cui l'operatore umano comandava alle macchine cosa fare. Inoltre, i robot prima del ventesimo secolo non erano pensati per aiutare gli esseri umani, ma per sostituirli nel compiere mansioni pericolose e faticose o semplicemente troppo ripetitive e noiose.

Gli esoscheletri sono nati principalmente nell'ambito militare e della riabilitazione medica, ma sempre più spesso vengono riadattati per essere utilizzati anche nell'ambito industriale dove possono trovare più applicazioni ed interessi economici da parte delle grandi industrie.

Avvalendosi dell'articolo scientifico "Review of Exoskeleton: History, Design and Control" di V. Kumar [27], di seguito vengono presentate le principali tappe storiche ed evoluzioni che gli esoscheletri hanno subito negli ultimi cent'anni di ricerca e sperimentazione. In particolare, verranno presentati brevemente cinque esoscheletri differenti, sviluppati in un arco temporale che va dal 1890 fino ai giorni d'oggi.

Il primo esoscheletro in grado di lavorare insieme al corpo umano è stato ideato nel 1890 da un inventore russo di nome Nicholas Yagn che disegnò un dispositivo in grado di aiutare le persone a muoversi più velocemente ed a saltare più in alto. Il modello da lui sviluppato e riportato in figura

1.1, per il quale gli venne riconosciuto anche il brevetto negli Stati Uniti, non si basa su fonti di energia esterna, ma solo su un lungo arco flessibile disposto parallelamente alle gambe dell'uomo che avrebbe indossato l'esoscheletro. [27]

Nel 1965 venne sviluppato e costruito dalla General Electric Company, su richiesta del Dipartimento della Difesa degli Stati Uniti, un esoscheletro ad azionamento elettroidraulico da poter utilizzare inizialmente in ambito militare ed in un secondo momento anche in campo industriale. Il dispositivo chiamato "Hardiman", riportato in figura 1.1, era nato per amplificare fino a 25 volte la forza umana permettendo all'operatore che avrebbe indossato l'esoscheletro di sollevare e trasportare carichi molto pesanti. La struttura era caratterizzata da due parti, una collegata direttamente all'uomo e una in cui riporre i carichi da spostare. A causa della complessità meccanica del dispositivo, dell'elevato tempo per rielaborare i dati e del peso pari 680 *kg* che rendeva pericolosi i movimenti per l'operatore, il progetto non ottenne i risultati sperati e venne abbandonato, continuando a fare sperimentazione solo sul braccio robotico dell'esoscheletro. [12]

Nel 2004 venne sviluppato dall'Università della California un esoscheletro per gli arti inferiori finanziato dal Dipartimento della Difesa degli Stati Uniti per poter essere utilizzato dai soldati in campo militare e dagli operatori di soccorso in caso di calamità naturali, ma che potesse essere riadattato anche in ambito industriale. L'obiettivo di questo dispositivo chiamato "Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX)" era quello di creare un esoscheletro autoalimentato con un gruppo di azionamento idraulico in grado di migliorare la forza e la resistenza degli esseri umani. Il risultato è un dispositivo robusto, versatile ed in grado di supportare un carico massimo di 75 *kg* permettendo all'operatore di camminare liberamente fino a 0,9 *m/s* e fino a 1,3 *m/s* se sprovvisto di carico. Inoltre, permette a chi lo indossa di piegarsi, scavalcare ostacoli ed affrontare dislivelli. Come si può osservare in figura 1.1, il dispositivo, rigidamente collegato ai piedi ed al tronco dell'operatore, è composto da due gambe antropomorfe motorizzate, un'unità di potenza e un telaio simile a uno zaino su cui è possibile montare il carico che si vuole trasportare. [4] [18]

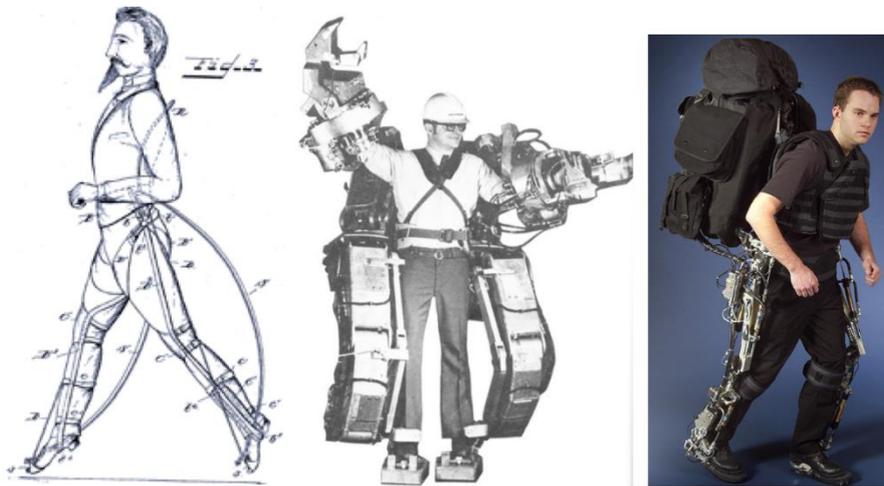


Figura 1.1: Primi dispositivi indossabili, ideati per aiutare l'uomo nei movimenti e nel sollevamento dei carichi. Esoscheletro di N. Yagn (a sinistra), esoscheletro "Hardiman" (al centro) ed esoscheletro "BLEEX" (a destra). [4] [12] [27]

Dopo il 2004, molte case costruttrici hanno iniziato ad investire nel mondo degli esoscheletri arrivando a produrre diversi prototipi. Come riportato nell'articolo scientifico [27], i dispositivi più significativi, che vale la pena introdurre in questa breve ricostruzione storica, sono l'esoscheletro HULC e quello HUMA. Il primo, è un progetto che risale all'inizio degli anni 2000, ma che ha avuto i maggiori sviluppi dal 2009 quando ha iniziato ad occuparsene l'azienda americana Lockheed Martin Corporation. HULC, il cui nome completo è Human Universal Load Carrier, è un dispositivo pensato per il campo militare con lo scopo di permettere ai soldati di sollevare carichi fino a 91 kg senza causare lesioni muscoloscheletriche. È dotato di un azionamento idraulico e corpo in titanio, visibile nella figura 1.2, pesa solo 24 kg ed è abbastanza flessibile da consentire all'operatore di accovacciarsi e di gattonare. Inoltre, può essere rimosso ed imballato per il trasporto in soli 30 secondi. Negli ultimi anni l'azienda costruttrice sta sviluppando anche delle versioni dell'esoscheletro per uso industriale e medico. [16] [17]

Il secondo esoscheletro introdotto nell'articolo scientifico [27] e visibile in figura 1.2 è HUMA, un dispositivo il cui nome completo è "Human Universal Mobility Assistance", sviluppato negli ultimi anni dall'azienda Hyundai ROTEM Company (azienda che fa parte del gruppo automobilistico Hyundai). HUMA è nato in ambito medico, ma come spiega la stessa casa costruttrice può trovare facilmente applicazione nel campo industriale. Il dispositivo è stato sviluppato per fornire a chi lo indossa un aumento della resistenza e della forza, facilitando il sostegno del proprio peso e di alcuni carichi mentre ci si muove. La struttura meccanica dell'esoscheletro pesa complessivamente 10 kg; su ogni gamba dell'esoscheletro ci sono due gruppi di attuazione elettrici costituiti da motori brushless in corrente continua seguiti da riduttori Harmonic Drive che permettono l'estensione e la flessione dell'anca e del ginocchio aiutando chi lo indossa a sorreggere il proprio peso e dei possibili

carichi. Il dispositivo è stato testato per un'andatura dinamica e si è dimostrato che chi lo indossa riesce a camminare con una velocità di 5 km/h con e senza 20 kg di carico e correre fino ad una velocità di 10 km/h. [5]

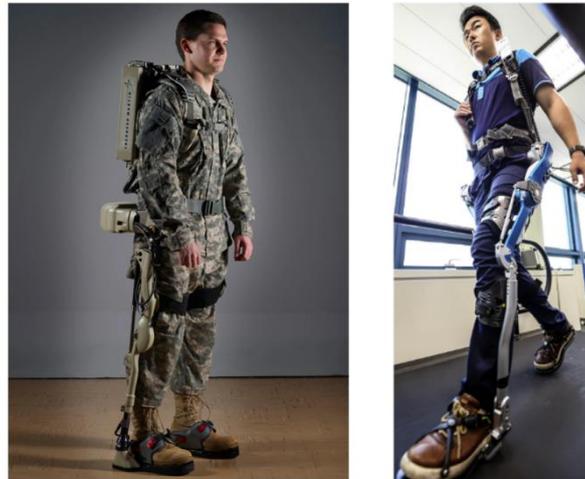


Figura 1.2: Esoscheletro per il sollevamento di carichi “HULC” (a sinistra) ed esoscheletro per il sostegno posturale “HUMA” (a destra). [5] [16]

1.2 CLASSIFICAZIONE DEGLI ESOSCHELETRI

Gli esoscheletri si classificano in base a diversi parametri che possono essere presi in considerazione. Di seguito, facendo riferimento all'articolo scientifico “Exoskeletons for industrial application and their potential effects on physical work load” di Michel P. de Looze [15], viene illustrata, prima in figura 1.3 e poi in un elenco puntato, una classificazione dei vari tipi di esoscheletri.



Figura 1.3: Schema di classificazione per gli esoscheletri.

1) CAMPO DI APPLICAZIONE

Tipicamente i campi di applicazioni degli esoscheletri sono i seguenti [15]:

- **Campo industriale:** gli esoscheletri in questo campo sono principalmente utilizzati per facilitare il lavoro degli operatori all'interno delle fabbriche. In particolari, trovano applicazioni come supporti posturali per aiutare i movimenti ripetitivi e faticosi, e come manipolatori per sollevare e spostare carichi pesanti.
- **Campo medico:** gli esoscheletri in questo campo sono principalmente utilizzati per aiutare i pazienti durante i periodi di riabilitazione e per sostituire delle funzionalità del corpo umano perse a causa di malattie o incidenti.
- **Campo militare:** gli esoscheletri sono nati in questo campo grazie ai grandi investimenti dei governi con lo scopo di migliorare le prestazioni fisiche dei soldati, come la corsa ed il salto. Come si è anche visto nel sotto capitolo 1.1, in campo militare si sono iniziati a sviluppare gli esoscheletri per facilitare il sollevamento di carichi pesanti che poi in realtà hanno trovato molti impieghi soprattutto in campo industriale.

2) SISTEMA DI ATTUAZIONE

I principali sistemi di attuazione integrati nei gruppi di azionamento degli esoscheletri sono i seguenti:

- **Attuazione elettrica:** è un sistema di attuazione basato sull'alimentazione e la trasmissione dell'energia elettrica. I vantaggi di questa soluzione sono l'alta velocità del gruppo di azionamento connessa ad un'ottima precisione e dinamica, la facilità di reperire l'elettricità, la semplicità dei collegamenti hardware e l'assenza di perdite inquinanti. Gli svantaggi sono la complessa regolazione della forza e della velocità, la limitata forza fornita, l'inquinamento elettromagnetico ed i rischi connessi all'utilizzo di questo sistema di attuazione in ambienti pericolosi dal punto di vista di incendi ed esplosioni. [3]
- **Attuazione pneumatica:** è un sistema di attuazione basato sull'aria compressa, estremamente semplice, sicuro ed affidabile. Inoltre, permette una semplice regolazione della forza e della velocità dell'attuatore, oltre a non produrre perdite inquinanti. Gli svantaggi di questo sistema di azionamento riguardano la necessità di disporre di un impianto di compressione dell'aria, le limitate forze e coppie massime prodotte e la scarsa precisione e dinamica. [3]
- **Attuazione idraulica:** è un sistema di attuazione basato su fluidi in pressione. I vantaggi di questa soluzione sono rappresentati dalle ottime prestazioni in termini di potenza prodotta e dalla buona precisione e dinamica del gruppo di azionamento, oltre alla semplicità del sistema di regolazione. Gli svantaggi riguardano la necessità di avere una centralina idraulica, le

perdite inquinanti, la bassa velocità del sistema e la complessità dei collegamenti hardware.
[3]

3) ESOSCHELETRI ATTIVI O PASSIVI

Un'altra classificazione che si può fare per gli esoscheletri è tra attivi, passivi o ibridi [15].

- **Esoscheletri attivi:** contengono nella loro struttura almeno un attuatore che aiuta l'uomo nei movimenti del corpo umano e gli conferisce una maggiore forza per svolgere le proprie attività.
- **Esoscheletri passivi:** non contengono nella loro struttura attuatori di nessun tipo, ma utilizzano dispositivi per accumulare energia, ad esempio molle o materiali particolari, che rilasciano l'energia nel momento in cui all'esoscheletro viene richiesto di aiutare l'operatore.
- **Esoscheletri ibridi:** sono dispositivi misti dotati sia di attuatori sia di sistemi per accumulare e rilasciare energia.

4) PARTE ANATOMICA DI INTERESSE

Gli esoscheletri possono essere distinti a seconda della parte del corpo umano alla quale sono collegati e che aiutano durante i movimenti. Teoricamente possono essere sviluppati e costruiti esoscheletri per qualunque articolazione, ma principalmente si distinguono quelli che operano sugli arti inferiori, superiori, sul tronco e sull'interno corpo dell'operatore. [15]

5) LIVELLO DI ADATTABILITA' ALL'ANTROPOMETRIA UMANA

Il livello di adattabilità dell'esoscheletro all'antropometria umana è un parametro molto importante che definisce quanto l'operatore con indosso il dispositivo, sia libero di muoversi. Infatti, un esoscheletro con un ottimo livello di adattabilità è in grado di seguire l'essere umano in tutti i movimenti delle articolazioni anche quelli più complicati, permettendo così all'essere umano ampi gradi di libertà. [15]

1.3 ESOSCHELETRI IN CAMPO INDUSTRIALE

Come detto in precedenza nel sotto capitolo 1.1, gli esoscheletri sono nati per scopi militari e medici con l'obiettivo di rendere più resistenti e forti i soldati impegnati in scenari di guerra e per facilitare la riabilitazione dei pazienti malati o mutilati. Recentemente, questi dispositivi indossabili hanno trovato molto spazio all'interno delle industrie manifatturiere che sono settori ad alta intensità di manodopera dove gli operai spesso devono compiere dei lavori manuali faticosi e ripetitivi.

L'introduzione di esoscheletri all'interno delle fabbriche ha sicuramente molti vantaggi come appunto quello di evitare sforzi agli operai semplificandoli il lavoro, aumentare la produttività di un impianto ed evitare possibili incidenti dannosi per l'uomo. Allo stesso tempo però, ha anche degli svantaggi dovuti a due fattori principali, il primo economico ed il secondo legato all'adattabilità dell'esoscheletro alle mansioni che l'operatore che lo indossa deve svolgere durante il turno di lavoro. Infatti, adottare dei dispositivi indossabili all'interno di un impianto industriale richiede un investimento molto cospicuo da parte dell'azienda e spesso sostenibile solo da realtà molto grandi e non da piccole medie imprese. Inoltre, non sempre gli esoscheletri permettono all'operatore le libertà di cui ha bisogno per lavorare, questo per via dell'eccessiva rigidità della struttura che impedisce alcuni movimenti o del peso consistente del dispositivo.

L'articolo scientifico intitolato "Industrial Exoskeleton Technology: Classification, Structural Analysis and Structural Complexity Indicator" di A. Voilque [20] introduce al tema degli esoscheletri ad uso industriale, spiegando i motivi per cui hanno trovato molto successo in questo campo e proponendone una classificazione che di seguito viene illustrata. Un settore manifatturiero che sicuramente può trarre molti vantaggi dall'introduzione degli esoscheletri è quello automobilistico dove spesso è difficile trovare un compromesso per realizzare una postazione di lavoro che sia produttiva e allo stesso tempo confortevole per il lavoratore. Infatti, spesso alcune mansioni sono fisicamente stressanti e richiedono posture scomode e sforzi intensi che, con il tempo, possono provocare disturbi muscoloscheletrici agli operatori. Quest'ultimi sono i principali problemi di salute legati al lavoro e possono provocare un grave impatto sulla qualità della vita e sulla produttività sul posto di lavoro perché causano dolori muscolari, perdita di forza e rigidità articolari. [20]

In base alla mansione lavorativa che l'operatore deve svolgere all'interno dell'impianto industriale e alla postura che deve assumere si possono definire tre tipi di esoscheletri con funzioni diverse. Un altro parametro interessante con cui vengono classificati i vari tipi di esoscheletri è il carico che quest'ultimi possono supportare oltre alla massa corporea di chi lo indossa. In particolare,

nell'articolo scientifico [20] si distinguono gli esoscheletri a seconda che quest'ultimi siano in grado di sollevare carichi maggiori o inferiori ai 4 kg.

Nella figura 1.4 è riportato uno schema in cui sono indicati i tre diversi tipi di esoscheletri ad uso industriale.

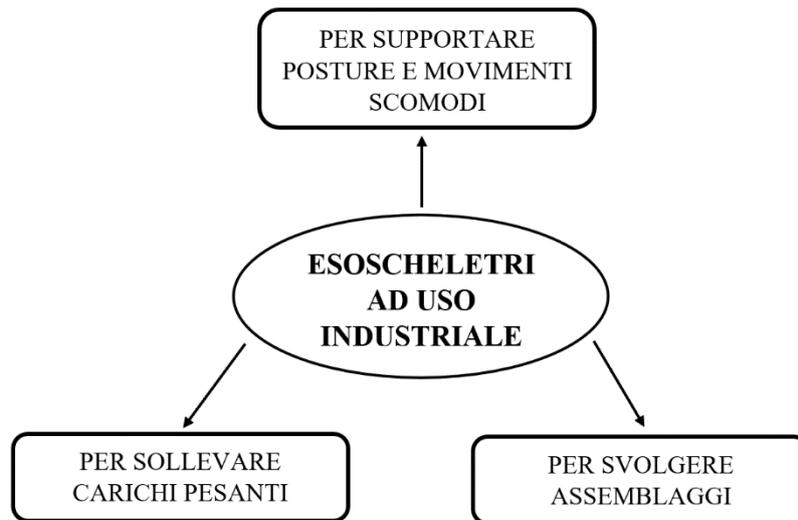


Figura 1.4: Schema di classificazione per esoscheletri ad uso industriale.

- **Esoscheletri per sollevare carichi pesanti**

Gli esoscheletri di questa classe servono per aiutare gli operatori a sollevare carichi con un peso superiore ai 4 kg durante le proprie mansioni lavorative. Quest'ultime spesso non possono essere svolte da manipolatori robotici autonomi perché richiedono una manualità raggiungibile solo dall'uomo. Riferendosi al caso dell'industria automobilistica, in figura 1.5 vengono riportate due situazioni tipiche dove è utile introdurre l'uso di questa classe di esoscheletri. Come si può osservare dalla figura gli operatori sono impegnati a sollevare carichi in magazzino e durante la fase di cablaggio dove spesso è richiesto un importante sforzo fisico. [20]

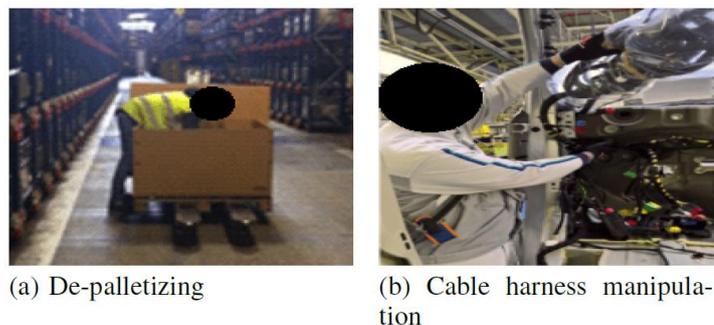


Figura 1.5: Mansioni lavorative in cui vengono sollevati carichi pensati che potrebbero essere semplificate utilizzando degli esoscheletri. [20]

- **Esoscheletri per supportare posture e movimenti scomodi**

Gli esoscheletri di questa classe servono per aiutare gli operatori a compiere lavori che richiedono posture scomode e movimenti ripetitivi, e prevedono di supportare la massa corporea di chi indossa il dispositivo ed un ulteriore carico con un peso inferiore ai 4 kg. Riferendosi al caso dell'industria automobilistica, in figura 1.6 vengono riportate quattro situazioni tipiche dove è utile introdurre l'uso di questa classe di esoscheletri. Come si può osservare dalla figura gli operatori sono impegnati a svolgere mansioni che richiedono la flessione del tronco o il sollevamento delle braccia, posizioni che a lungo andare potrebbero provocare disturbi ai muscoli e alle ossa. [20]

L'esoscheletro sviluppato e costruito nei prossimi capitoli di questo elaborato di tesi rientra in questa classe e, in particolare, è pensato per aiutare gli operatori industriali durante la flessione del tronco rispetto al giunto dell'anca.

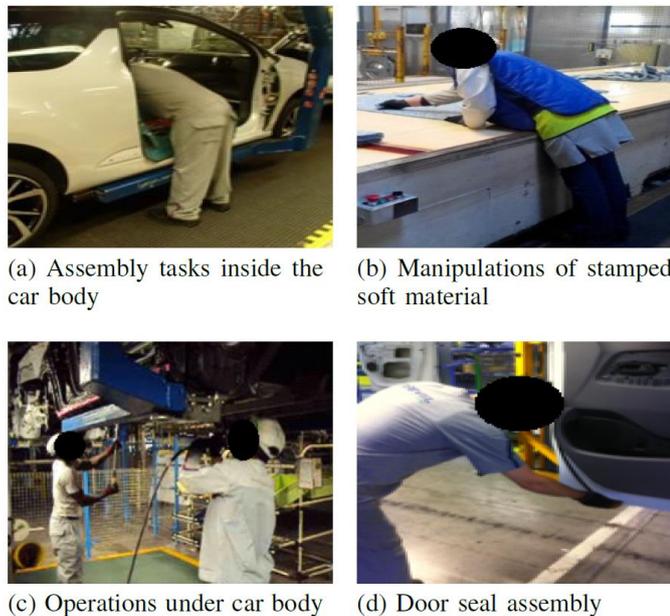


Figura 1.6: Mansioni lavorative con posture o movimenti scomodi che potrebbero essere semplificate utilizzando degli esoscheletri. [20]

- **Esoscheletri per svolgere assemblaggi**

Gli esoscheletri di questa classe servono per aiutare gli operatori a svolgere varie mansioni lungo le catene di montaggio che magari non richiedono un grande sforzo fisico, come poteva succedere per il sollevamento di carichi maggiori ai 4 kg, ma che essendo ripetitivi e continui a lungo andare possono causare problemi fisici. La particolarità di questi esoscheletri ed anche la complessità è dovuta al fatto che devono permettere all'operatore sforzi multidirezionali.

Riferendosi al caso dell'industria automobilistica, in figura 1.7 vengono riportate quattro situazioni tipiche dove è utile introdurre l'uso di questa classe di esoscheletri. Come si può osservare dalla figura gli operatori sono impegnati a svolgere mansioni come l'assemblaggio delle varie parti dell'autoveicolo, di guarnizioni e di cavi elettrici. [20]

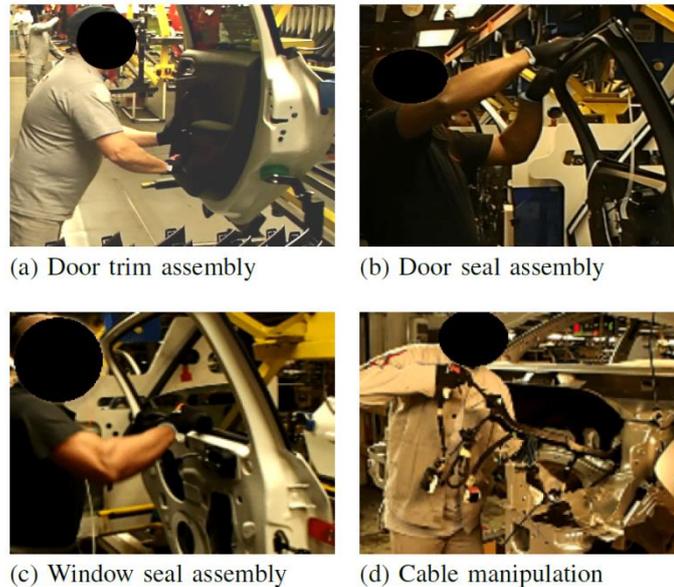


Figura 1.7: Mansioni lavorative di assemblaggio che potrebbero essere semplificate utilizzando degli esoscheletri. [20]

Sempre nell'articolo scientifico [20] viene svolta un'analisi statistica su 62 modelli di esoscheletri in commercio o in fase di sviluppo che possono essere applicati in campo industriale. Partendo da questo studio bibliografico e statistico, di seguito, vengono riportati dei grafici a barre o a torta utili a mettere in evidenza i risultati ricavati. Come si può osservare dalla figura 1.8, tra i modelli analizzati, il 60% può essere utilizzato per aiutare posturalmente l'operatore, il 63% per il sollevamento di carichi e solo l'11% per l'assemblaggio. Questo risultato è in linea con quanto descritto precedentemente, sia perché, come si è visto nella breve ricostruzione storica, la maggior parte degli esoscheletri nasce per aiutare i militari a trasportare carichi pesanti sia perché gli esoscheletri per l'assemblaggio sono molto complessi visto che devono permettere all'operatore di compiere sforzi lungo più direzioni.

Un altro dato significativo (figura 1.9) riguarda il fatto che il 52% degli esoscheletri è di tipo attivo, quindi dotato di un sistema di attuazione, mentre il 48% è di tipo passivo. Tra quelli attivi, come si può osservare in figura 1.10, l'84% sfrutta un gruppo di azionamento elettrico, mentre il 16% pneumatico o idraulico.

Un ultimo aspetto interessante (figura 1.11) riguarda i paesi che stanno sviluppando o commercializzando esoscheletri con un potenziale in campo industriale, tra questi ritroviamo l'Europa per il 37%, l'America per il 34% e l'Asia per il 29%.

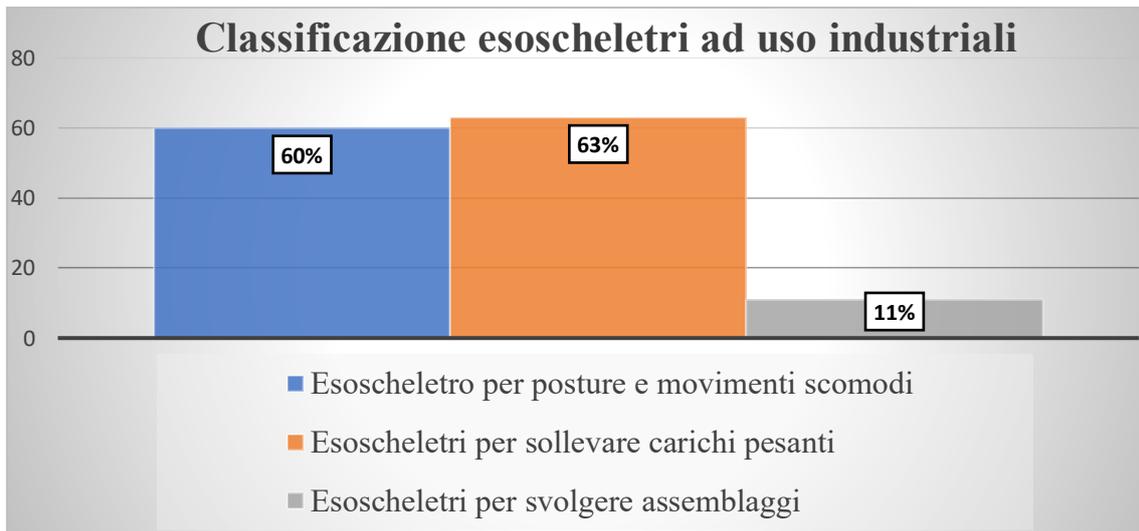


Figura 1.8: Dati statistici ricavati dal campione analizzato nell'articolo scientifico [20] riguardanti la classificazione degli esoscheletri ad uso industriale in base alla mansione lavorativa che andrebbero a semplificare.

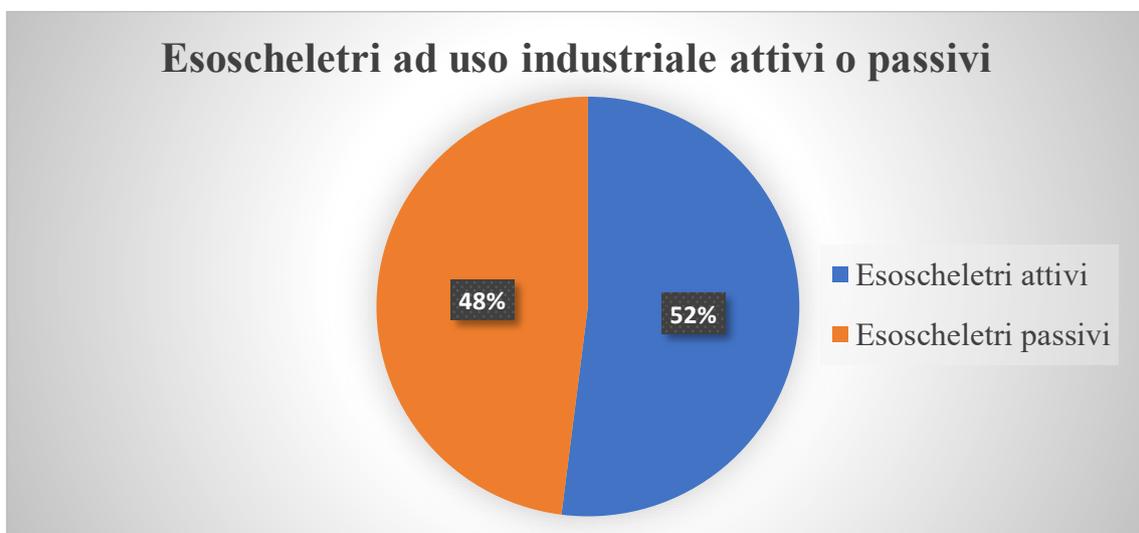


Figura 1.9: Dati statistici ricavati dal campione analizzato nell'articolo scientifico [20] riguardanti gli esoscheletri industriali di tipo attivo o passivo.

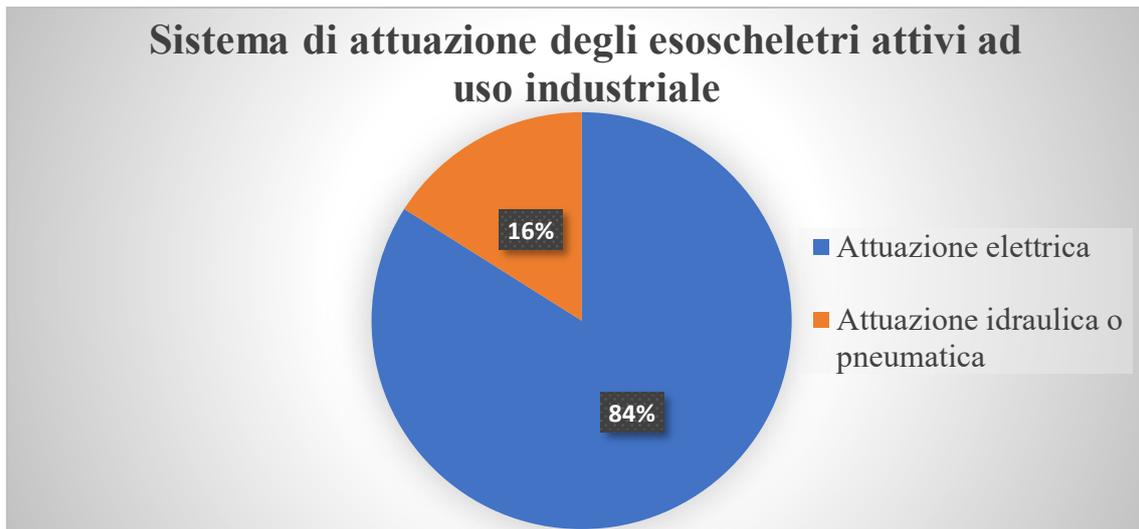


Figura 1.10: Dati statistici ricavati dal campione analizzato nell'articolo scientifico [20] riguardanti il tipo di sistema di attuazione degli esoscheletri industriali attivi.

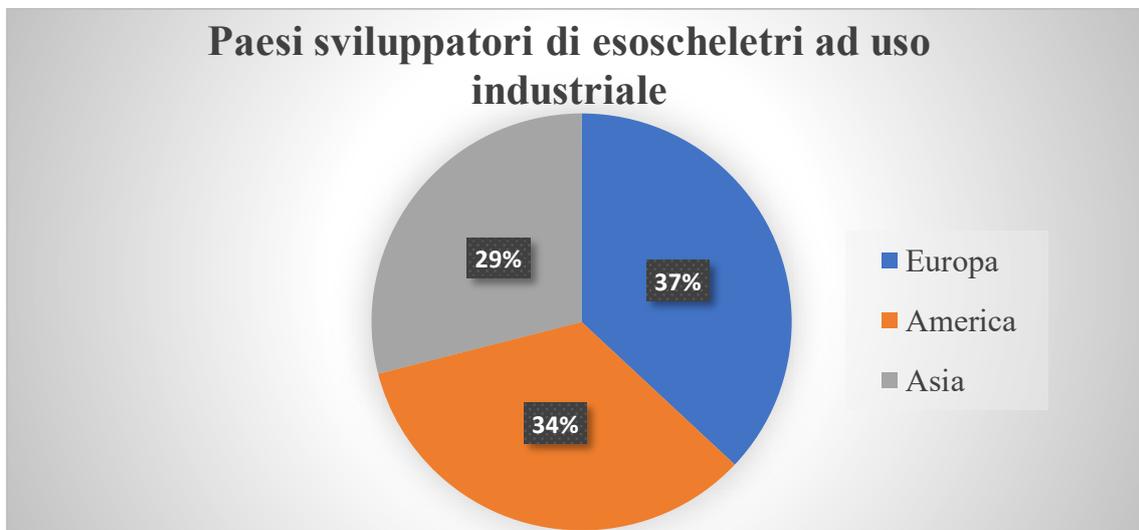


Figura 1.11: Dati statistici ricavati dal campione analizzato nell'articolo scientifico [20] riguardanti i Paesi in cui vengono sviluppati gli esoscheletri ad uso industriale.

CAPITOLO 2: PRESENTAZIONE ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO PER USO INDUSTRIALE

In questo capitolo viene presentato l'esoscheletro ad azionamento elettrico, il cui progetto è stato sviluppato per la prima volta nella tesi [26], dove sono stati disegnati i vari componenti strutturali e dimensionate le parti del gruppo di azionamento. Il progetto iniziale, prima nella tesi [2] e poi in questo elaborato, ha subito diverse modifiche con l'obiettivo di ottimizzare le funzionalità dell'esoscheletro e poter realmente costruire un primo prototipo.

All'interno di questo capitolo viene semplicemente presentare il progetto dell'esoscheletro ad azionamento elettrico e l'idea da cui è nato l'intero lavoro, approfondendo nei capitoli seguenti le modifiche costruttive che sono state apportate. Infatti, in questo elaborato di tesi il progetto dell'esoscheletro verrà sviluppato fino ad arrivare alla costruzione vera e propria del dispositivo. Inoltre, verranno anche proposti degli agganci pelvici e cosciali per rendere il prototipo indossabile da un operatore e montabile sul banco prova presente nei laboratori del DIMEAS dove è possibile eseguire delle simulazioni controllate. Per una maggior chiarezza espositiva, nella figura 2.1 viene riportata subito una fotografia dell'esoscheletro ad azionamento elettrico completamente costruito ed assemblato, senza gli agganci pelvici e cosciali che per il momento solo stati solamente progettati con un software di modellazione 3D. Nei capitoli seguenti dell'elaborato verrà illustrato il percorso che ha portato alla costruzione e all'assemblaggio dell'esoscheletro.



Figura 2.1: Exoscheletro ad azionamento elettrico costruito durante lo sviluppo di questo elaborato di tesi.

2.1 SCOPO DELL'ESOSCHELETRO

Il progetto dell'esoscheletro posturale ad azionamento elettrico è nato con l'obiettivo di facilitare il lavoro degli operatori delle catene di montaggio, ai quali è spesso richiesto di flettere il busto in avanti rispetto al giunto dell'anca per compiere il proprio lavoro. Il dispositivo renderà più semplici queste operazioni producendo un minor affaticamento muscolare all'operatore i cui movimenti di flessione ripetitivi possono portare con il passare del tempo a dolori lombari legati alla continua pressione sui dischi vertebrali. Allo stesso tempo però l'esoscheletro non è pensato per sostituirsi ai muscoli del corpo umano. Infatti, i due gruppi di azionamento elettrici di cui è dotato il sistema sono dimensionati per fornire soltanto il 30% della coppia muscolare necessaria a compiere la flessione del busto, facendo in modo che sia sempre l'operatore ad avere il controllo dei suoi movimenti. Questo aspetto è molto importante perché se il dispositivo andasse a sostituire interamente il corpo umano fornendo il 100% della coppia muscolare con il passare del tempo produrrebbe un effetto dannoso all'operatore che rischierebbe un'atrofizzazione dei muscoli.

L'esoscheletro non è pensato per essere indossato dall'operatore solo nel momento in cui deve flettere il busto, ma per tutto il turno di lavoro all'interno dello stabilimento industriale. Per questo motivo è progettato limitando gli ingombri ed il peso, e soprattutto inserendo nel sistema di azionamento una frizione elettromagnetica che permette di disaccoppiare la struttura dell'esoscheletro dal gruppo motore in modo che chi lo indossa sia libero di muoversi senza alcun vincolo e limitazione.

Visto che il dispositivo deve essere indossato per molto tempo dall'operatore deve essere comodo e non creare alcun tipo di dolore nei punti di contatto con il corpo umano. Su questo aspetto, in questo elaborato di tesi vengono presentati e sviluppati degli agganci cosciali e pelvici che permetteranno di indossare l'esoscheletro senza mai superare il valore di pressione di soglia oltre la quale l'operatore proverebbe dei dolori, permettendo però allo stesso tempo una corretta trasmissione del moto dal dispositivo al corpo umano.

L'esoscheletro ad azionamento elettrico ed il banco prova rientrano in un progetto più ampio che viene sviluppato da diversi anni e che nell'ultimo anno ha portato alla costruzione di due prototipi di esoscheletri posturali. Infatti, prima di quello elettrico è stato costruito un esoscheletro ad azionamento pneumatico, il cui progetto è presentato nell'elaborato di tesi [25]. Il banco prova, costruito con l'obiettivo di testare i prototipi di esoscheletri prima di essere indossati dall'uomo, è stato sviluppato partendo dalle caratteristiche dell'esoscheletro pneumatico e per questo motivo, all'interno di questo elaborato, si è rivelato necessario verificare la possibilità di installare e testare anche l'esoscheletro ad azionamento elettrico sul banco.

2.2 PANORAMICA SULLA STRUTTURA DELL'ESOCHELETRO

L'esoscheletro ad azionamento elettrico è costituito da quattro macro-parti principali:

1. Back-frame (parte collegata al tronco dell'operatore)
2. Quadrilatero articolato
3. Gruppo di azionamento
4. Leg-link (parte collegata alle gambe dell'operatore)

Nella figura 2.2 viene riportato l'esoscheletro virtuale realizzato tramite il software SolidWorks, dove sono già presenti le modifiche sviluppate all'interno di questo elaborato di tesi rispetto al progetto originale. In particolare, nella figura sono già visibili le modifiche costruttive realizzate sui due gruppi di azionamento elettrici, trattate approfonditamente nel capitolo 4, e gli agganci cosciali e pelvici, sviluppati nel capitolo 6, per rendere indossabile il prototipo. Quest'ultimi, a differenza delle modifiche del gruppo di azionamento che sono già state eseguite per poter assemblare l'esoscheletro, non sono stati ancora costruiti, ma solo progettati con il software di modellazione 3D.

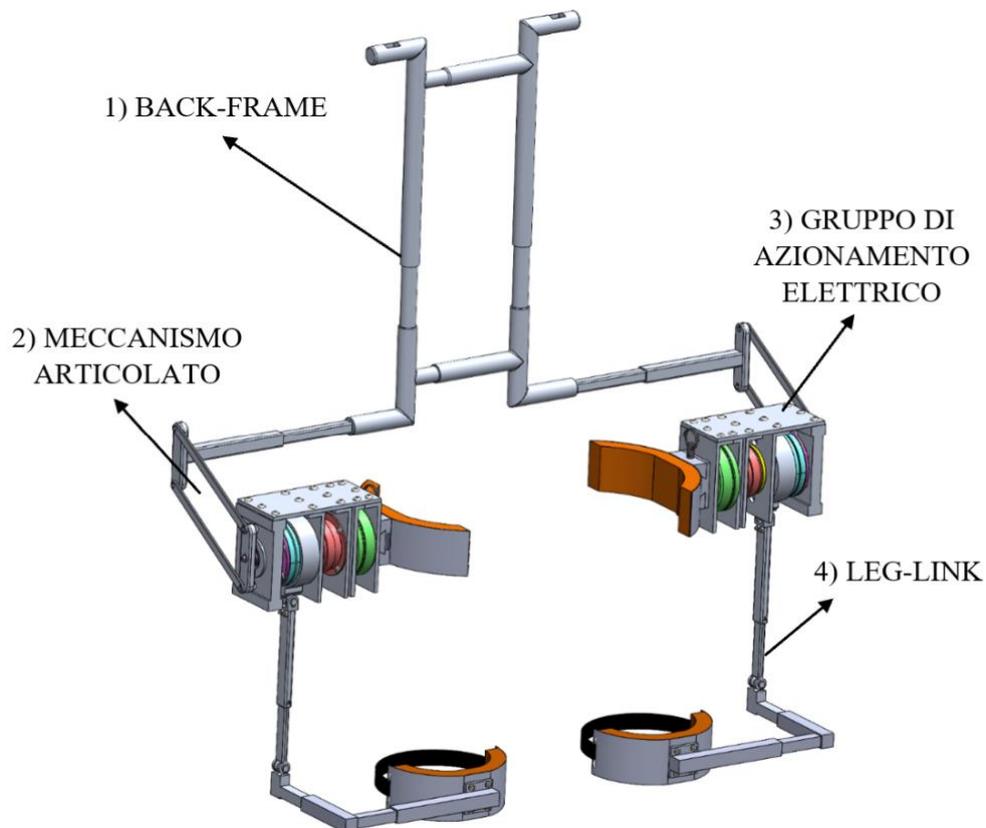


Figura 2.2: Progetto dell'esoscheletro ad azionamento elettrico con le quattro macro-parti principali.

Il cuore dell'esoscheletro è rappresentato dai due gruppi di azionamento elettrici identici che permettono la movimentazione dell'esoscheletro fornendo parte della coppia muscolare necessaria alla flessione del busto di chi indossa il dispositivo. Come primo passo per il dimensionamento dei gruppi di azionamento, nell'elaborato di tesi [26], è stata calcolata la massima coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione del busto. Nonostante le specifiche tecniche del progetto fossero quelle di progettare un dispositivo indossabile ad un individuo appartenente al 95 percentile della popolazione italiana che permettesse di compiere una flessione massima del tronco di 70° rispetto all'asse del giunto dell'anca, per essere maggiormente cautelativi la coppia massima è stata calcolata per permettere ad un individuo appartenente al 99 percentile di compiere una flessione di 90° . Il valore della coppia massima muscolare ricavato è pari a 280 Nm e con esso è stato dimensionato il gruppo di azionamento elettrico e l'intera struttura dell'esoscheletro.

Ognuno dei due gruppi di azionamento, il cui studio verrà approfondito nei capitoli 4 e 7, è costituito da un motore elettrico brushless in corrente continua, una frizione elettromagnetica, un riduttore Harmonic Drive e due cuscinetti a sfere. Questi componenti, opportunamente disposti tra una serie di piastre in alluminio, permettono ai due gruppi di azionamento di erogazione il 30% della coppia muscolare richiesta dall'operatore durante la fase di flessione in avanti del busto, la fase stazionaria a busto piegato e la fase di flessione indietro per tornare alla posizione eretta.

Il motore elettrico di ciascun gruppo, comandato da un controllore centrale, eroga una coppia che viene trasmessa dalla frizione elettromagnetica al riduttore Harmonic Drive, il quale riduce la velocità angolare del sistema moltiplicando la coppia. In seguito, la coppia viene trasmessa ad un meccanismo articolato costituito da quattro membri ed infine al back-frame che essendo vincolato a busto dell'operatore mediante un'imbragatura trasmette la coppia direttamente al tronco di colui che indossa l'esoscheletro facilitandone il piegamento.

Nella figura 2.3 è riportato un modellino virtuale di uomo con indosso l'esoscheletro ad azionamento elettrico mentre è in posizione eretta. Sono presenti tre viste: frontale (a sinistra), laterale (al centro) e posteriore (a destra). Invece, nella figura 2.4 è riportato un modellino virtuale di uomo con indosso l'esoscheletro mentre compie la flessione del busto rispetto all'asse del giunto dell'anca.

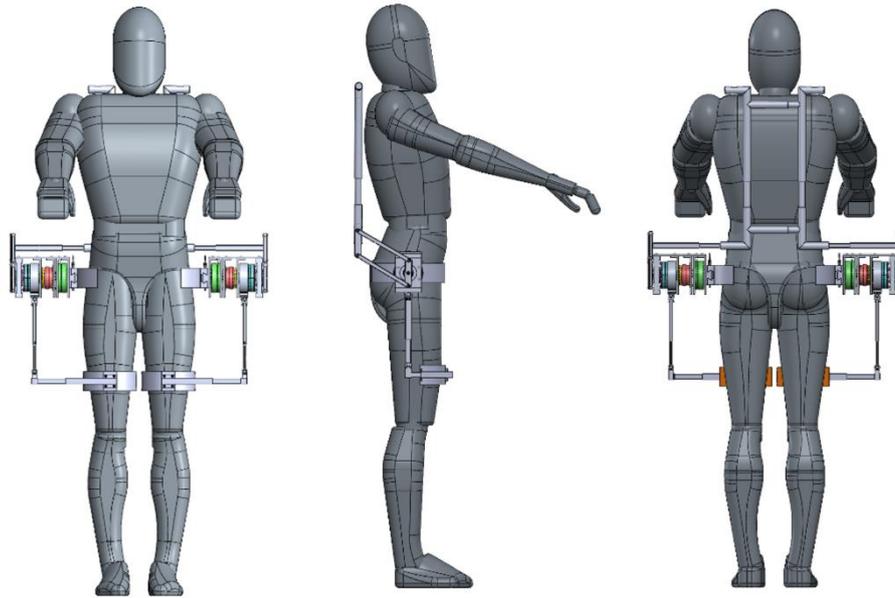


Figura 2.3: Modello virtuale di un operatore con indosso l'esoscheletro ad azionamento elettrico. Vista frontale (a sinistra), vista laterale (al centro) e vista posteriore (a destra).

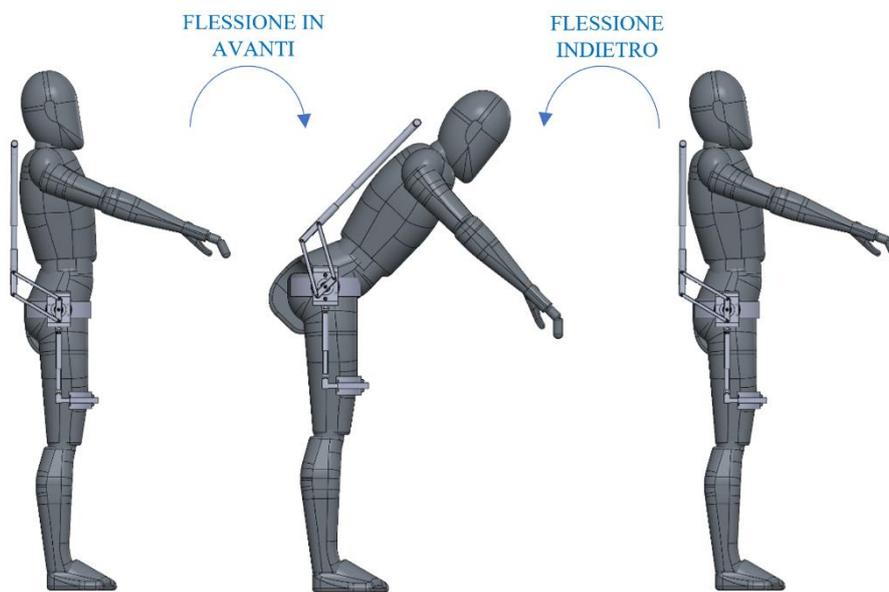


Figura 2.4: Modello virtuale di un operatore con indosso l'esoscheletro ad azionamento elettrico mentre compie la flessione del busto.

Per una corretta trasmissione della coppia, come si può osservare in figura 2.4, è importante che il gruppo di azionamento sia perfettamente allineamento con l'asse del giunto dell'anca dell'operatore, rispetto al quale avviene la flessione del busto.

Dalla figura 2.3 si può osservare che l'aspetto dell'ingombro assiale del gruppo di azionamento è significativo e da tenere in considerazione. Per questo motivo, le parti del gruppo di azionamento non sono state dimensionate solo con l'obiettivo di soddisfare la richiesta di coppia muscolare, ma anche

cercando di limitare il più possibile l'ingombro assiale in modo tale da non limitare i movimenti dell'operatore.

La presenza della frizione elettromagnetica all'interno del gruppo di azionamento è fondamentale perché permette di disaccoppiare il motore elettrico dal resto dell'esoscheletro permettendo così a chi indossa l'esoscheletro di muoversi liberamente senza risentire dell'effetto della coppia motrice. Questo aspetto è molto importante perché l'operatore non sempre deve piegarsi per compiere le proprie mansioni lavorative e quindi non sempre ha bisogno dell'ausilio posturale dell'esoscheletro. All'estremità del gruppo di azionamento si trova il meccanismo articolato che è collegato rigidamente al back-frame dell'esoscheletro che a sua volta è vincolato al tronco dell'operatore mediante un imbrago con spallacci. Il membro del quadrilatero collegato al gruppo di azionamento è libero di ruotare e trasmettendo la coppia al membro fissato al back-frame in modo da aiutare la flessione del busto dell'operatore rispetto all'anca. Allo stesso tempo i due link più lunghi del meccanismo articolato possono ruotare intorno al gruppo di azionamento assecondando il movimento dell'operatore. Quest'ultimo aspetto è molto importante perché, come osservato nell'articolo scientifico intitolato "Improvement and quantitative performance estimation of the back support muscle suit" [19] e nell'elaborato di tesi [26], nel momento in cui un essere umano compie una flessione in avanti del tronco la distanza tra scapola e anca tende ad aumentare rispetto alla posizione eretta e, di conseguenza, è essenziale che l'esoscheletro sia in grado di compensare questa variazione. La struttura del back-frame è costituita da tubolari telescopici in alluminio che permettono diverse regolazioni per rendere indossabile l'esoscheletro ad individui con una fisionomia corporea compresa tra il 5 ed il 95 percentile della popolazione italiana.

La stessa regolazione antropometrica è permessa dalla struttura del leg-link realizzata da tubolari telescopici in alluminio di sezione rettangolare e vincolata alle gambe dell'operatore mediante degli agganci cosciali il cui progetto è esposto nel capitolo 6, insieme alla proposta di aggancio pelvico con cui bloccare l'esoscheletro al bacino dell'operatore.

Tutte le parti strutturali del prototipo di esoscheletro sono realizzate in lega di alluminio in modo da essere in grado di sopportare degli sforzi di flessione e allo stesso tempo non appesantire troppo l'operatore che deve indossare per diverse ore il dispositivo posturale.

CAPITOLO 3: COSTRUZIONE E VERIFICA DEI PEZZI STRUTTURALI DEL BACK-FRAME E DEL LEG-LINK DELL'ESOSCHELETRO

In questo capitolo vengono illustrati i pezzi strutturali dell'esoscheletro ad azionamento elettrico, ovvero i componenti che costituiscono il back-frame ed il leg-link. Il primo è l'assieme collegato alla parte posteriore del tronco dell'operatore e serve per trasmettere la coppia motrice dall'esoscheletro all'operatore che lo indossa facilitandone così la flessione del busto. Mentre il leg-link è la struttura collegata alle cosce dell'operatore e serve a garantire la corretta posizione posturale durante la fase di flessione ed a permettere l'utilizzo di agganci cosciali per rendere indossabile l'esoscheletro. I componenti del back-frame e del leg-link sono stati progettati all'interno della tesi [26] e, durante lo sviluppo di questo elaborato di tesi, sono stati costruiti da un'officina di Torino specializzata in lavorazioni meccaniche.

All'interno di questo capitolo vengono spiegati i vari componenti che costituiscono la struttura dell'esoscheletro facendo dei confronti tra i pezzi prodotti in officina e quelli progettati inizialmente con il software di modellazione 3D SolidWorks con l'obiettivo di evidenziare le modifiche sviluppate ed eseguite per rendere costruibili fisicamente i vari componenti.

Nel sotto capitolo 3.1 in cui viene spiegato il back-frame è riportato anche il meccanismo articolato dell'esoscheletro che permette la trasmissione del moto dal gruppo di azionamento alla struttura posteriore, soffermandosi sulle modifiche ed ottimizzazioni realizzate rispetto al progetto originale. Inoltre, in questo capitolo, vengono definiti minuteria e sistemi di fissaggio necessari per l'assemblaggio delle parti strutturali dell'esoscheletro e per il corretto funzionamento del dispositivo.

3.1 COMPONENTI DEL BACK-FRAME E DEL MECCANISMO ARTICOLATO DELL'ESOSCHELETRO

In questo sotto capitolo vengono introdotti il back-frame ed il meccanismo articolato dell'esoscheletro soffermandosi sul confronto tra i pezzi teorici progettati e i pezzi reali costruiti, evidenziando le modifiche eseguite e le soluzioni adottate per l'assemblaggio dei vari componenti. Nella figura 3.1 è riportato un assieme virtuale con bollatura dove sono indicate tutte le parti che costituiscono il back-frame e i due meccanismi articolati dell'esoscheletro.

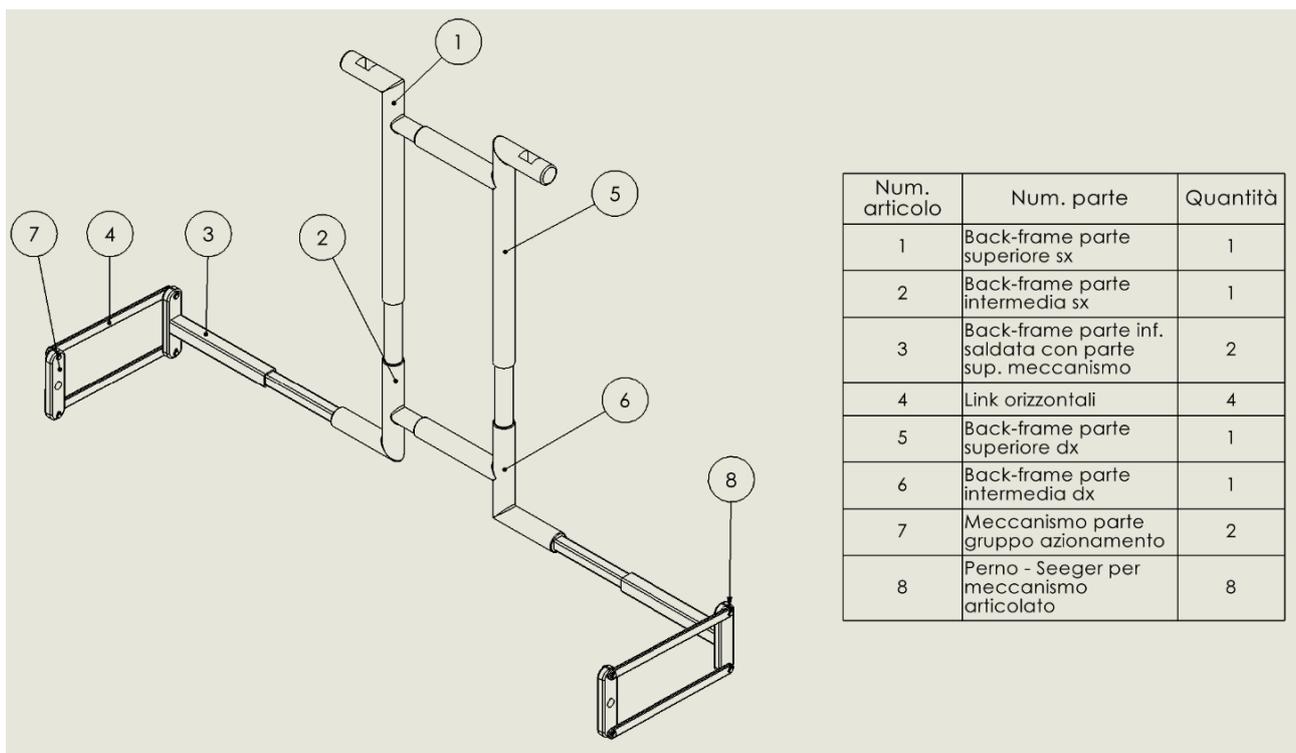


Figura 3.1: Assieme virtuale contenente il back-frame e i due meccanismi articolati dell'esoscheletro.

Come si può osservare dalla figura 3.1, la struttura del back-frame è costituita da componenti telescopici cavi e pieni che si accoppiano garantendo una regolazione antropometrica dell'esoscheletro tale da rendere indossabile il dispositivo ad un qualunque individuo compreso tra il 5 ed il 95 percentile totale della popolazione italiana. In particolare, le regolazioni permettono di adattare la struttura all'altezza e alla larghezza del tronco e alla larghezza del bacino dell'operatore. La regolazione dell'altezza del tronco è permessa dallo scorrimento verticale dei componenti superiori rispetto a quelli intermedi, mentre le due regolazioni in larghezza sono permesse dallo scorrimento orizzontale dei componenti superiori rispetto a quelli intermedi per adattare il dispositivo

al tronco umano e dallo scorrimento dei componenti intermedi rispetto alle parti inferiori del back-frame.

Nella figura 3.1 oltre al back-frame dell'esoscheletro sono anche presenti i due meccanismi articolati che vengono introdotti in questo sotto capitolo perché un membro del quadrilatero articolato è direttamente saldato sulla struttura inferiore del back-frame. Come si può osservare dalla figura, per il corretto funzionamento del meccanismo si è pensato di collegare i vari membri con dei perni in acciaio inox dotati di anelli Seeger in modo da permettere la movimentazione e allo stesso tempo garantire la compattezza del sistema.

Complessivamente i perni sono otto (quattro per ogni meccanismo), hanno un diametro di 5 mm ed una lunghezza di 17,6 mm ed ognuno è dotato di due gole per anelli Seeger unificati DIN 471 (5x0,6mm). La scelta di utilizzare perni in acciaio, il cui disegno quotato è riportato nell'appendice B dell'elaborato di tesi, è dovuta al fatto che tutti i componenti del meccanismo articolato sono in alluminio e quindi il movimento relativo di pezzi dello stesso materiale potrebbe portare alla formazione di microsaldature che con il tempo potrebbero danneggiare i componenti non permettendone più la movimentazione.

Per l'assemblaggio dei componenti del back-frame non è necessario prevedere l'utilizzo di minuteria però, essendo le parti telescopiche tutte costruite in alluminio si è deciso di lubrificare le superfici con lo spray secco al PTFE dell'azienda Ambro-Sol (scheda tecnica nell'appendice A) pensato per evitare le microsaldature delle parti metalliche in scorrimento relativo.

Nella tabella 3.1 è riportata la componentistica commerciale e quella realizzata per l'applicazione specifica prevista per il corretto assemblaggio del back-frame e del quadrilatero articolato dell'esoscheletro. Le quantità indicate in tabella si riferiscono sia al meccanismo di destra sia a quello di sinistra.

COMPONENTISTICA PER L'ASSEMBLAGGIO DEL BACK-FRAME E DEL MECCANISMO ARTICOLATO		
Componente	Utilizzo	Quantità
Perno in acciaio inox ($D = 5mm, L = 17,6mm$)	Perni per vincolare i membri del quadrilatero articolato. Ogni perno cilindrico è dotato di due gole per anelli DIN 471.	8
Anello Seeger DIN 471 (5x0,6mm)	Anelli Seeger da inserire nelle gole dei perni del meccanismo articolato.	16

Tabella 3.1: Componentistica commerciale e particolare per l'assemblaggio del back-frame e del meccanismo articolato dell'esoscheletro.

Di seguito, utilizzando la numerazione e la nomenclatura presenti in figura 3.1, vengono analizzati i singoli componenti evidenziando le modifiche che sono state eseguite in fase di costruzione per poter produrre realmente i pezzi.

1) PARTE SUPERIORE DI SINISTRA DEL BACK-FRAME

Nella figura 3.2 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo ha una parte cava di sezione circolare con diametro interno pari a 20 mm che serve a permettere lo scorrimento verticale con la rispettiva parte piena presente nel pezzo intermedio sinistro del back-frame. In questo modo viene garantita la regolazione antropometrica relativa all'altezza del tronco di colui che indosserà l'esoscheletro.

La parte piena di sezione circolare di diametro 20 mm disposta orizzontalmente, deve accoppiarsi con la rispettiva parte cava presente nel pezzo superiore destro del back-frame permettendo così la regolazione antropometrica relativa alla larghezza del tronco dell'operatore.

Nella parte superiore del pezzo è presente uno scavo realizzato per poter vincolare il back-frame all'imbrago dell'operatore che dovrà indossarlo.

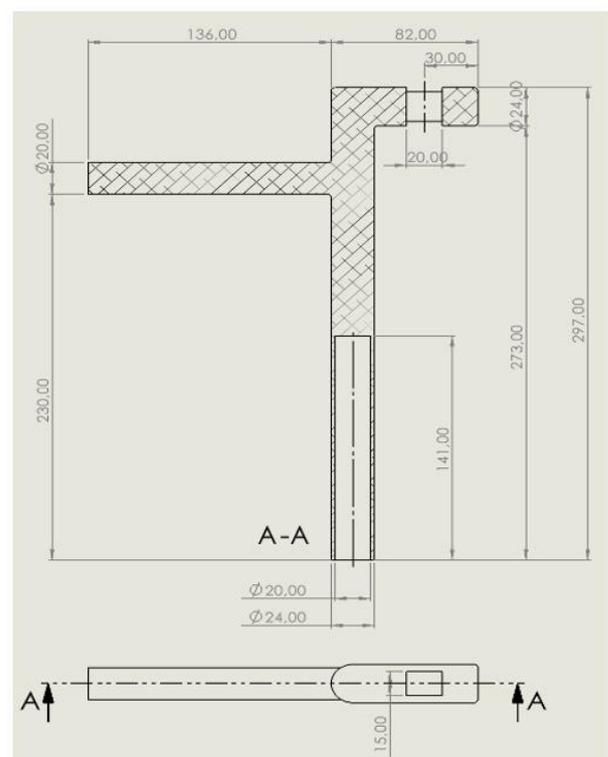


Figura 3.2: Back-frame parte superiore di sinistra, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

2) PARTE INTERMEDIA DI SINISTRA DEL BACK-FRAME

Nella figura 3.3 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo è costituito da tre parti piene, due di sezione circolare di diametro 20 mm e una di sezione quadrata $14 \times 14\text{ mm}$, che devono accoppiarsi con le rispettive parti cave in modo da garantire le regolazioni antropometriche. In particolare, la parte piena disposta verticalmente permette lo scorrimento rispetto alla parte cava del pezzo superiore di sinistra, adattando così il back-frame all'altezza del tronco dell'operatore, mentre le due parti piene disposte orizzontalmente permettono lo scorrimento rispetto alle parti cave del pezzo intermedio di destra e del pezzo inferiore di sinistra, per adattare l'esoscheletro alla larghezza del tronco e del bacino di colui che indosserà il dispositivo. Per una questione di sicurezza, nella condizione di massima estensione del back-frame, dovrà essere sempre garantita una minima sovrapposizione delle parti piene con le rispettive parti cava di 60 mm per i tubolari di sezione circolare e di 30 mm per quelli di sezione quadrata.



Figura 3.3: Back-frame parte intermedia di sinistra, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

3) PARTE INFERIORE DEL BACK-FRAME SALDATA AL MECCANISMO

Nella figura 3.4 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri.

Il pezzo è costituito da due parti, una cava di sezione rettangolare che è la parte inferiore del back-frame ed una piena di sezione rettangolare raccordata all'estremità che il membro del quadrilatero articolato dell'esoscheletro.

Inizialmente era previsto di costruire separatamente le due parti e di unirle in seguito con delle viti, ma poi, in fase di costruzione, si è pensato di saldare direttamente i due componenti garantendo così una migliore trasmissione del moto dal quadrilatero articolato al back-frame. Dalla figura 3.4 è possibile visualizzare il cordone di saldatura ed il materiale aggiunto al centro del membro del meccanismo per eseguire il centraggio ed il corretto posizionamento delle due parti prima della saldatura.

La parte inferiore del back-frame, costituita da un tubolare telescopico cavo di sezione quadrata $18 \times 18 \text{ mm}$, deve accoppiarsi con la parte piena di sezione quadrata $14 \times 14 \text{ mm}$ del pezzo intermedio del back-frame.

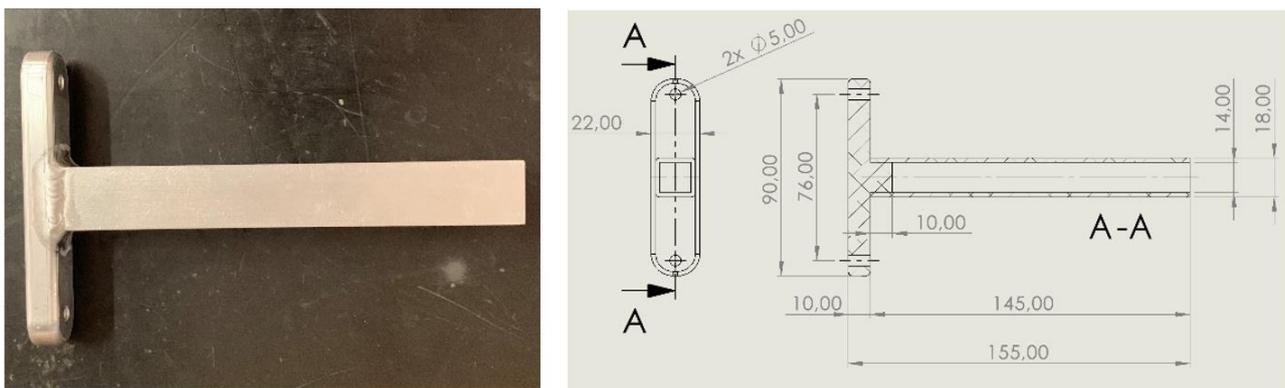


Figura 3.4: Back-frame parte inferiore saldata con un membro del meccanismo articolato, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

4) LINK MECCANISMO ARTICOLATO

Nella figura 3.5 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Inizialmente era previsto di realizzare il pezzo come il modello 3D riportato a destra della figura 3.5 dove sono presenti anche due scanalature non pensate per le regolazioni antropometriche, ma solo per alleggerire il componente. In seguito, in fase di costruzione, si è deciso di eliminare le scanalature visto che il pezzo, essendo in alluminio, è già molto leggero.

Sulla faccia frontale del pezzo sono presenti due fori passanti di diametro 5 mm in cui verranno posizionati i perni in acciaio inox, introdotti all'inizio del capitolo, per garantire il movimento relativo dei vari membri del quadrilatero articolato. Uno sviluppo futuro potrebbe essere quello di realizzare più fori di diametro 5 mm lungo l'asse del componente per poter spostare i perni così da permettere una regolazione discreta del meccanismo articolato lungo il piano sagittale dell'operatore che indosserà l'esoscheletro.

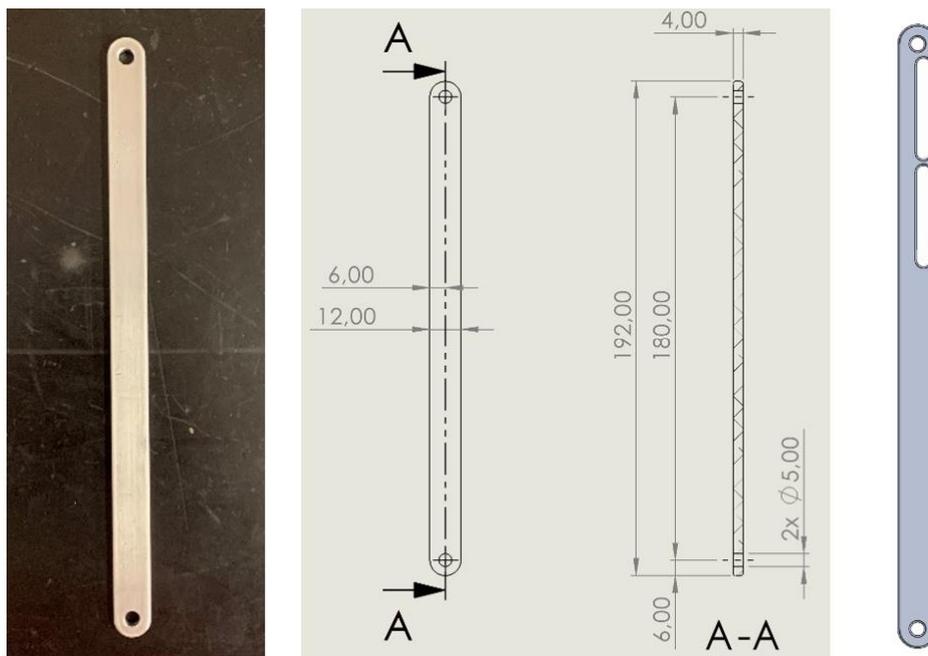


Figura 3.5: Link del meccanismo articolato, confronto tra pezzo costruito (a sinistra e al centro) e teorico (a destra).

5) PARTE SUPERIORE DI DESTRA DEL BACK-FRAME

Nella figura 3.6 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Rispetto al progetto originale, non sono state eseguite modifiche significative, ma è stato aggiunto solo un po' di materiale nel tubo orizzontale cavo per poter eseguire la saldatura con la parte piena verticale.

Il tubolare cavo orizzontale di sezione circolare di diametro interno pari a 20 mm permette di regolare l'altezza del tronco del back-frame scorrendo rispetto all'analogo parte piena del pezzo superiore di sinistra del back-frame. Mentre, il tubolare cavo verticale di sezione circolare di diametro interno pari a 20 mm scorrendo rispetto alla parte piena del componente intermedio di sinistra del back-frame permette di adattare l'esoscheletro all'altezza del tronco di chi lo dovrà indossare.

Nella parte superiore del pezzo è presente uno scavo realizzato per poter vincolare il back-frame all'imbrago dell'operatore che dovrà indossarlo.

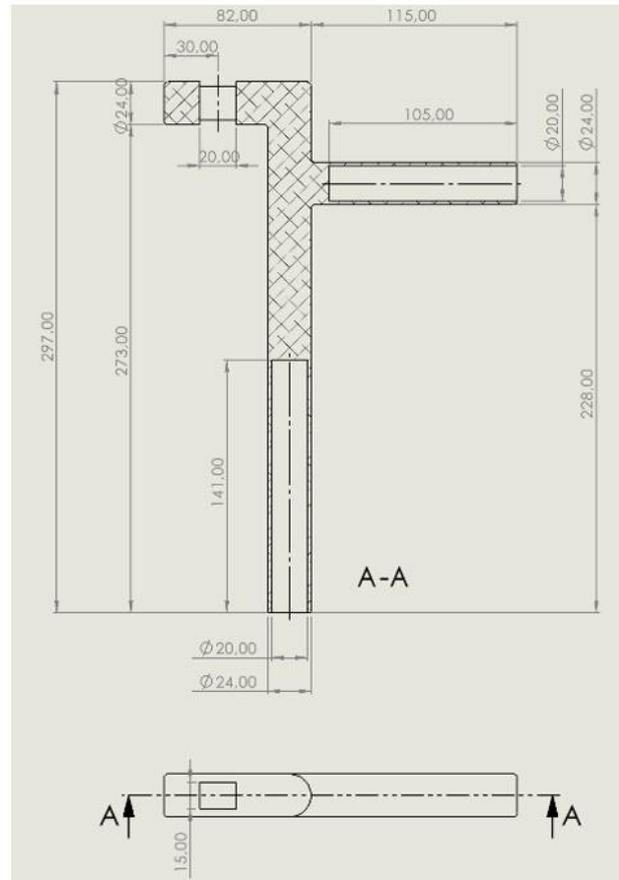


Figura 3.6: Back-frame parte superiore di destra, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

6) PARTE INTERMEDIA DI DESTRA DEL BACK-FRAME

Nella figura 3.7 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Rispetto al progetto originale, non sono state eseguite modifiche significative, ma è stato aggiunto solo un po' di materiale nel tubo orizzontale cavo per poter eseguire la saldatura con la parte piena verticale.

Il pezzo è costituito da due parti piene, una di sezione circolare di diametro 20 mm che permette lo scorrimento verticale rispetto alla parte cava del pezzo superiore di destra e una di sezione quadrata 14x14mm, che accoppiandosi con la parte inferiore di destra del back-frame permette di adattare l'esoscheletro alla larghezza del bacino dell'operatore. Il tubolare cavo orizzontale di diametro interno 20 mm, dove è stato aggiunto un po' di materiale per la saldatura, permette la regolazione antropometrica relativa alla larghezza del tronco dell'operatore.

Per una questione di sicurezza, nella condizione di massima estensione del back-frame, dovrà essere sempre garantita una minima sovrapposizione delle parti pieni con le rispettive parti cava di 60 mm per i tubolari di sezione circolare e di 30 mm per quelli di sezione quadrata.

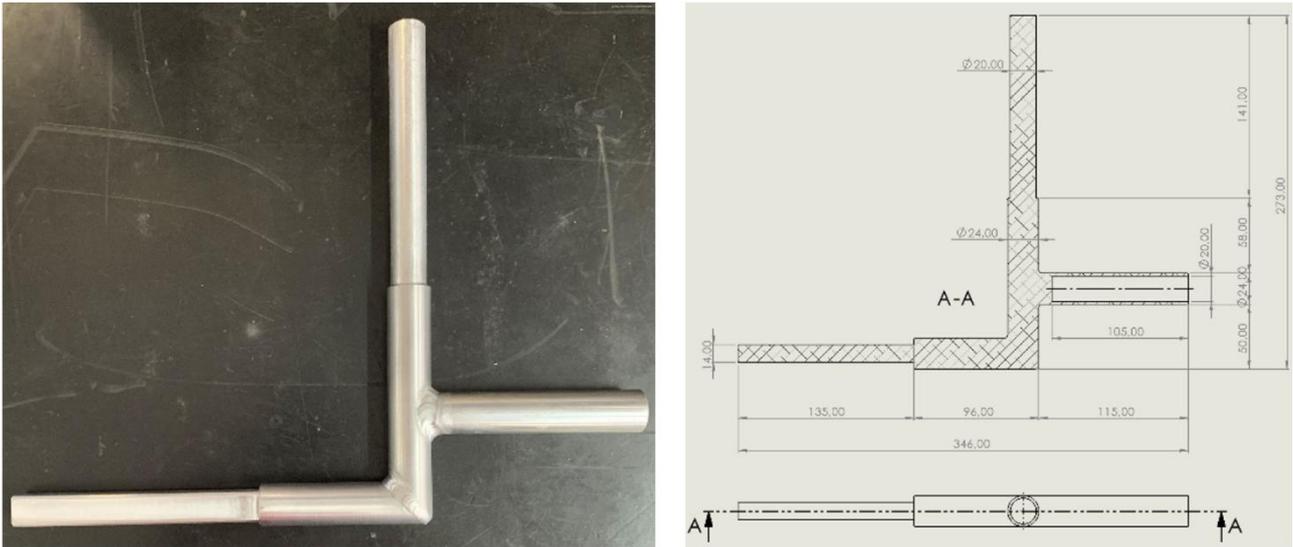


Figura 3.7: Back-frame parte intermedia di destra, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

7) MEMBRO DEL MECCANISMO ARTICOLATO COLLEGATO AL GRUPPO DI AZIONAMENTO

Nella figura 3.8 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri.

Inizialmente era previsto di realizzare il componente come il modello 3D riportato a destra della figura 3.8, ma poi, in fase di costruzione, si è deciso di semplificare completamente la struttura realizzando un pezzo identico al membro del meccanismo articolato saldato con la parte inferiore del back-frame (figura 3.4). Questa scelta ha permesso di ridurre notevolmente le lavorazioni meccaniche necessarie per la costruzione del pezzo e di conseguenza i costi. Nonostante questa modifica, l'interasse tra i due fori di diametro 5 mm, dove andranno posizionati i perni in acciaio inox per vincolare i quattro membri del meccanismo articolato, è rimasto invariato per non compromettere il funzionamento complessivo del sistema.

Un'ulteriore modifica eseguita rispetto al progetto originale riguarda il sistema previsto per la trasmissione del moto dal gruppo di azionamento al meccanismo, che è stato semplificando optando per l'utilizzo di una linguetta commerciale unificata 3x3x8mm, la cui cava è visibile in figura 3.8. Questa scelta è in linea con l'idea di semplificare il meccanismo articolato realizzando sempre una trasmissione efficace ed idonea all'applicazione in esame, ma allo stesso tempo un assieme più facile da montare e smontare.

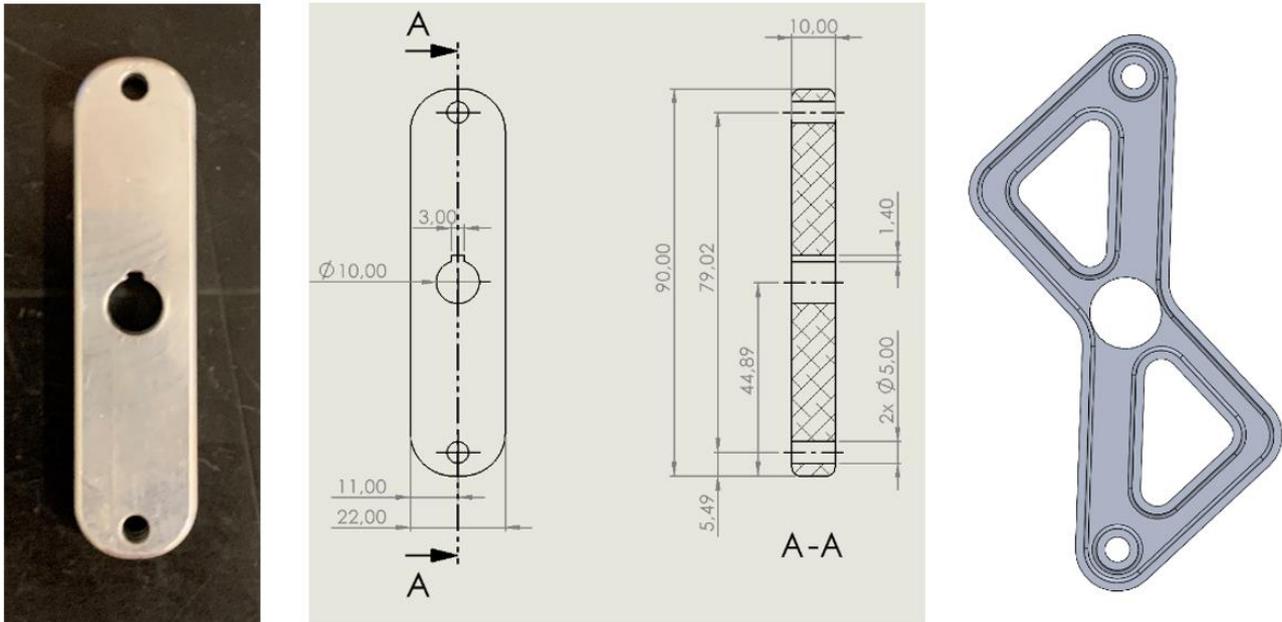


Figura 3.8: Membro del meccanismo articolato collegato al gruppo di azionamento, confronto tra pezzo costruito (a sinistra e al centro) e teorico (a destra).

3.2 COMPONENTI DEL LEG-LINK DELL'ESOSCHELETRO

In questo sotto capitolo viene introdotto il leg-link, ovvero la struttura inferiore dell'esoscheletro che permette di collegare il dispositivo alla gamba dell'operatore, soffermandosi sul confronto tra i pezzi teorici progettati e i pezzi reali costruiti, evidenziando le modifiche eseguite e le soluzioni adottate per l'assemblaggio dei vari componenti. Nella figura 3.9 è riportato un assieme virtuale con bollatura dove sono indicati tutti i componenti che costituiscono il leg-link.

Il leg-link dell'esoscheletro permette di connettere il gruppo di azionamento, allineato con l'asse del giunto dell'anca, alla coscia dell'operatore che indosserà il dispositivo. In particolare, il componente circolare (indicato con il numero 3 in figura 3.9) verrà inserito nel gruppo di azionamento grazie ad un cuscinetto che permetterà il moto relativo, mentre il componente inferiore del leg-link (indicato con il numero 5 in figura 3.9) servirà per vincolare l'esoscheletro agli agganci cosciali con cui verrà collegato il dispositivo alle gambe dell'operatore, il cui progetto è presentato nel capitolo 6.

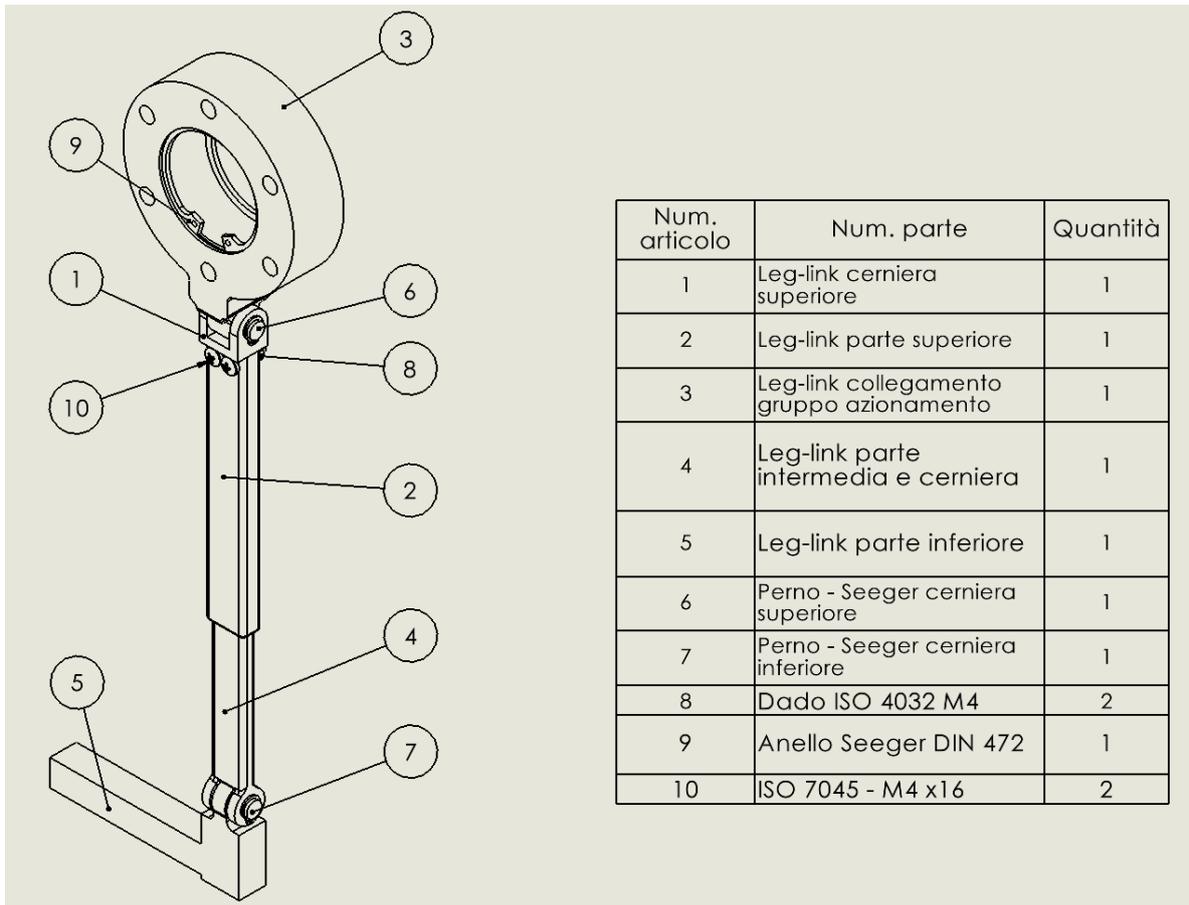


Figura 3.9: *Assieme virtuale contenente il leg-link dell'esoscheletro.*

Come si può osservare dalla figura, la struttura del leg-link è costituita da due componenti telescopici, uno cavo ed uno pieno, che accoppiandosi garantiscono una regolazione antropometrica dell'esoscheletro tale da rendere indossabile il dispositivo ad un qualunque individuo compreso tra il 5 ed il 95 percentile totale della popolazione italiana. In particolare, la regolazione permette di adattare la struttura alla lunghezza della coscia dell'operatore. Come per il back-frame, anche per le parti telescopiche del leg-link essendo tutte in alluminio, si è deciso di lubrificare le superfici con lo spray secco al PTFE dell'azienda Ambro-Sol (scheda tecnica nell'appendice A) pensato per evitare le microsaldature delle parti metalliche in scorrimento relativo.

Dalla figura 3.9 sono visibili due cerniere, una superiore che collegata la parte superiore del leg-link al componente circolare che andrà inserito nel gruppo di azionamento, ed una inferiore che collega l'estremità inferiore del leg-link con la parte intermedia. Le due cerniere sono molto importanti perché oltre a permettere di adattare la struttura in alluminio alla corporatura dell'operatore, garantiscono un'ampia libertà di movimento a chi indossa l'esoscheletro. Questo aspetto è molto importante soprattutto quando il dispositivo non è funzionante o quando la frizione elettromagnetica è disinnescata e di conseguenza non trasmette il moto dal motore alla struttura dell'esoscheletro. In

queste condizioni, l'operatore può muoversi liberamente senza alcun vincolo dato dal gruppo motore e grazie alle cerniere anche senza alcun vincolo dato dalla struttura apparentemente rigida del leg-link. Il corretto funzionamento delle cerniere è permesso dall'inserimento al loro interno di perni in acciaio inox che permettono il movimento dei due componenti tenuti assieme. Ogni perno, il cui disegno quotato è riportato nell'appendice B dell'elaborato di tesi, è opportunamente lavorato e dotato di due gole per anelli Seeger DIN 471 in modo tale da non permettere lo scorrimento lungo l'asse della cerniera, ma la sola rotazione.

Nella tabella 3.2 è riportata la componentistica commerciale e quella realizzata per l'applicazione specifica prevista per il corretto assemblaggio del leg-link dell'esoscheletro. Le quantità indicate in tabella si riferiscono sia al leg-link di destra sia a quello di sinistra.

COMPONENTISTICA PER L'ASSEMBLAGGIO DEL LEG-LINK		
Componente	Utilizzo	Quantità
Perno in acciaio inox ($D = 8mm, L = 25mm$)	Perno per la cerniera superiore del leg-link. Ogni perno cilindrico è dotato di due gole per anelli DIN 471.	2
Perno in acciaio inox ($D = 8mm, L = 22mm$)	Perno per la cerniera inferiore del leg-link. Ogni perno cilindrico è dotato di due gole per anelli DIN 471.	2
Anello Seeger DIN 471 ($8 \times 0,8mm$)	Anelli Seeger da inserire nelle gole dei perni in acciaio inox di diametro $8 mm$ del leg-link.	8
Anello Seeger DIN 472 ($52 \times 2mm$)	Anello Seeger per fori da inserire all'interno del componente che collega il leg-link al gruppo di azionamento per mantenere in sede il cuscinetto.	2
Vite ISO 7045, $M4 \times 16mm$	Viti a testa bombata con intaglio a croce per fissare la cerniera superiore del leg-link alla parte telescopica cava di sezione rettangolare.	4
Dado ISO 4032, $M4$	Dadi da utilizzare insieme alle viti ISO 7045 per fissare la cerniera superiore del leg-link alla parte telescopica cava di sezione rettangolare.	4

Tabella 3.2: Componentistica commerciale e specifica per l'assemblaggio del leg-link dell'esoscheletro.

Di seguito, utilizzando la numerazione e la nomenclatura presenti in figura 3.9, vengono analizzati i singoli componenti evidenziando le modifiche che sono state eseguite in fase di costruzione per poter produrre realmente i pezzi.

1) CERNIERA SUPERIORE LEG-LINK

Nella figura 3.10 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Inizialmente questo pezzo non era previsto visto che la cerniera doveva essere inclusa direttamente nella parte superiore del leg-link, come si può vedere in figura 3.11. Però, in fase di costruzione, si è reso necessario dividere i componenti perché era impossibile saldare una cerniera di questa forma con la parte cava del componente superiore del leg-link. Invece, realizzando separatamente la cerniera come in figura 3.10, quest'ultima può essere facilmente vincolata al componente inserendo l'estrusione di sezione rettangolare $17 \times 7 \text{ mm}$ all'interno della cavità del pezzo del leg-link e bloccando le due parti con due viti ISO 7045 $M4 \times 16 \text{ mm}$ e due dadi ISO 4032 $M4$, posizionate in corrispondenza dei due fori passanti di diametro 4 mm .

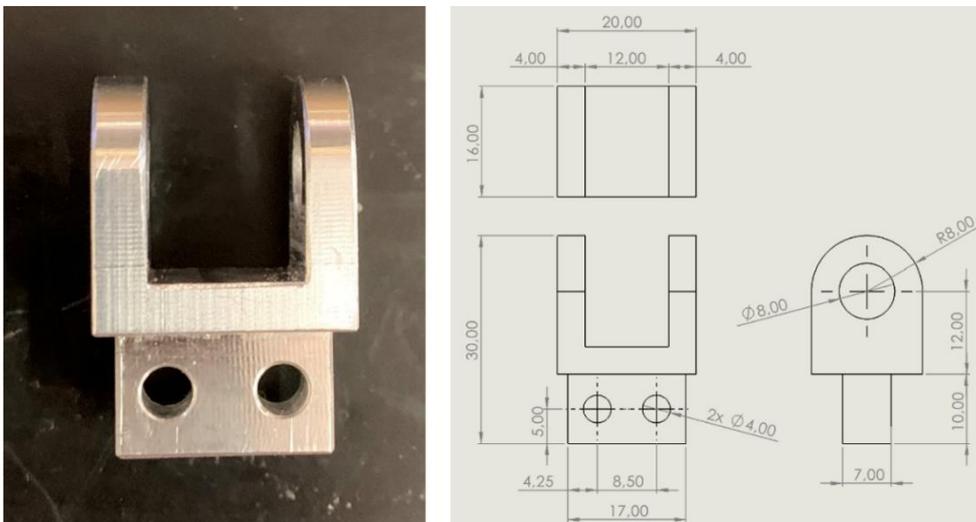


Figura 3.10: Leg-link cerniera superiore, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

2) PARTE SUPERIORE DEL LEG-LINK

Nella figura 3.11 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come descritto nel paragrafo precedente, inizialmente questa parte era un unico componente con la cerniera superiore, ma per ragioni costruttive si è deciso di realizzare i pezzi separatamente. Nella parte destra della figura è visibile il modello 3D di come doveva essere originariamente il componente.

Il pezzo è costituito da un tubolare telescopico cavo di sezione rettangolare $17 \times 7 \text{ mm}$, la cui estremità superiore (dove sono presenti i due fori) deve essere accoppiata con l'estrusione di sezione rettangolare della cerniera superiore, mentre l'estremità inferiore con la parte intermedia del leg-link garantendo così una regolazione antropometrica che permetta a più operatori di indossare

l'esoscheletro. Nella figura 3.11 sono visibili i due fori di diametro 4 mm dove devono essere posizionate le viti ISO 7045 M4x16mm per vincolare la parte alla cerniera superiore del leg-link.

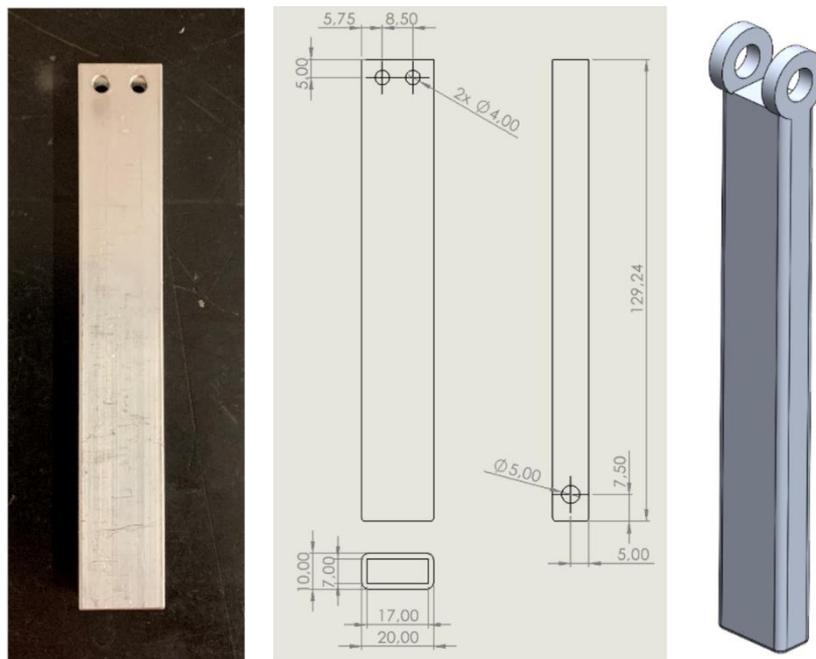


Figura 3.11: Leg-link parte superiore, confronto tra pezzo costruito (a sinistra e al centro) e teorico (a destra).

3) PARTE DEL LEG-LINK DI COLLEGAMENTO CON IL GRUPPO DI AZIONAMENTO

Nella figura 3.12 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Questo pezzo, come si vedrà nel capitolo 5 dove verrà assemblato l'intero esoscheletro, funge da collegamento tra il leg-link ed il gruppo di azionamento.

Il componente ha una struttura cilindrica di diametro esterno 90 mm e diametro interno 52 mm. Nel foro di diametro 52 mm è presente una gola per un anello Seeger DIN 472 (52x2mm) necessario per mantenere in sede il cuscinetto meccanico che andrà posizionato in questo pezzo cilindrico per permettere la movimentazione del leg-link rispetto al gruppo di azionamento.

Nella parte inferiore del componente è presente un'estrusione con un foro di diametro 8 mm, necessaria a collegare il pezzo alla cerniera superiore e, di conseguenza, alla parte superiore del leg-link. Per l'assemblaggio di queste parti sarà sufficiente centrare il foro dell'estrusione con il foro presente sulla cerniera superiore (figura 3.10) ed inserire nella cavità un perno di diametro 8 mm

dotato di due gole per anelli Seeger DIN 471 con i quali verrà bloccato lo scorrimento del perno lungo l'asse della cerniera.

Sulla faccia frontale del pezzo sono presenti sei fori dove andranno disposte delle viti ISO 4762 M5x30mm a testa cilindrica con esagono incassato, con cui vincolare la parte alla piastra centrale del gruppo di azionamento.

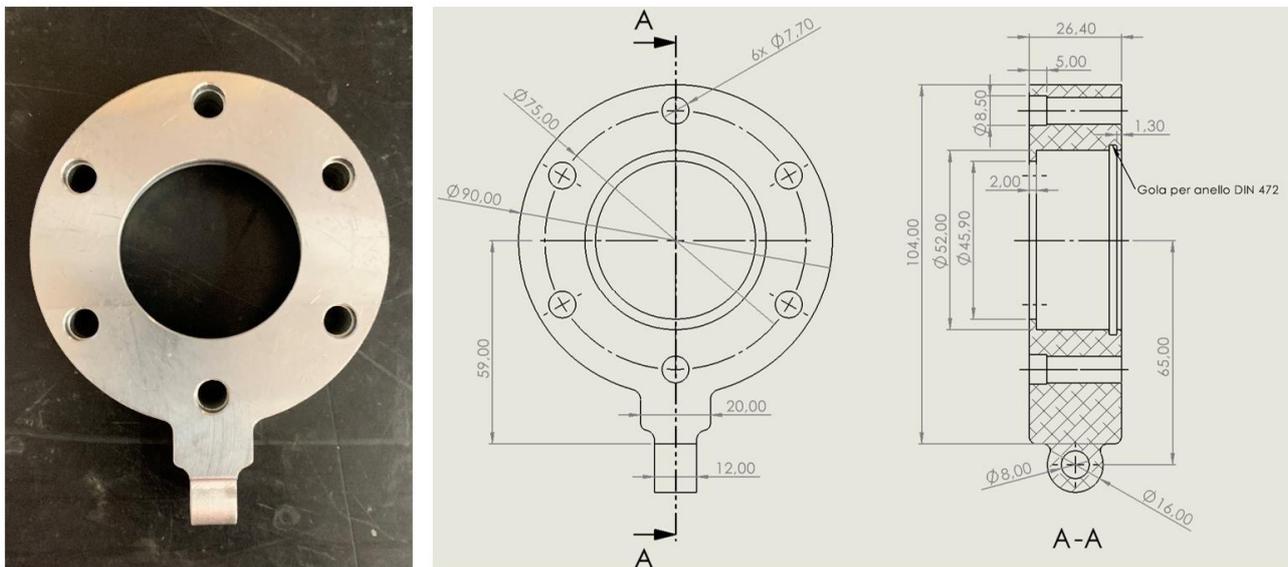


Figura 3.12: Leg-link parte di collegamento con il gruppo di azionamento, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

4) PARTE INTERMEDIA CON CERNIERA INFERIORE DEL LEG-LINK

Nella figura 3.13 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo è un tubolare telescopico pieno di sezione rettangolare 17x7mm che deve essere accoppiato con la cavità della parte superiore del leg-link per adattare l'esoscheletro alla lunghezza della coscia di colui che dovrà indossare il dispositivo posturale. Per una questione di sicurezza, nella condizione di massima estensione del leg-link, dovrà essere sempre garantita una minima sovrapposizione di 60 mm della parte piena di questo pezzo con la rispettiva parte cava del componente superiore.

All'estremità del pezzo è presente la cerniera inferiore del leg-link che andrà vincolata con un perno di diametro 8 mm alla parte inferiore del leg-link, garantendo così, insieme all'altra cerniera dell'assieme, la mobilità della struttura.

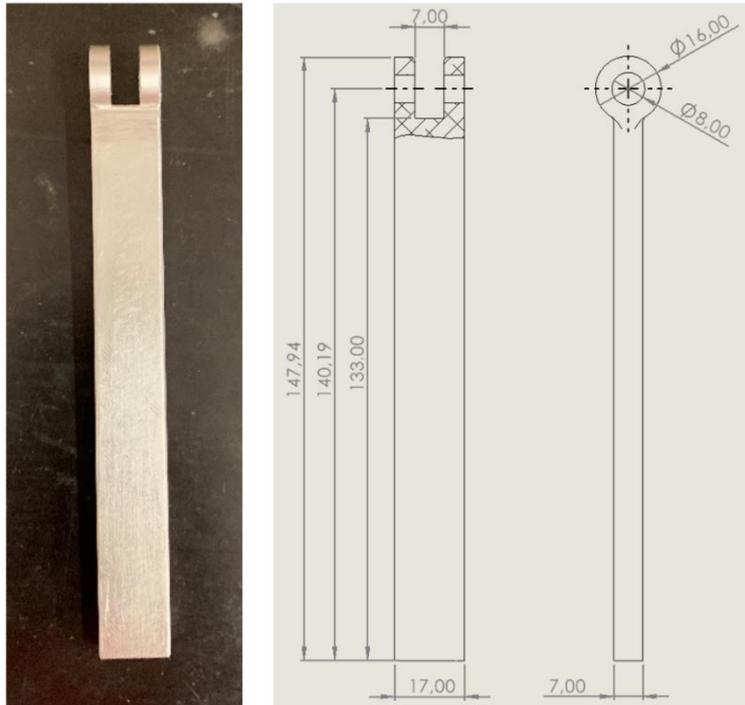


Figura 3.13: Leg-link parte intermedia con cerniera inferiore, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

5) PARTE INFERIORE DEL LEG-LINK

Nella figura 3.14 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Nel pezzo è presente un'estrusione con un foro di diametro 8 mm, necessaria a collegare il pezzo alla cerniera inferiore. Per l'assemblaggio di queste parti sarà sufficiente centrare il foro dell'estrusione con il foro presente sulla cerniera inferiore (figura 3.13) ed inserire nella cavità un perno di diametro 8 mm dotato di due gole per anelli Seeger DIN 471 con i quali verrà bloccato lo scorrimento del perno lungo l'asse della cerniera.

La parte piena di sezione rettangolare 17x14mm è pensata per essere il punto di connessione tra l'esoscheletro e gli agganci cosciali con cui sarà possibile rendere indossabile l'esoscheletro ad un operatore. Il progetto degli agganci cosciali e le conseguenti modifiche che sarà necessario apportare a questo pezzo sono introdotti nel capitolo 6 dell'elaborato di tesi.

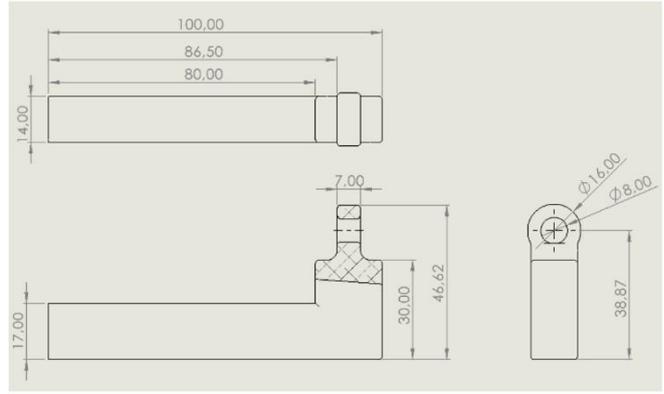
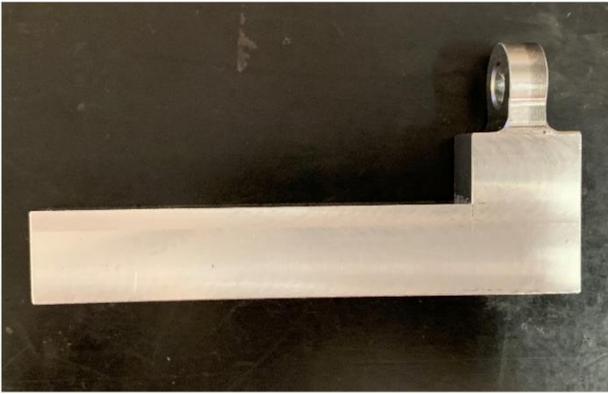


Figura 3.14: Leg-link parte inferiore, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

CAPITOLO 4: OTTIMIZZAZIONE E COSTRUZIONE DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO ELETTRICO

In questo capitolo viene presentato il gruppo di azionamento elettrico dell'esoscheletro posturale ad uso industriale. Ogni esoscheletro è dotato di due gruppi di azionamento disposti a sinistra ed a destra del bacino dell'operatore che, per garantire una corretta trasmissione del moto, devono essere perfettamente allineati all'asse del giunto dell'anca dell'individuo che indossa l'esoscheletro.

Il gruppo di azionamento è costituito da sei piastre in alluminio che definiscono la struttura del gruppo e ne delimitano l'ingombro nello spazio, e da tre alberi di trasmissione di cui uno è integrato direttamente nel motore elettrico. Oltre a queste parti, progettate nella tesi [26] ed ottimizzate e costruite durante lo sviluppo di questo elaborato, sono presenti diversi componenti commerciali che permettano l'erogazione e la trasmissione della coppia da fornire all'esoscheletro. In particolare, ognuno dei due gruppi di azionamento è costituito da un motore elettrico brushless in corrente continua, da una frizione elettromagnetica, da un riduttore Harmonic Drive e da due cuscinetti meccanici opportunamente dimensionati.

Nella figura 4.1 viene riportato l'assieme virtuale dell'esoscheletro con un ingrandimento su uno dei due gruppi di azionamento elettrici.

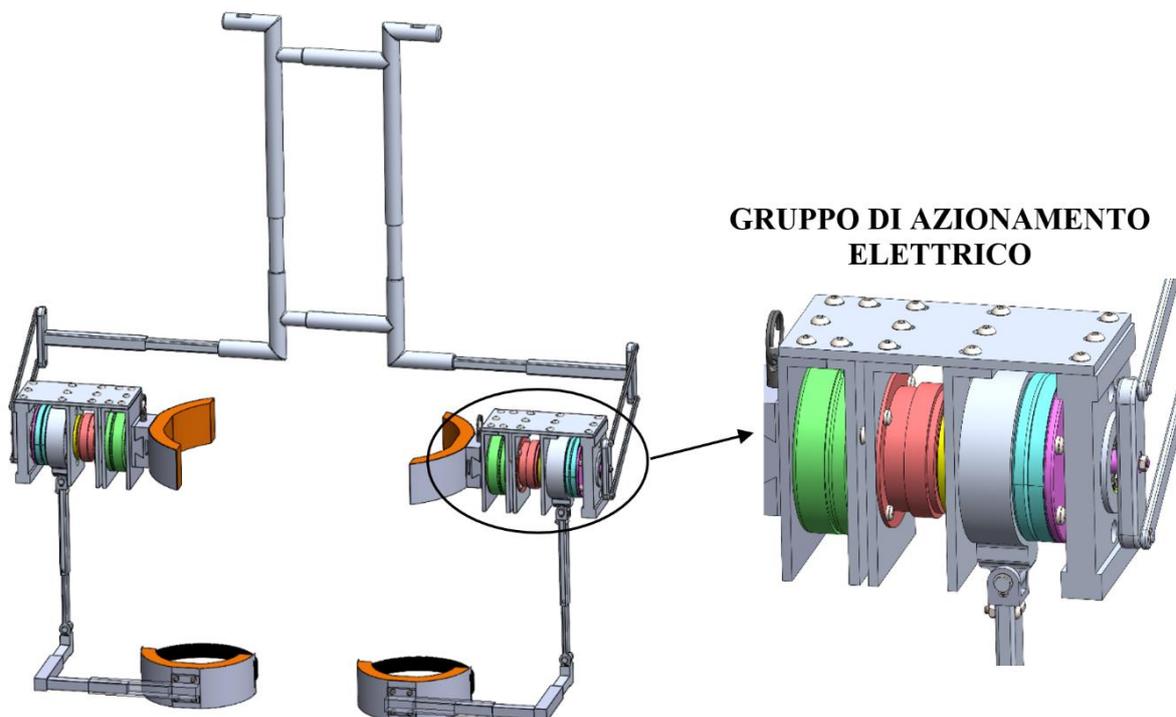


Figura 4.1: Assieme virtuale dell'esoscheletro con ingrandimento sul gruppo di azionamento elettrico.

Per avere subito un quadro complessivo di quanto verrà illustrato in questo capitolo, nella figura 4.2 viene riportata una sezione del gruppo di azionamento con indicato i componenti commerciali presenti al suo interno. Per completezza, viene evidenziato che le parti del gruppo di azionamento presenti in figura 4.1 e figura 4.2 non si riferiscono al progetto originale dell'esoscheletro, ma sono il risultato del lavoro di ottimizzazione presente all'interno di questo capitolo.

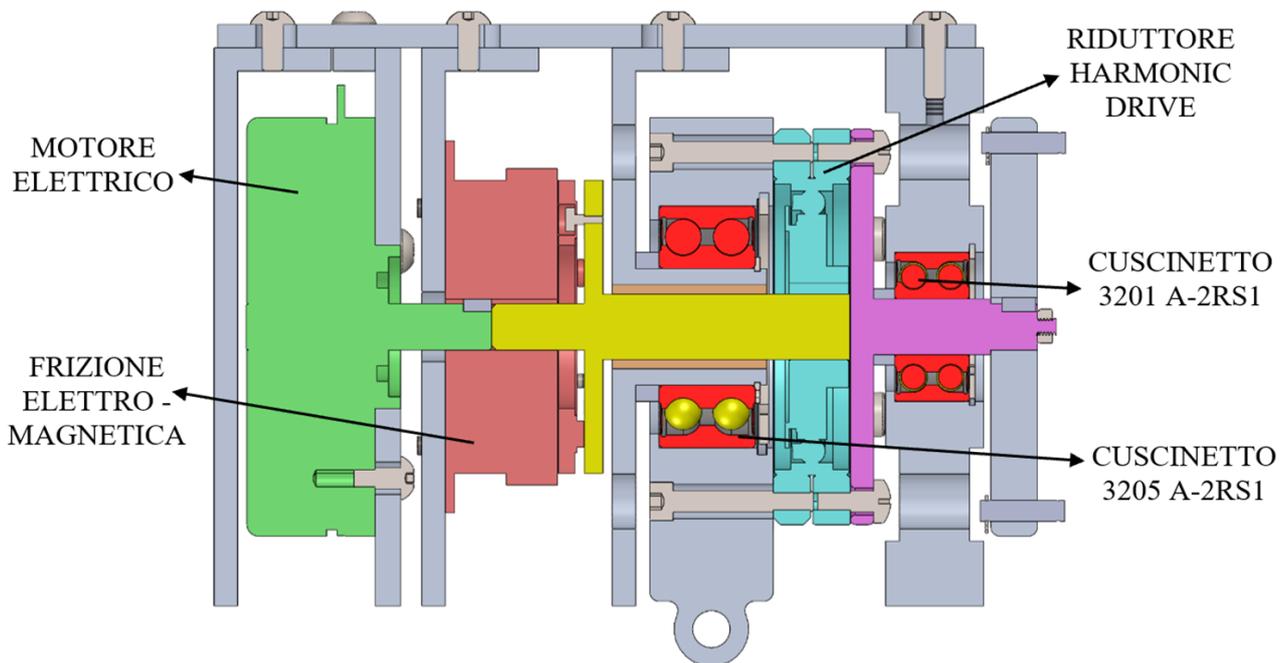


Figura 4.2: Sezione del gruppo di azionamento elettrico dell'esoscheletro.

Il capitolo è suddiviso in tre parti per presentare tutti i componenti del gruppo di azionamento e ripercorrere il processo di evoluzione che ha subito dall'elaborato di tesi [26] fino a questo.

1. Nella prima parte del capitolo vengono presentate le parti strutturali del gruppo di azionamento, facendo un confronto tra i pezzi realmente costruiti ed il loro progetto realizzato su SolidWorks.
2. Nella seconda parte del capitolo vengono introdotti brevemente i componenti commerciali che costituiscono il gruppo di azionamento.
3. Nella terza ed ultima parte del capitolo vengono ripresi diversi pezzi presentati nella prima parte del capitolo per illustrare le modifiche e le ottimizzazioni eseguite per rendere assemblabile e funzionante il gruppo di azionamento. Sempre in questa parte del capitolo viene indicata la componentistica commerciale scelta ed acquistata per il montaggio e lo smontaggio delle varie parti.

Nella figura 4.3 viene riportata una fotografia del gruppo di azionamento assemblato nei laboratori del DIMEAS, dove sono visibili tutti i componenti ad eccezione del riduttore Harmonic Drive che non essendo ancora stato fornito dalla casa costruttrice è stato sostituito da un pezzo prototipato rapidamente con una stampante 3D. Il montaggio del gruppo di azionamento ed il prototipo rapido verranno spiegati dettagliatamente nel capitolo 5 dell'elaborato di tesi.

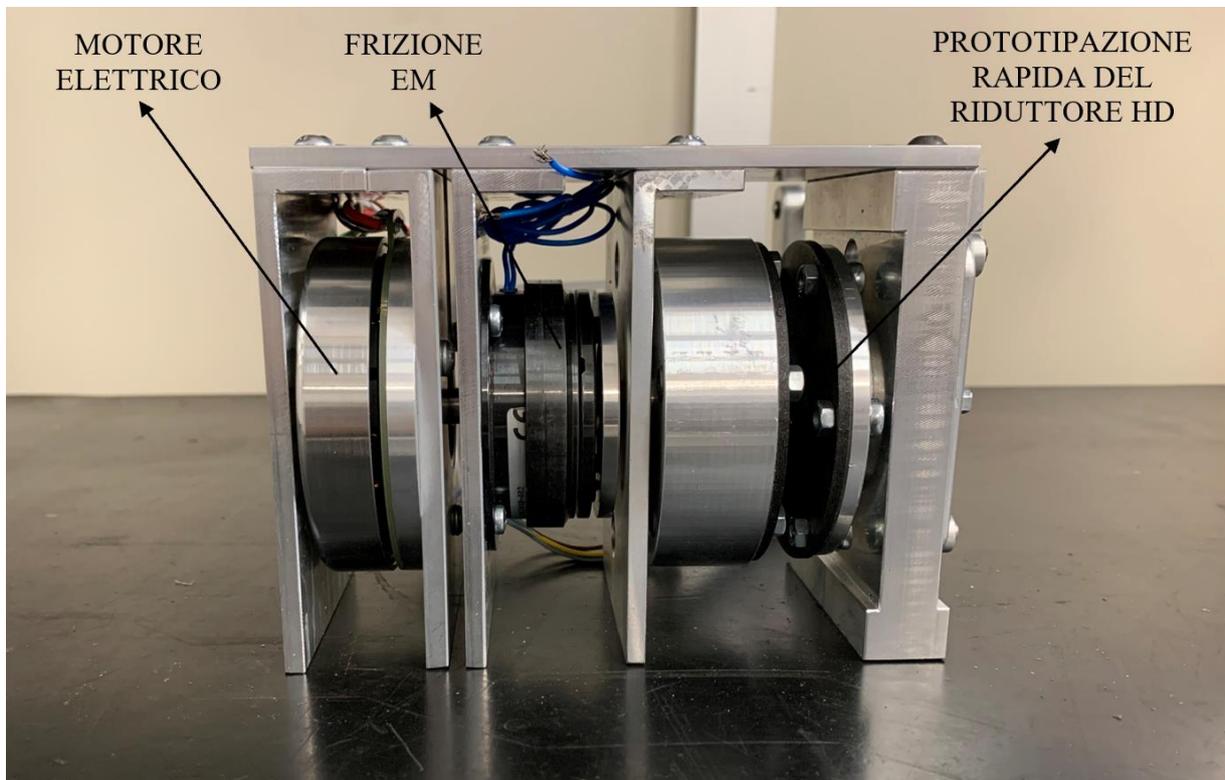


Figura 4.3: Fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS del gruppo di azionamento elettrico dell'esoscheletro assemblato ed ottimizzato.

4.1 COMPONENTI COSTRUITI INIZIALMENTE PER IL GRUPPO DI AZIONAMENTO

In questo sotto capitolo viene introdotto il gruppo di azionamento soffermandosi sul confronto tra i pezzi teorici progettati nella tesi [26] ed i pezzi reali costruiti, evidenziando alcuni aspetti significativi e le modifiche che sono state eseguite per rendere i pezzi costruibili in officina. Come detto in precedenza, nel sotto capitolo 4.3 sono illustrate altre modifiche che sono state realizzate in un secondo momento per ottimizzare e rendere effettivamente assemblabile il gruppo di azionamento. I componenti presentati di seguito sono divisi in due gruppi: il primo comprende le piastre di supporto, mentre il secondo gli elementi di trasmissione.

4.1.1 PIASTRA DI SUPPORTO PER IL GRUPPO DI AZIONAMENTO

Nella figura 4.4 viene riportato un assieme virtuale con bollatura che contiene le piastre di supporto del gruppo di azionamento dell'esoscheletro. Come si può osservare sono presenti sei piastre, di cui cinque disposte verticalmente per accogliere i componenti commerciali necessari ad erogare e trasmettere la coppia motrice, ed una disposta orizzontalmente che serve a mantenere compatto il gruppo. Nell'assieme virtuale è inserita anche la minuteria necessaria ad unire le varie piastre e che comprende, per ognuno dei due gruppi di azionamento, undici viti ISO 7380 M5x10mm e tre viti ISO 7380 M5x16mm. La sequenza di montaggio completa e dettagliata del gruppo di azionamento verrà illustrata nel capitolo 5 dell'elaborato di tesi.

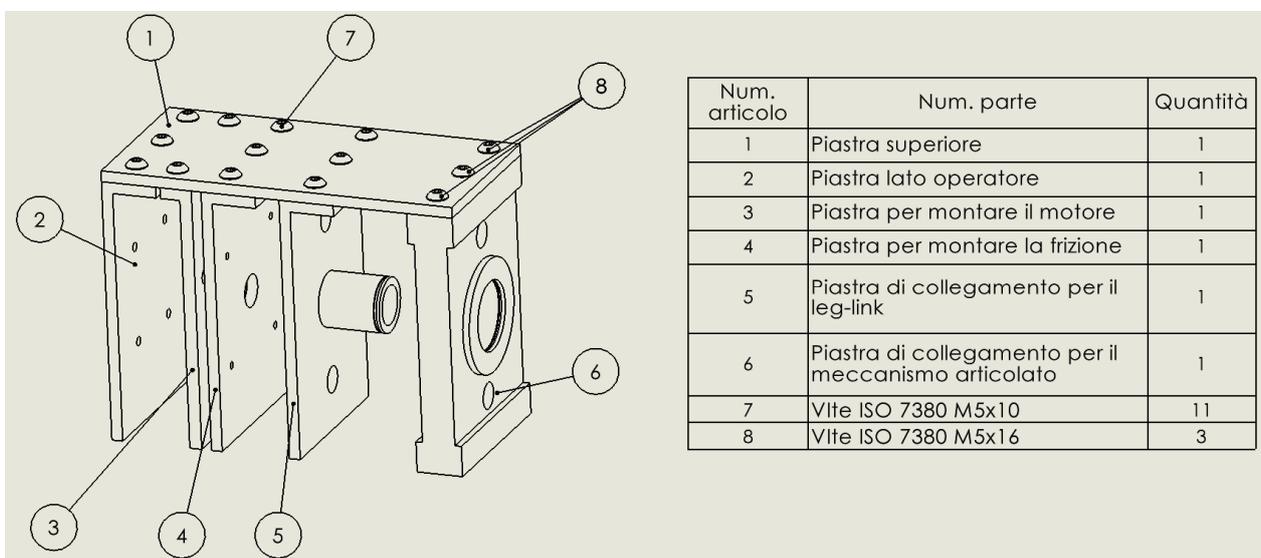


Figura 4.4: Assieme virtuale contenente le piastre di supporto del gruppo di azionamento dell'esoscheletro.

Di seguito, utilizzando la numerazione e la nomenclatura presenti in figura 4.4, vengono analizzati i singoli pezzi evidenziandone la funzionalità ed illustrando se sono state eseguite alcune modifiche in fase di costruzione.

1) PIASTRA SUPERIORE

Nella figura 4.5 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo, realizzato in alluminio, è la piastra superiore del gruppo di azionamento ed è fondamentale per mantenere correttamente in posizione le altre piastre disposte verticalmente. Quest'ultime sono vincolate alla piastra superiore mediante delle viti ISO 7380 M5 che vengono posizionate in corrispondenza delle asole, visibili nella figura 4.5, e vengono avvitate nei rispettivi fori filettati presenti sulle piastre disposte verticalmente. La scelta di utilizzare delle asole (7x9 mm) è precauzionale e serve a garantire un corretto allineamento tra i fori ed avere una minima libertà di posizionamento delle piastre verticali lungo l'asse del gruppo di azionamento.

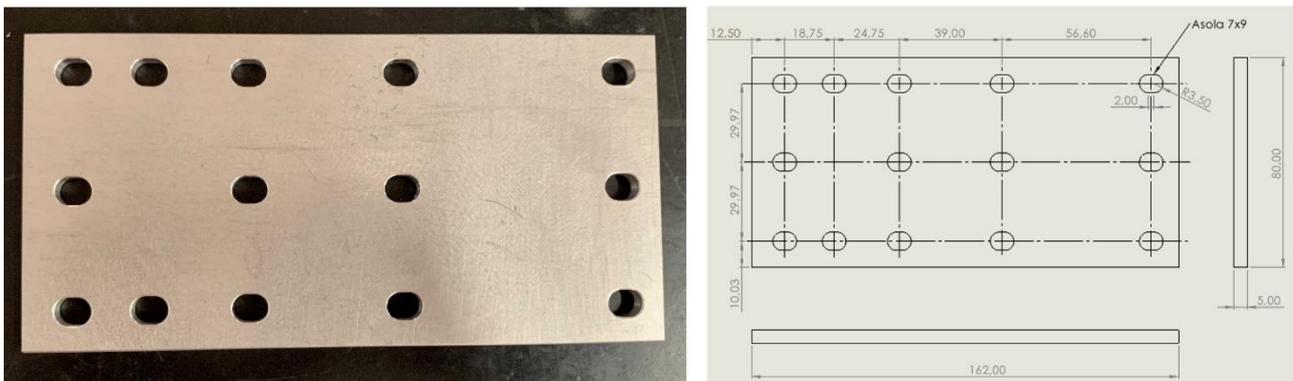


Figura 4.5: Piastra superiore del gruppo di azionamento, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

2) PIASTRA ESTERNA (LATO OPERATORE)

Nella figura 4.6 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo, realizzato in alluminio, è la piastra più esterna del gruppo di azionamento e si trova dal lato dell'operatore che dovrà indossare l'esoscheletro. La struttura è solamente dotata di tre fori filettati

M5 in cui andranno avvitate le viti per vincolare il componente alla piastra superiore come mostrato in figura 4.4.

Nel capitolo 6.2, dove viene presentato il progetto dell'aggancio pelvico per rendere indossabile il dispositivo elettromeccanico, verrà proposta una modifica costruttiva per questa piastra, essendo la più vicina al bacino dell'operatore.

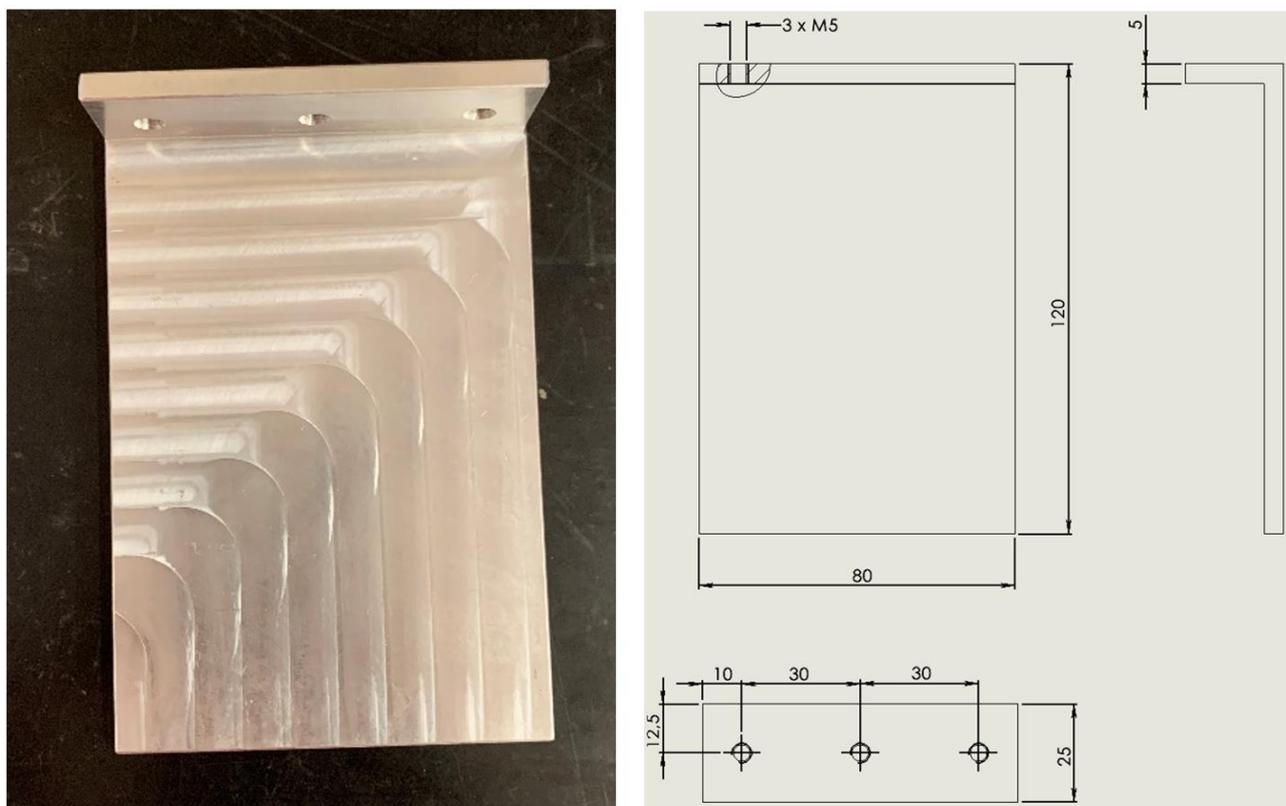


Figura 4.6: Piastra esterna (lato operatore) del gruppo di azionamento, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

3) PIASTRA PER MONTARE IL MOTORE

Nella figura 4.7 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo, realizzato in alluminio, è la piastra divisoria su cui verrà posizionato il motore elettrico brushless in corrente continua del gruppo di azionamento. Il motore verrà fissato alla piastra con tre viti M5 passanti per i fori diametro 7,30 mm, visibili in figura 4.7, ed avvitate nei fori filettati presenti nel corpo del motore.

Sulla faccia superiore della piastra sono presenti due fori filettati M5 in cui andranno avvitate le viti per vincolare il componente alla piastra superiore come mostrato in figura 4.4.

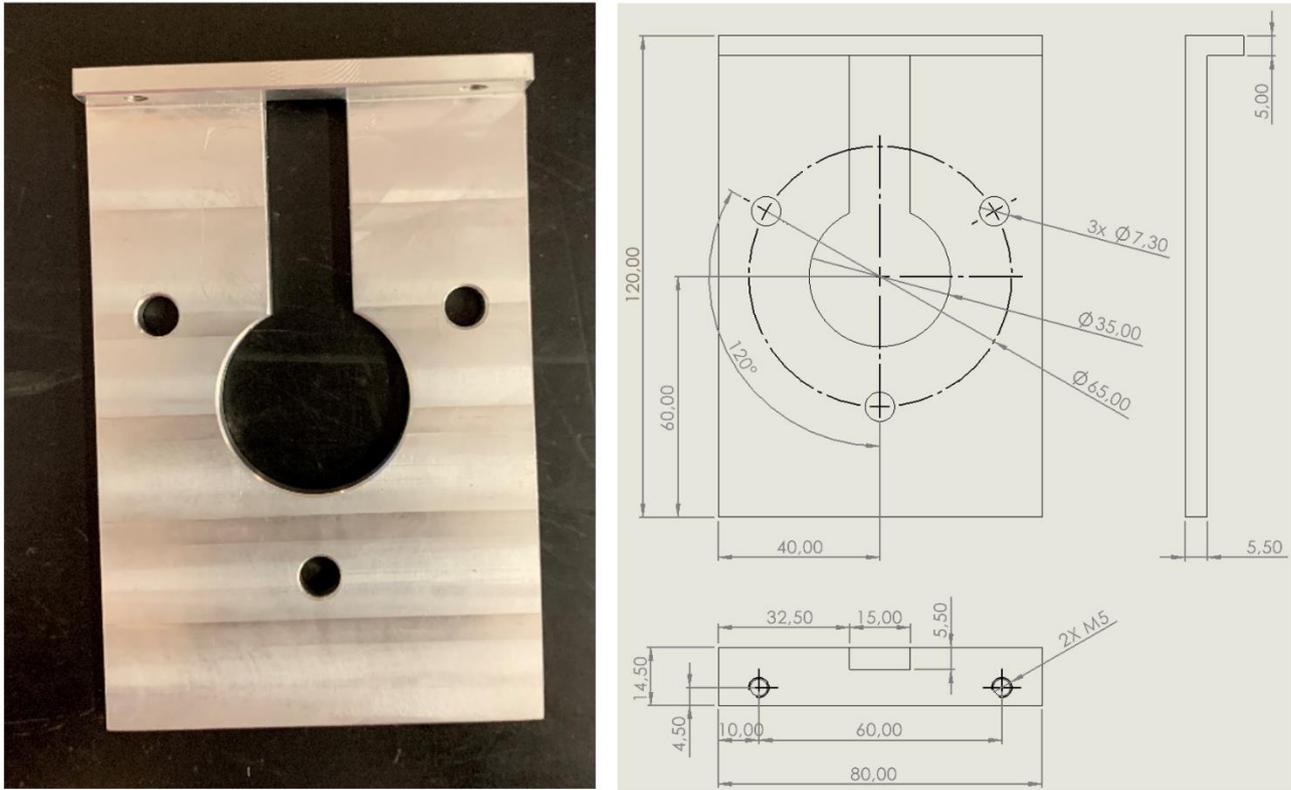


Figura 4.7: Piastra per montare il motore del gruppo di azionamento, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

4) PIASTRA PER MONTARE LA FRIZIONE

Nella figura 4.8 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo, realizzato in alluminio, è la piastra divisoria su cui verrà posizionata la frizione elettromagnetica del gruppo di azionamento. In particolare, sulla piastra verrà fissata la parte statorica della frizione utilizzando quattro viti *M4* che andranno avvitate nei quattro fori filettati presenti sulla faccia frontale del pezzo visibile in figura 4.8.

Al centro del componente è presente un foro di diametro *15 mm* nel quale passerà l'albero del motore elettrico che sarà l'ingresso della frizione elettromagnetica e sarà collegato alla parte rotoria di quest'ultima mediante una linguetta *3x3x6mm*.

Sulla faccia superiore della piastra sono presenti tre fori filettati *M5* in cui andranno avvitate le viti per vincolare il componente alla piastra superiore come mostrato in figura 4.4.

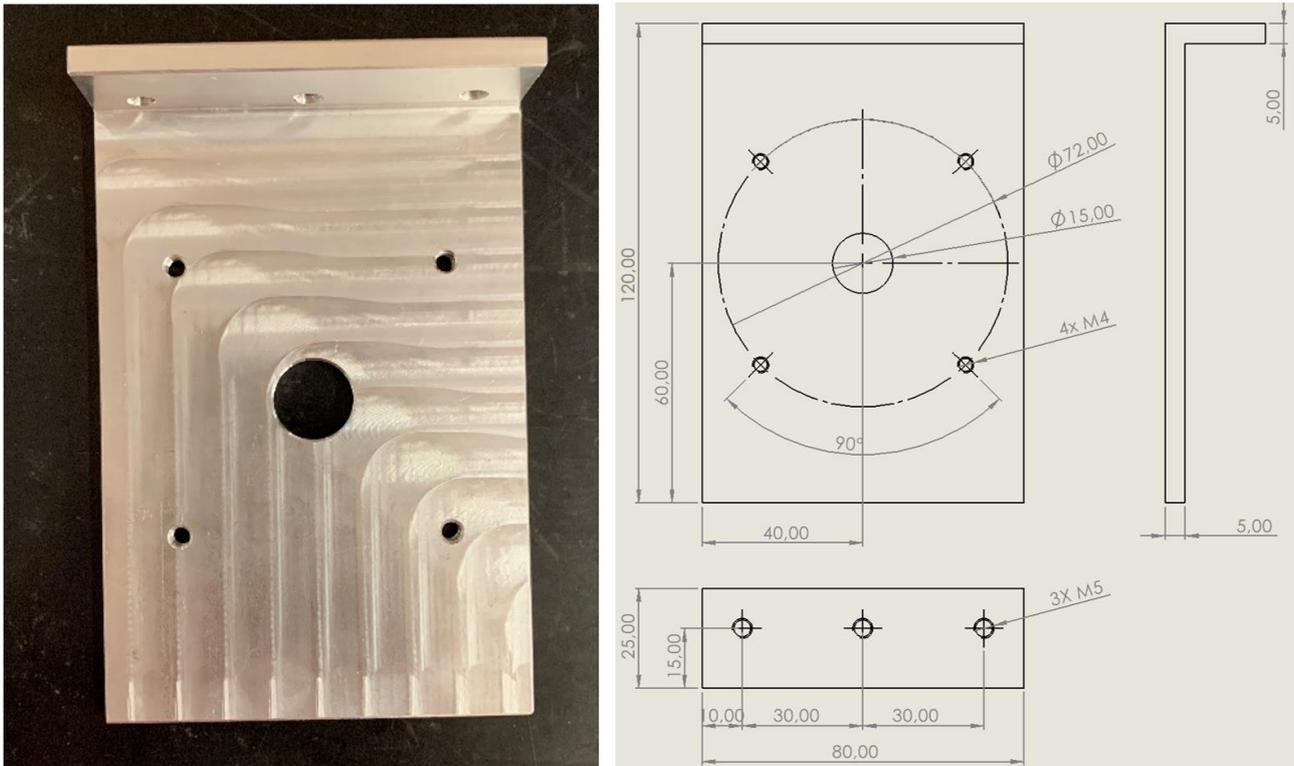


Figura 4.8: Piastra per montare la frizione del gruppo di azionamento, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

5) PIASTRA DI COLLEGAMENTO CON IL LEG-LINK

Nella figura 4.9 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente ed è stato rispettato il progetto originale della tesi [26]. Però, visto che nella fase di assemblaggio del gruppo di azionamento, sono state riscontrate alcune problematiche che non permettevano un corretto montaggio e smontaggio del sistema, è stato necessario eseguire alcune modifiche riportate nel sotto capitolo 4.3.3, per ottimizzare il pezzo e rendere assemblabile il gruppo di azionamento.

La piastra è dotata di un'estrusione cilindrica lunga 28 mm con un diametro interno di 18 mm ed uno esterno di 25 mm. Nella cavità dell'estrusione verrà accoppiata con forzamento una boccia in bronzo sinterizzato e poi verrà fatto passare l'albero di uscita della frizione elettromagnetica, mentre sulla superficie esterna dell'estrusione cilindrica verrà disposto un distanziale in acciaio inox ed un cuscinetto meccanico. L'anello interno del cuscinetto verrà tenuto in posizione dal distanziale e da un anello Seeger per alberi DIN 471 (25x1,2mm), la cui gola è visibile in figura 4.9, eliminando così il possibile scorrimento assiale. Invece, la sede dell'anello esterno del cuscinetto è costituita dalla cavità di diametro 52 mm del componente cilindrico all'estremità del leg-link riportato in figura 3.12.

Grazie a questa configurazione il cuscinetto funge da punto di connessione tra il gruppo di azionamento ed il leg-link, permettendo la movimentazione di quest'ultimo.

Sulla faccia superiore della piastra sono presenti tre fori filettati $M5$ in cui andranno avvitate le viti per vincolare il componente alla piastra superiore come mostrato in figura 4.4.

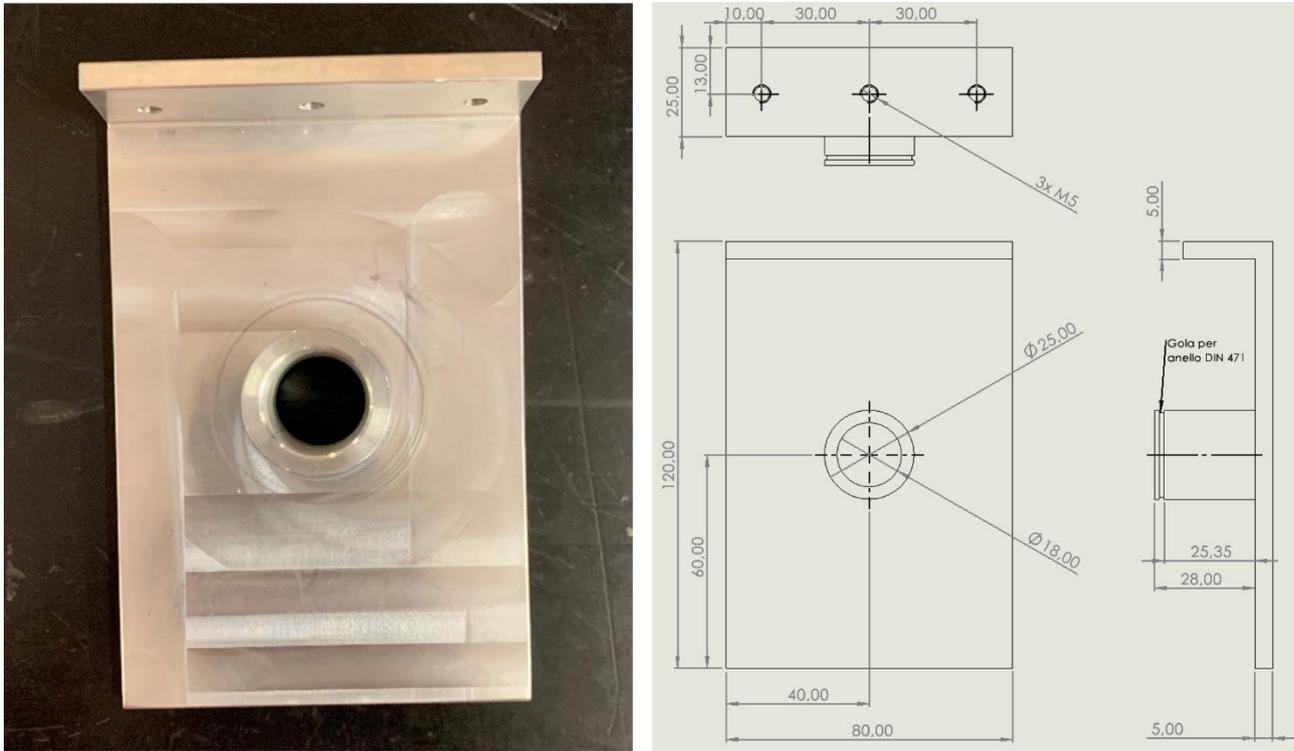


Figura 4.9: Piastra di collegamento con il leg-link, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

6) PIASTRA ESTERNA (LATO MECCANISMO ARTICOLATO)

Nella figura 4.10 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente ed è stato rispettato il progetto originale della tesi [26]. Però, visto che nella fase di assemblaggio del gruppo di azionamento, sono state riscontrate alcune problematiche che non permettevano un corretto montaggio e smontaggio del sistema, è stato necessario eseguire alcune modifiche riportate nel sotto capitolo 4.3.4, per ottimizzare il pezzo e rendere assemblabile il gruppo di azionamento.

La piastra è dotata di un foro circolare passante di diametro 32 mm , all'interno del quale verrà disposto un cuscinetto meccanico. L'anello interno del cuscinetto sarà posizionato sull'albero di uscita del gruppo di azionamento, mentre l'anello esterno sul foro della piastra. Quest'ultimo verrà mantenuto in posizione da uno spallamento presente sulla piastra stessa e da un anello Seeger per fori

DIN 472 (32x1,2mm), la cui gola è visibile in figura 4.10, eliminando così il possibile scorrimento assiale del cuscinetto.

Sulla faccia superiore della piastra sono presenti tre fori filettati M5 in cui andranno avvitate le viti per vincolare il componente alla piastra superiore come mostrato in figura 4.4.

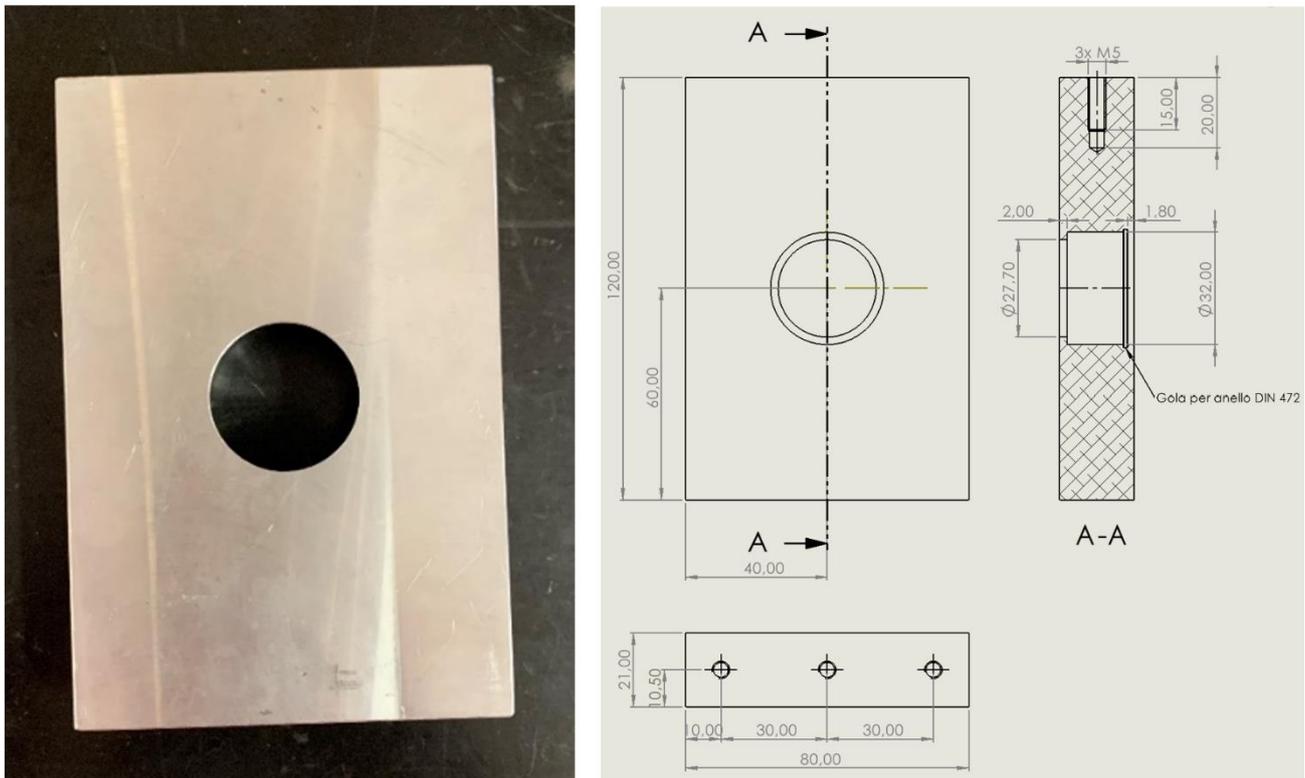


Figura 4.10: Piastra esterna (lato meccanismo articolato), confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

4.1.2 ALBERI MECCANICI PER LA TRASMISSIONE DEL MOTO DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO

La trasmissione del moto all'interno del gruppo di azionamento è affidata a tre alberi meccanici. Il primo, integrato nel motore elettrico, è l'ingresso della frizione elettromagnetica che a sua volta è collegata ad un secondo albero di uscita che trasmette il moto rotatorio al riduttore Harmonic Drive. Il terzo organo di trasmissione è un albero flangiato che serve a trasmettere il moto dal riduttore all'esterno del gruppo di azionamento permettendo la movimentazione del meccanismo articolato e, di conseguenza, del back-frame dell'esoscheletro.

Di seguito, vengono presentati gli alberi meccanici, ad eccezione di quello integrato nel motore elettrico, facendo un confronto tra il pezzo realmente costruito ed il progetto originario per evidenziare se in fase di costruzione sono state realizzate alcune modifiche.

Per completezza è giusto precisare che l'albero di uscita della frizione elettromagnetica, riportato in figura 4.11, è quello costruito seguendo le specifiche espresse nell'elaborato di tesi [26], ma non è quello utilizzato realmente durante l'assemblaggio del gruppo di azionamento e presente nelle figure 4.2 e 4.3 ad inizio capitolo. Infatti, come si vedrà nel sotto capitolo 4.3, l'albero progettato inizialmente, non essendo adatto alla frizione elettromagnetica, è stato completamente ripensato, costruendo un nuovo pezzo, riportato in figura 4.24, in grado di trasmettere correttamente il moto dalla frizione al riduttore Harmonic Drive.

1) ALBERO MECCANICO PER LA TRASMISSIONE DEL MOTO DALLA FRIZIONE AL RIDUTTORE

Nella figura 4.11 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Il pezzo è costituito da due parti cilindriche, una di diametro 10 mm che verrà disposta all'intero del rotore della frizione elettromagnetica, ed una di diametro 14 mm che verrà inserita all'intero del riduttore Harmonic Drive. Infatti, lo scopo del componente è quello di trasmettere il moto dalla frizione al riduttore, dove verrà poi moltiplicata la coppia e ridotta la velocità angolare.

Questo componente è stato costruito come prototipo preliminare rispettando le dimensioni e le considerazioni progettuali espresse nell'elaborato di tesi [26], con la consapevolezza che sarebbe stato necessario modificarlo in un secondo momento aggiungendo due cave per due linguette. La prima sulla parte cilindrica di diametro 10 mm necessaria per acquisire il moto dalla frizione elettromagnetica e la seconda sulla parte cilindrica di diametro 14 mm necessaria per trasmettere il moto al riduttore Harmonic Drive.

Però, in fase di assemblaggio ed ottimizzazione del gruppo di azionamento, si è osservato che quest'albero non è idoneo all'utilizzo della frizione elettromagnetica. Di conseguenza, il componente riportato in figura 4.11 e presentato in questo paragrafo per una completezza descrittiva è stato sostituito con un nuovo pezzo (sotto capitolo 4.3) completamente riprogettato dopo aver approfondito il reale funzionamento della frizione elettromagnetica del gruppo di azionamento.

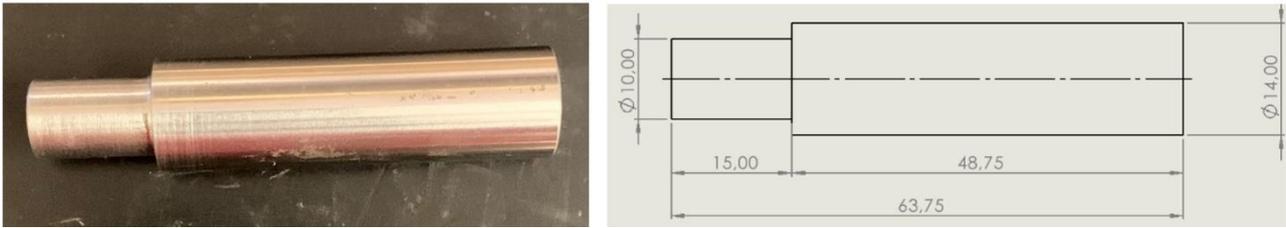


Figura 4.11: Albero meccanico per la trasmissione del moto dalla frizione al riduttore Harmonic Drive, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

2) ALBERO MECCANICO PER LA TRASMISSIONE DEL MOTO DAL RIDUTTORE AL MECCANISMO ARTICOLATO

Nella figura 4.12 è visibile il confronto tra il pezzo costruito e quello disegnato nella prima fase progettuale, dove sono evidenziate le principali quote funzionali e gli ingombri. Come si può osservare dalla figura non sono state eseguite modifiche durante la costruzione del componente.

Lo scopo del pezzo è quella di trasmettere il moto all'esterno del gruppo di azionamento, ed in particolare, al meccanismo articolato e di conseguenza al back-frame dell'esoscheletro.

Il componente è costituito da quattro parti, di seguito elencate.

- La prima parte è una flangia di diametro 85 mm spessa 4 mm dove sono presenti sei fori passanti di diametro 6,20 mm. Questi sono necessari per vincolare il pezzo al riduttore Harmonic Drive con sei viti M5, come è visibile in figura 4.2.
- La seconda è una parte cilindrica lunga 25 mm e con un di diametro 12 mm.
- La terza è una parte cilindrica lunga 10 mm e con un di diametro 10 mm, dove è presente una cava per una linguetta 3x3x8mm pensata per permettere un veloce montaggio e smontaggio del pezzo con il meccanismo articolato.
- La quarta è una parte filettata in cui andrà inserito un dado M4 con cui mantenere a pacco il meccanismo articolato ed il gruppo di azionamento.

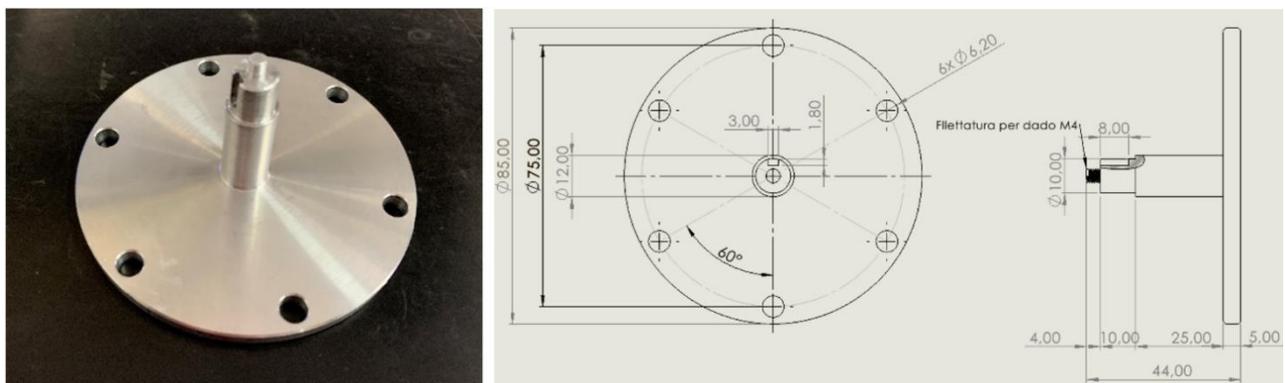


Figura 4.12: Albero meccanico per la trasmissione del moto dal riduttore Harmonic Drive al meccanismo articolato, confronto tra pezzo costruito (a sinistra) e teorico (a destra).

4.2 COMPONENTI COMMERCIALI PRESENTI NEL GRUPPO DI AZIONAMENTO

Il gruppo di azionamento è dotato di diversi componenti commerciali che permettono l'erogazione e la trasmissione della coppia al meccanismo articolato ed in seguito al back-frame dell'esoscheletro. I componenti sono molto performanti e sono stati dimensionati e scelti per soddisfare due requisiti fondamentali: garantire effettivamente il 30% della coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione del busto e limitare il più possibile l'ingombro assiale del gruppo di azionamento che deve sporgere poco rispetto al profilo frontale dell'operatore che indosserà l'esoscheletro.

I componenti commerciali presenti all'interno del gruppo di azionamento sono:

- Motore elettrico dell'azienda Maxon, EC90 flat brushless 160 Watt (cod. 607321)
- Frizione elettromagnetica dell'azienda Warner Electric, SFM VAR 00 size 10
- Riduttore Harmonic Drive serie FB size 25 ratio 100
- Cuscinetto meccanico obliquo a due corone di sfere dell'azienda SKF (cod. 3205 A-2RS1)
- Cuscinetto meccanico obliquo a due corone di sfere dell'azienda SKF (cod. 3201 A-2RS1)

Nella figura 4.13 viene riportata una sezione dell'assieme virtuale del gruppo di azionamento, dove sono indicati i componenti commerciali precedentemente elencati, mentre in figura 4.14 viene riportato un diagramma a blocchi per visualizzare come avviene la trasmissione della coppia.

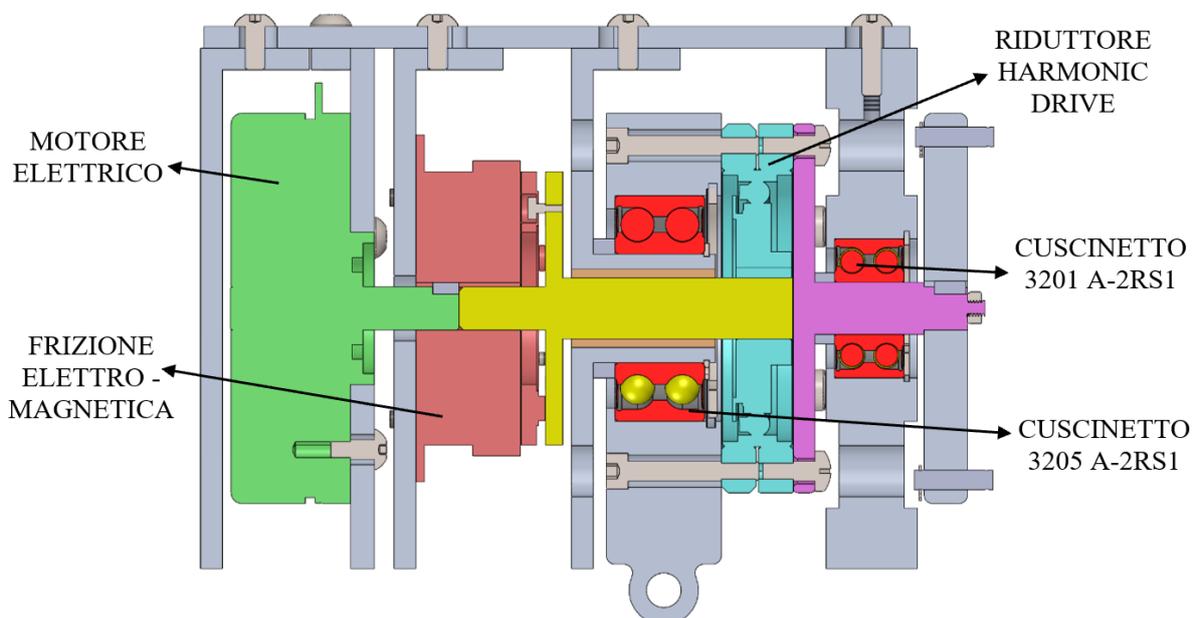


Figura 4.13: Sezione virtuale del gruppo di azionamento con indicati i componenti commerciali.

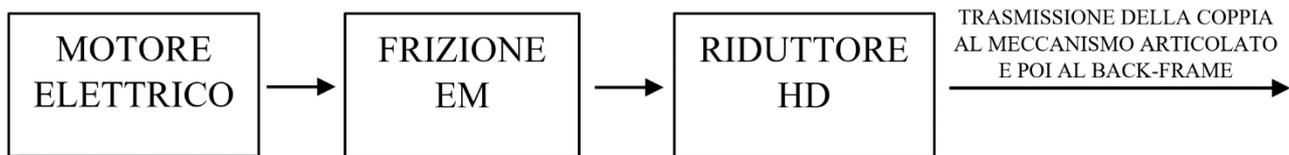


Figura 4.14: Diagramma a blocchi del gruppo di azionamento per visualizzare il processo di erogazione e trasmissione della coppia.

Dal diagramma a blocchi si può osservare che la coppia viene erogata dal motore elettrico e trasmessa al riduttore Harmonic Drive mediante la frizione elettromagnetica. Quest'ultima è fondamentale perché attraverso un comando elettrico può accoppiare o disaccoppiare il motore dal riduttore, trasmettendo o meno la coppia al back-frame dell'esoscheletro.

Nell'appendice A dell'elaborato di tesi vengono riportate le schede tecniche dei singoli componenti commerciali, mentre di seguito sono stati brevemente analizzati i tre dispositivi fondamentali per l'erogazione e la trasmissione della coppia, ovvero il motore elettrico, la frizione elettromagnetica ed il riduttore Harmonic Drive.

4.2.1 MOTORE ELETTRICO BRUSHLESS DELL'AZIENDA MAXON

Ognuno dei due gruppi di azionamento dell'esoscheletro è dotato di un motore elettrico brushless (EC 90 flat, 160 Watt) a corrente continua prodotto dall'azienda Maxon [13].

Il dispositivo è costituito da un rotore con magneti permanenti ed uno statore dotato di avvolgimenti alimentati in corrente continua. Il motore contiene al suo interno tre sensori magnetici ad effetto Hall grazie ai quali è possibile conoscere la posizione del rotore rispetto agli avvolgimenti dello statore, in base alla quale viene commutata elettronicamente la corrente negli avvolgimenti. Alimentando i diversi avvolgimenti dello statore varia l'orientamento del campo magnetico che a sua volta attrae i magneti permanenti del rotore innescando la rotazione di quest'ultimo.

Il motore è stato scelto nell'elaborato di tesi [26] perché in grado di soddisfare i seguenti requisiti progettuali, molto importanti per l'applicazione in esame.

1. La coppia nominale erogata dal motore, moltiplicata dal riduttore, è in grado di soddisfare la massima coppia muscolare richiesta dall'operatore che indosserà l'esoscheletro durante la flessione del busto.
2. La dimensione assiale del motore è molto limitata, permettendo così di ridurre gli ingombri in corrispondenza del bacino dell'operatore che indosserà l'esoscheletro.
3. Il motore riesce a dissipare bene il calore, limitando il surriscaldamento del dispositivo quando il rotore è fermo, ovvero quando l'operatore è fermo con il busto piegato.

I motori brushless, a differenza dei classici motori con spazzole, offrono diversi vantaggi prestazionali avendo un ottimo bilanciamento tra coppia e peso, ma anche dei vantaggi in termini economici. Infatti, richiedono un investimento di acquisto iniziale superiore però hanno un ritorno economico maggiore negli anni perché non avendo dei componenti che possono usurarsi, come avviene per le spazzole, non richiedono interventi di manutenzione.

Nell'appendice A dell'elaborato di tesi viene presentata la scheda tecnica del motore, mentre nella figura 4.15 vengono riportate due fotografie del dispositivo scattate nei laboratori del DIMEAS prima di assemblare il gruppo di azionamento.

Nella fotografia di sinistra viene riportata la vista frontale del motore dove si può osservare la struttura circolare dotata di tre fori filettati prigionieri per viti $M5$ con cui verrà fissato il dispositivo alla corrispondente piastra del gruppo di azionamento. Sempre nella figura di sinistra è visibile anche l'albero integrato nel motore sul quale è stata ricavata la cava per la linguetta di dimensioni $3 \times 3 \times 6 \text{ mm}$ con cui verrà trasmesso il moto a valle. Sono presenti anche dei cavi elettrici con i rispettivi pin per poter alimentare il motore e garantirne un corretto funzionamento con i tre sensori magnetici ad effetto Hall presenti nel dispositivo. Nella fotografia di destra viene riportata la vista laterale del motore fissato sulla piastra di supporto del gruppo di azionamento.

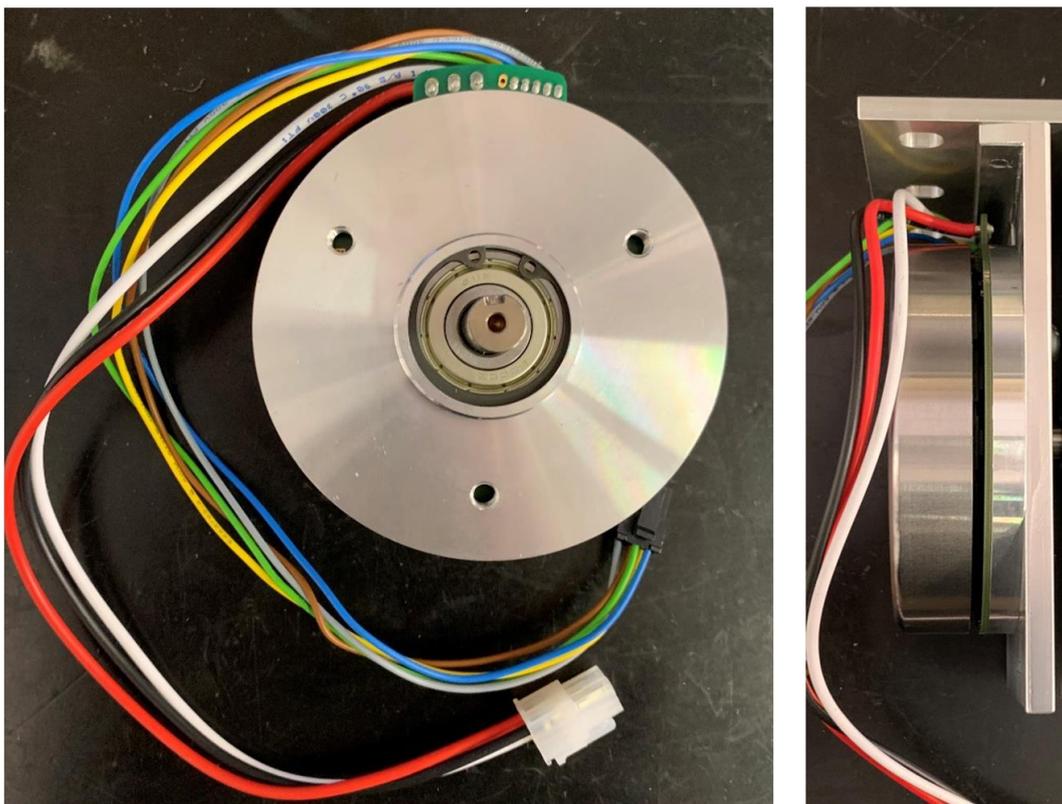


Figura 4.15: Fotografie della vista frontale (a destra) e della vista laterale (a sinistra) del motore elettrico del gruppo di azionamento scattate all'interno dei laboratori del DIMEAS.

4.2.2 FRIZIONE ELETTROMAGNETICA DELL'AZIENDA WARNER ELECTRIC

Ognuno dei due gruppi di azionamento dell'esoscheletro è dotato di una frizione elettromagnetica (SFM VAR 00 size 10) prodotta dall'azienda Warner Electric [10] [14]. Questo dispositivo è fondamentale per il corretto funzionamento dell'esoscheletro, infatti, con un semplice comando elettrico permette di accoppiare o disaccoppiare il motore dal riduttore e, di conseguenza, dal back-frame che si trova a valle. Il poter disaccoppiare il motore dal resto dell'esoscheletro è molto importante perché permette all'operatore con indosso il dispositivo di muoversi liberamente senza alcun vincolo, visto che durante le varie fasi lavorative non sempre necessiterà dell'ausilio dell'esoscheletro.

La frizione è stata scelta nell'elaborato di tesi [26] perché in grado di soddisfare i seguenti requisiti progettuali.

1. È in grado di trasmettere la coppia massima erogabile dal motore elettrico.
2. Non genera una coppia residua quando viene disinnescata.
3. L'ingombro assiale è molto limitato.
4. La dissipazione del calore è molto efficace.

Nell'appendice A dell'elaborato di tesi viene presentata la scheda tecnica della frizione elettromagnetica. La frizione è a disco singolo ed è costituita da tre parti (statore, rotore, armatura) visibili in figura 4.16.

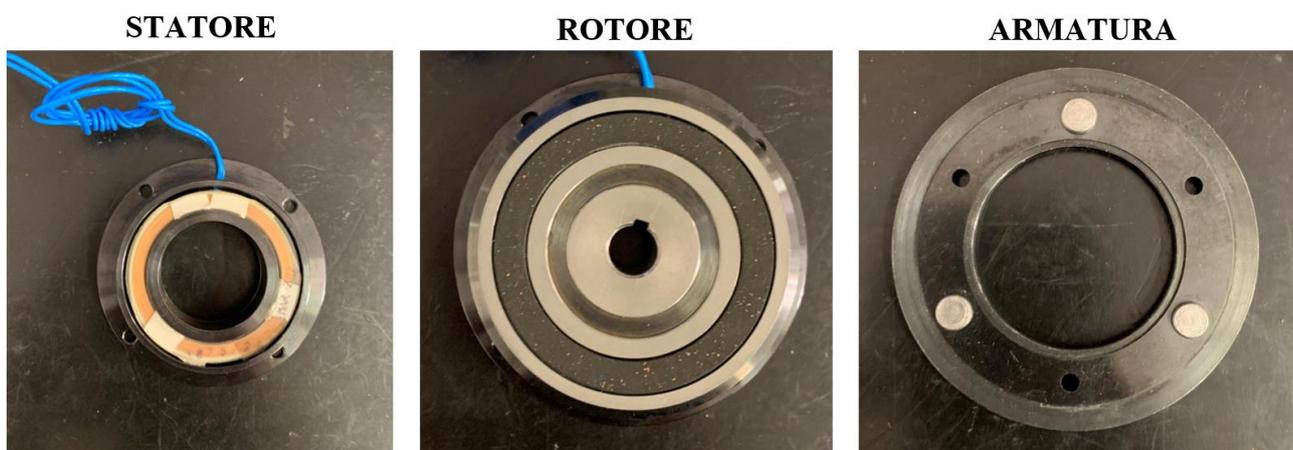


Figura 4.16: Fotografie dei componenti della frizione elettromagnetica scattate all'interno dei laboratori del DIMEAS.

- Lo **statore** contiene al suo interno un avvolgimento che, quando alimentato, genera un campo magnetico in grado di accoppiare la faccia con attrito del rotore a quella dell'armatura permettendo di tramettere il moto dall'ingresso all'uscita della frizione. La flangia esterna

dello statore è dotata di quattro fori per viti $M4$ con cui fissare la parte alla piastra di supporto del gruppo di azionamento su cui si vuole posizionare.

- Il **rotore** deve essere inserito all'interno dello statore ed è messo in rotazione dall'albero di ingresso del sistema che trasmette il moto al rotore mediante una linguetta. Dalla figura 4.16 si può osservare la cava per la linguetta e la faccia con il materiale di attrito con cui il rotore trascinerà in rotazione l'armatura e di conseguenza l'albero di uscita della frizione.
- L'**armatura** è dotata di tre fori per viti $M3$ a testa cilindrica con cui viene fissata all'albero di uscita della frizione a cui si vuole trasmettere il moto. È fondamentale che quest'albero abbia una flangia su cui avvitare le viti. Una faccia dell'armatura è con attrito e si accoppierà con la corrispondente faccia del rotore quando gli avvolgimenti dello statore verranno alimentati, mentre sulla faccia opposta si trova una molla di richiamo ad anello che permetterà di riportare in posizione l'armatura quando gli avvolgimenti dello statore non saranno più alimentati. Su questa faccia dell'armatura si trovano anche tre risalti che devono essere in contatto con la flangia dell'albero di uscita.

Nella figura 4.17 e 4.18 vengono riportate delle immagini create al computer per visualizzare il posizionamento dei vari componenti della frizione elettromagnetica (in giallo sono rappresentati lo statore ed il rotore che devono essere accoppiati assieme, mentre in rosso è rappresentata l'armatura). In particolare, la figura 4.17 mostra una vista frontale e laterale in trasparenza, mentre la figura 4.18 mostra due viste laterali con la frizione azionata e non azionata.

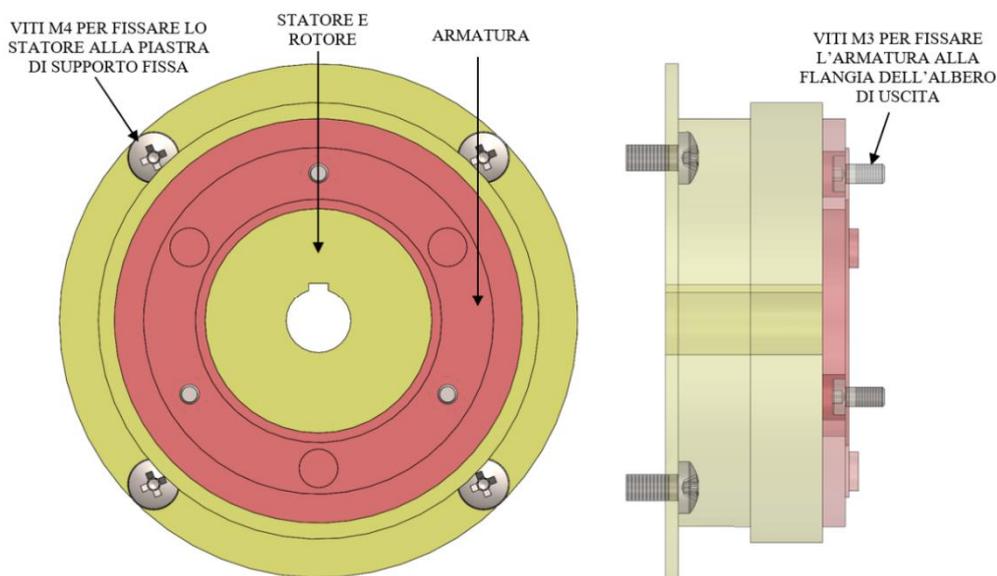


Figura 4.17: Vista frontale e laterale con trasparenza dell'assieme virtuale della frizione elettromagnetica.

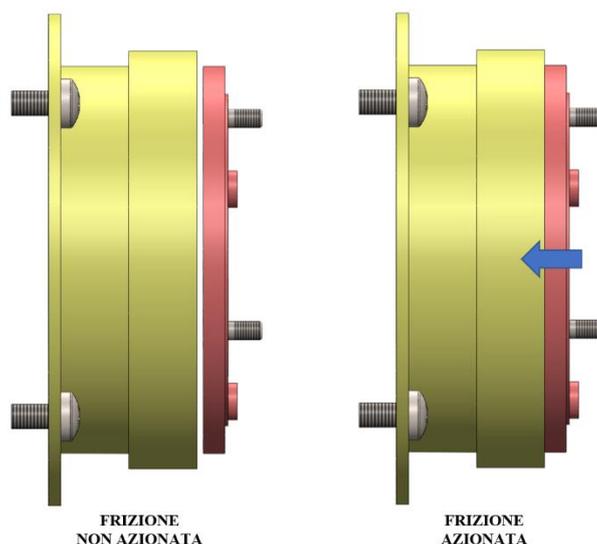


Figura 4.18: Vista laterale della frizione elettromagnetica non azionata ed azionata.

Come si può osservare dalle figure lo statore deve essere fissato ad una piastra fissa utilizzando viti $M4$, mentre il rotore deve essere inserito all'interno della cavità dello statore. Il rotore è dotato di un foro circolare centrale dove deve essere posizionato l'albero di ingresso della frizione che trasmetterà il moto al pezzo mediante l'utilizzo di una linguetta. L'armatura deve essere vincolata con viti $M3$ all'albero di uscita che deve essere dotato di una flangia con fori filettati per il serraggio delle viti. In condizione di frizione non azionata l'armatura deve essere posizionata ad una distanza pari a $0,2\text{ mm}$ dalla faccia del rotore dove è presente il materiale con attrito, in questo modo il rotore ruoterà sotto l'azione dell'albero di ingresso, mentre l'armatura e l'albero di uscita risulteranno fermi. La distanza tra l'armatura e il rotore di $0,2\text{ mm}$ è un dato fornito dalla casa costruttrice che però specifica che questo valore può variare leggermente a seconda dell'applicazione e che deve essere corretto nel momento in cui si effettuano i test elettrici per verificare il corretto funzionamento della frizione e dell'assieme in cui viene inserita.

Nel momento in cui viene azionata la frizione, il campo magnetico generato dagli avvolgimenti dello statore attrae l'armatura che entra in contatto con la faccia del rotore dove è presente il materiale di attrito e, rotore ed armatura iniziano a ruotare simultaneamente tramettendo il moto dall'albero di ingresso all'albero di uscita. Disinnescando la frizione, l'armatura viene riportata nella posizione iniziale da una molla ad anello di richiamo posizionata sulla faccia opposta a quella che entrerà in contatto con il rotore. È importante osservare che, nel momento in cui la frizione viene azionata, non è previsto lo scorrimento assiale dell'albero di uscita, ma la sola rotazione. Infatti, l'unico componente che scorre assialmente per trasmettere il moto è l'armatura che si muove sotto l'azione della forza magnetica generata dagli avvolgimenti dello statore e sotto l'azione della forza elastica della molla.

4.2.3 RIDUTTORE HARMONIC DRIVE

Ognuno dei due gruppi di azionamento dell'esoscheletro è dotato di un riduttore Harmonic Drive (serie FB size 25 ratio 100). Il dispositivo è costituito da quattro parti (wave generator, flexspline, circular spline D, circular spline S) visibili nella figura 4.19 estrapolata dal catalogo del costruttore.

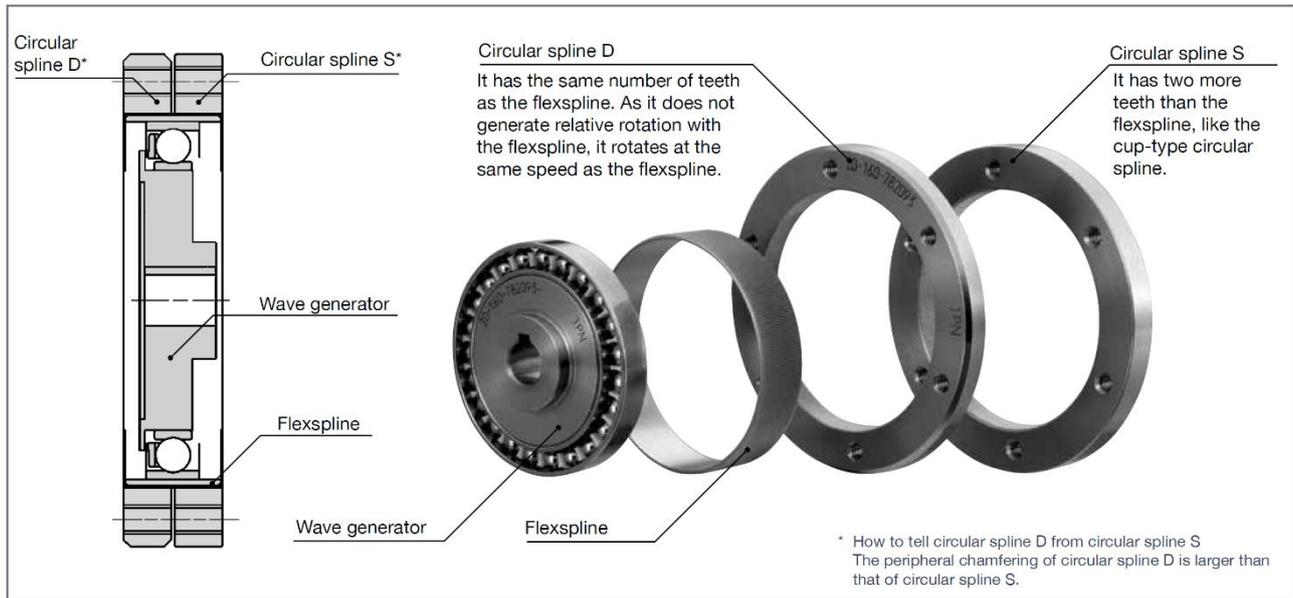


Figura 4.19: Componenti del riduttore Harmonic Drive. [32]

- Il **wave generator** è una parte molto sottile dotata di un cuscinetto a sfere fissato su un mozzo ellittico. Tipicamente viene montato sull'albero di ingresso del riduttore svolgendo la funzione di convertitore di coppia. [32]
- La **flexspline** ha una struttura flessibile cilindrica con una dentatura esterna e svolge la funzione di trasmettere la coppia ed il moto tra il wave generator e le due parti cilindriche più esterne del riduttore. Il componente, quando posto in rotazione dal wave generator, si adatta alla forma ellittica di quest'ultimo. [32]
- La **circular spline D** ha una struttura cilindrica con una dentatura interna che ha lo stesso numero di denti della dentatura della flexspline. Sulla faccia frontale sono presenti sei fori filettati per viti M5 in modo da vincolare la parte al componente di uscita del riduttore a cui si vuole trasmettere il moto. I denti disposti lungo l'asse maggiore della flexspline, che assume una forma ellittica dovuta alla presenza del wave generator, si impegnano con i denti della circular spline D trasmettendo il moto al componente al quale quest'ultima è fissata. Avendo lo stesso numero di denti non si genera una rotazione relativa tra circular spline D e flexspline e, di conseguenza, i due si muoveranno con la stessa velocità angolare. [32]

- La **circular spline S** ha una struttura cilindrica con una dentatura interna che ha due denti in più rispetto alla dentatura della flexspline. Sulla faccia frontale sono presenti sei fori filettati per viti *M5* in modo da vincolare la parte al componente di uscita del riduttore a cui si vuole trasmettere il moto. I denti disposti lungo l'asse maggiore della flexspline, che assume una forma ellittica dovuta alla presenza del wave generator, si impegnano con i denti della circular spline S trasmettendo il moto al componente al quale quest'ultima è fissata. Il rapporto di trasmissione è dovuto alla differenza tra il numero di denti delle due dentature. Infatti, quando il wave generator compie una rotazione di 180° la flexspline rimane indietro di un dente rispetto alla circular spline S, e di conseguenza ogni 360° di rotazione rimane indietro di due denti. [32]

Il riduttore avendo due circular spline e quindi due possibili uscite può essere montato con diverse configurazioni a seconda del risultato che si vuole ottenere. Nella figura 4.20 sono presentate le diverse configurazioni di montaggio che vengono fornite dal catalogo della casa costruttrice. La configurazione numero 2, evidenziata in rosso, è quella di interesse per l'applicazione in esame.

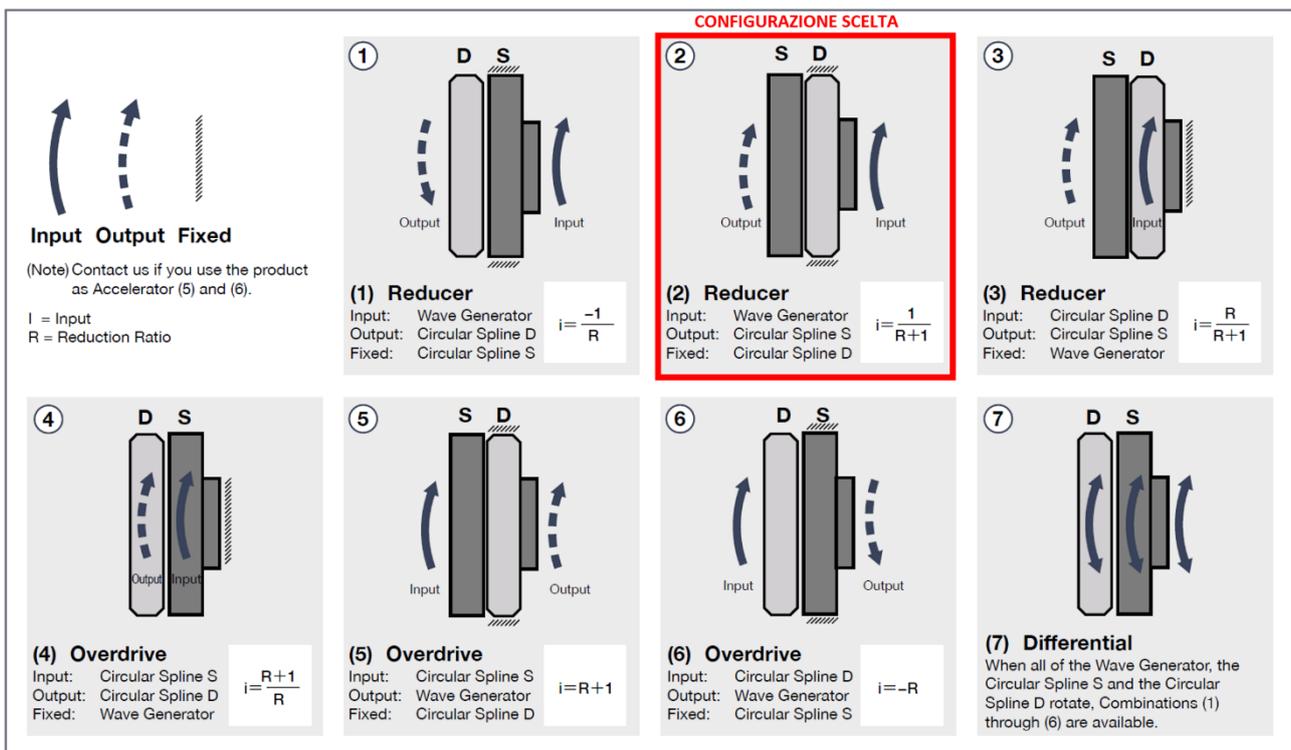


Figura 4.20: Possibili configurazioni di montaggio del riduttore Harmonic Drive. [32]

Come si può osservare in figura l'effetto complessivo che si ottiene con la seconda configurazione di montaggio è quello di riduzione della velocità e moltiplicazione della coppia. Nel caso del modello scelto il rapporto di riduzione (R) è pari a 100. Nell'applicazione in esame il wave generator che funge da ingresso del riduttore verrà collegato all'albero di uscita della frizione elettromagnetica, mentre la circular spline S che funge da uscita del riduttore verrà collegata all'albero che trasmette il modo al meccanismo articolato ed in seguito al back-frame dell'esoscheletro. La circular spline D che nella seconda configurazione di montaggio risulta essere bloccata, verrà vincolata al componente cilindrico all'estremità del leg-link. Questa scelta è giustificata dal fatto che durante la flessione dell'operatore con indosso l'esoscheletro, il leg-link risulta fermo, visto che, ad eccezione di piccoli movimenti, è soltanto il busto dell'operatore e quindi il back-frame dell'esoscheletro in movimento. Il riduttore Harmonic Drive è stato scelto nell'elaborato di tesi [26] perché in grado di soddisfare i seguenti requisiti progettuali.

1. Permette elevati rapporti di trasmissione ed è in grado di soddisfare la massima coppia muscolare richiesta dall'operatore in fase di flessione. Questo ha permesso di poter scegliere un motore elettrico di piccole dimensioni e peso ridotto.
2. L'ingombro assiale è molto limitato in relazione all'elevato rapporto di trasmissione.

Nell'appendice A dell'elaborato di tesi viene presentata la scheda tecnica del riduttore Harmonic Drive.

4.3 OTTIMIZZAZIONE DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO

In questo sotto capitolo vengono presentate le modifiche apportate al gruppo di azionamento con l'obiettivo di permettere il montaggio e lo smontaggio delle varie parti ed il corretto funzionamento dell'intero esoscheletro. Per descrivere le modifiche apportate in questo elaborato di tesi viene proposta nella figura 4.21 un'immagine di confronto dove è possibile osservare una sezione del gruppo di azionamento prima e dopo le lavorazioni. In particolare, l'immagine superiore della figura è estrapolata dalla tesi [26], dove è stato definito il progetto teorico, mentre quella inferiore è il risultato della fase di ottimizzazione dove è stata anche indicata la minuteria per l'assemblaggio del gruppo di azionamento. Nella figura 4.21 sono indicate le modifiche realizzate al gruppo di azionamento, mentre nella tabella 4.1 quest'ultime sono elencate facendo riferimento alla numerazione presente in figura. Le modifiche verranno poi illustrate nei paragrafi seguenti.

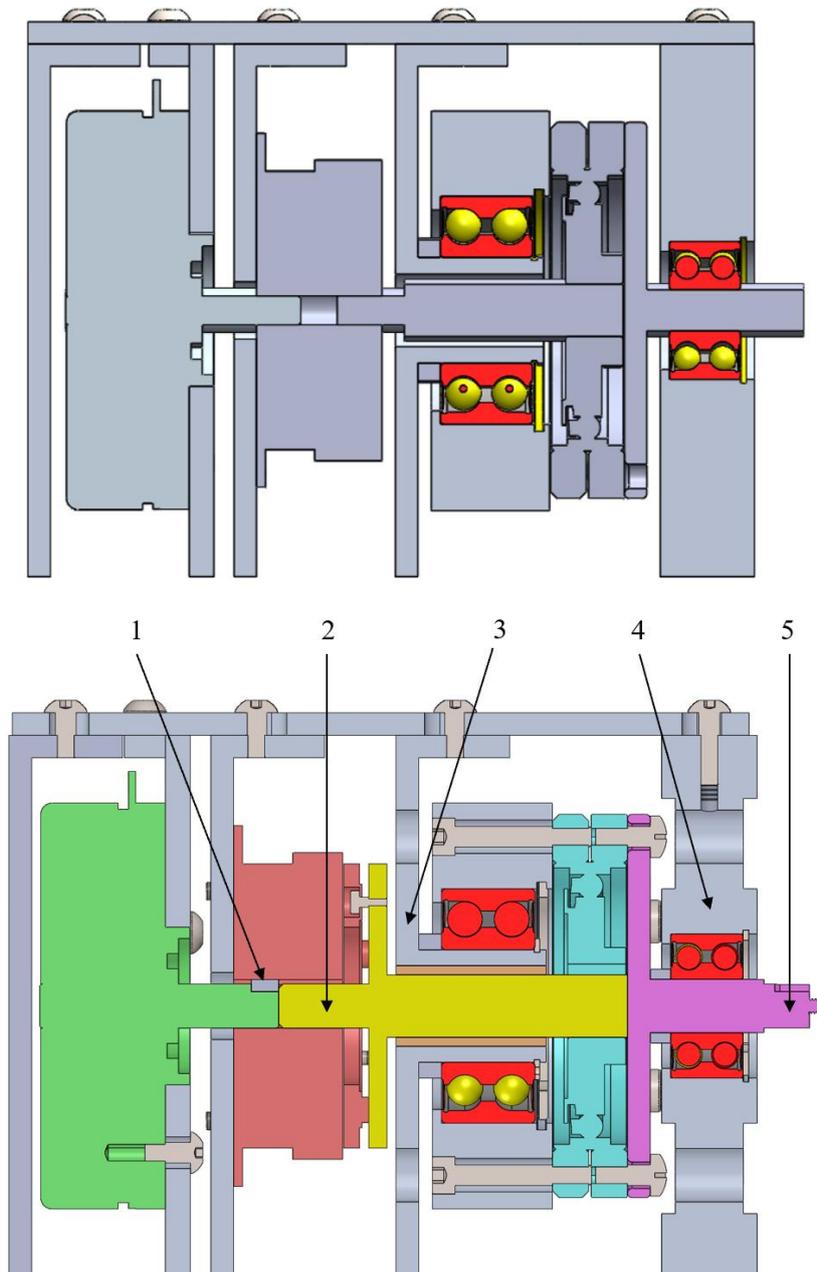


Figura 4.21: Immagine di confronto per evidenziare l'evoluzione della sezione del gruppo di azionamento dall'elaborato di tesi [26] (figura superiore) a questo elaborato di tesi (figura inferiore).

ELENCO DELLE MODIFICHE APPORTATE AL GRUPPO DI AZIONAMENTO	
N° in figura	Lavorazioni eseguite
1	Lavorazione dell'albero integrato nel motore elettrico per la realizzazione della cava della linguetta con cui trasmettere la coppia.
2	Costruzione del nuovo albero flangiato con cui trasmettere il moto dall'uscita della frizione all'ingresso del riduttore Harmonic Drive.
3	Lavorazione della piastra di collegamento con il leg-link dell'esoscheletro.

4	Lavorazione della piastra di supporto che contiene il cuscinetto 3205 A-2RS1.
5	Lavorazione dell'albero di uscita del riduttore Harmonic Drive con cui si collega il gruppo di azionamento al meccanismo articolato.

Tabella 4.1: Elenco delle modifiche apportate al gruppo di azionamento.

La quinta modifica riportata nella tabella 4.1, non verrà affrontata nei paragrafi successivi perché è già illustrata nel sotto capitolo 4.1.2 dove viene presentato l'albero di uscita del riduttore Harmonic Drive. Infatti, non si è rivelato necessario ricostruire il componente, come è accaduto invece per l'albero di ingresso del riduttore, perché al costruttore è stato fornito direttamente il disegno aggiornato e quindi, il pezzo analizzato e riportato in figura 4.12 è già quello definitivo utilizzato nell'assemblaggio reale dell'esoscheletro.

Come detto in precedenza, in questa fase di ottimizzazione viene definita anche la minuteria scelta per poter assemblare correttamente il gruppo di azionamento. A tal proposito, nella figura 4.22 vengono riportate diverse viste dell'assieme del dispositivo per indicare la componentistica commerciale scelta ed acquistata per l'assemblaggio dei due gruppi di azionamento, mentre, nella tabella 4.2 quest'ultima viene elencata facendo riferimento alla numerazione presente in figura. Questa componentistica commerciale verrà introdotta nuovamente nel capitolo 5 dell'elaborato di tesi dove verranno descritte le fasi del montaggio e smontaggio dell'esoscheletro, soffermandosi soprattutto sul gruppo di azionamento che è il cuore dell'intero progetto.

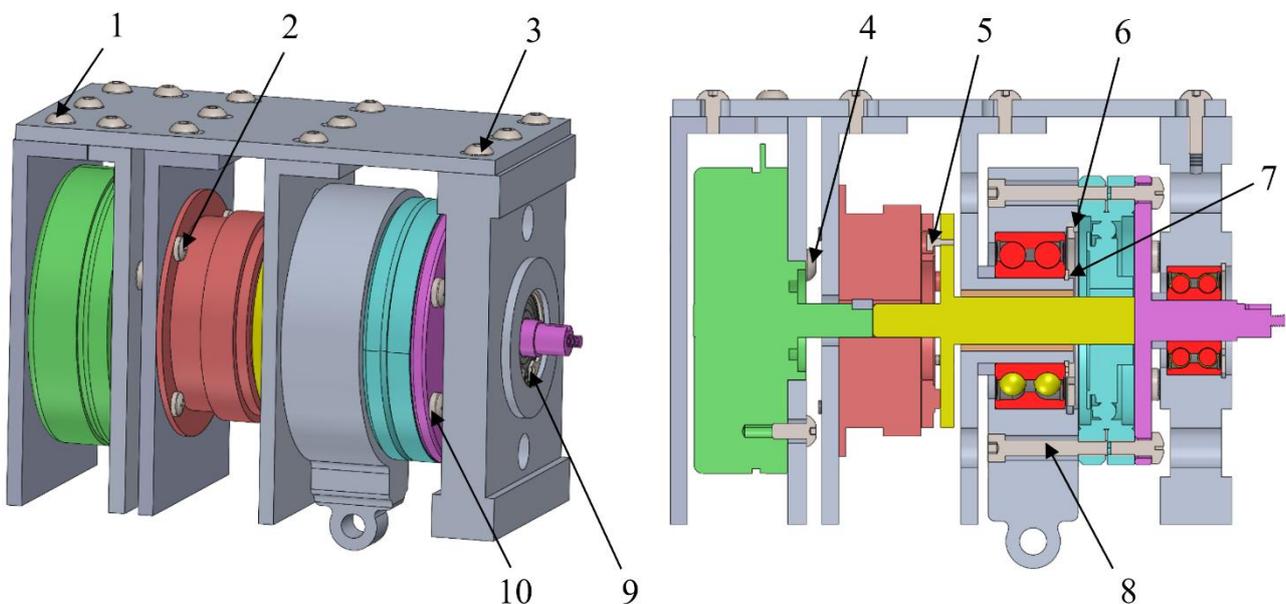


Figura 4.22: Immagini dell'assieme virtuale del gruppo di azionamento dove sono indicati i componenti commerciali scelti ed acquistati per l'assemblaggio.

ELENCO DEI COMPONENTI COMMERCIALI NECESSARI ALL'ASSEMBLAGGIO DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO		
N° in figura	Componenti commerciali	Quantità
1	Viti ISO 7380 M5x10mm per fissare la piastra superiore con tutte le piastre disposte verticalmente ad eccezione della piastra più esterna dal lato del meccanismo articolato.	22
2	Viti ISO 7045 M4x8mm per fissare la parte statorica della frizione elettromagnetica alla sua piastra di supporto.	8
3	Viti ISO 7380 M5x16mm per fissare la piastra superiore con la piastra più esterna dal lato del meccanismo articolato.	6
4	Viti ISO 7380 M5x10mm per fissare il motore alla sua piastra di supporto.	6
5	Viti DIN 7984 M3x6mm per fissare l'armatura della frizione alla flangia dell'albero di uscita.	6
6	Anello Seeger DIN 472 (52x2mm) da posizionare all'interno del pezzo, disposto all'estremità del leg-link, per mantenere in sede il cuscinetto 3205 A-2RS1.	2
7	Anello Seeger DIN 471 (25x1,2mm) da posizionare sull'estrusione cilindrica della piastra di collegamento con il leg-link per mantenere in sede il cuscinetto 3205 A-2RS1.	2
8	Viti ISO 4762 M5x30mm per fissare il pezzo cilindrico, disposto all'estremità del leg-link, con il riduttore Harmonic Drive.	12
9	Anello Seeger DIN 472 (32x1,2mm) da posizionare nel foro cilindrico della piastra più esterna dal lato del meccanismo articolato, per mantenere in sede il cuscinetto 3201 A-2RS1.	2
10	Viti ISO 7045 M5x12mm per fissare la flangia dell'albero di uscita del gruppo di azionamento al riduttore Harmonic Drive.	12

Tabella 4.2: Elenco dei componenti commerciali scelti ed acquistati per l'assemblaggio dei due gruppi di azionamento.

4.3.1 MODIFICHE ALL'ALBERO DEL MOTORE ELETTRICO

Il motore elettrico brushless a corrente continua del gruppo di azionamento acquistato dall'azienda costruttrice Maxon è dotato di un albero integrato privo però della cava per poter utilizzare una linguetta con cui trasmettere il moto ai componenti a valle del motore. Per questo motivo si è deciso di lavorare l'albero per realizzare la cava della linguetta. La dimensione di quest'ultima è ricavate dalla coppia nominale erogabile dal motore e di conseguenza dalla coppia che la linguetta deve trasmettere. I calcoli sono stati eseguiti nella tesi [26] e hanno dimostrato che per trasmettere la coppia deve essere utilizzata una chiavetta di sezione rettangolare $3 \times 3 \text{ mm}$ lunga minimo $1,8 \text{ mm}$. Non esistendo componenti standardizzati di questa lunghezza si è scelta una linguetta lunga 6 mm che è la più piccola disponibile. Nella figura 4.23 viene riportato un estratto della messa in tavola presente nell'appendice B dell'elaborato di tesi che è stata fornita al costruttore per poter realizzare la cava per la linguetta. Come si può osservare la cava è posizionata all'estremità dell'albero perché essendo quest'ultimo di soli 10 mm di diametro è più semplice ottenere una cava precisa con la fresa lavorando il pezzo alla sua estremità potendo sfruttare la faccia frontale e non solo quella superiore. Un aspetto importante, segnalato anche dalla casa costruttrice del motore, è che se si vogliono fare delle lavorazioni all'albero è importante coprire il cuscinetto presente nella struttura del motore per evitare che entrino trucioli di metallo o impurità.

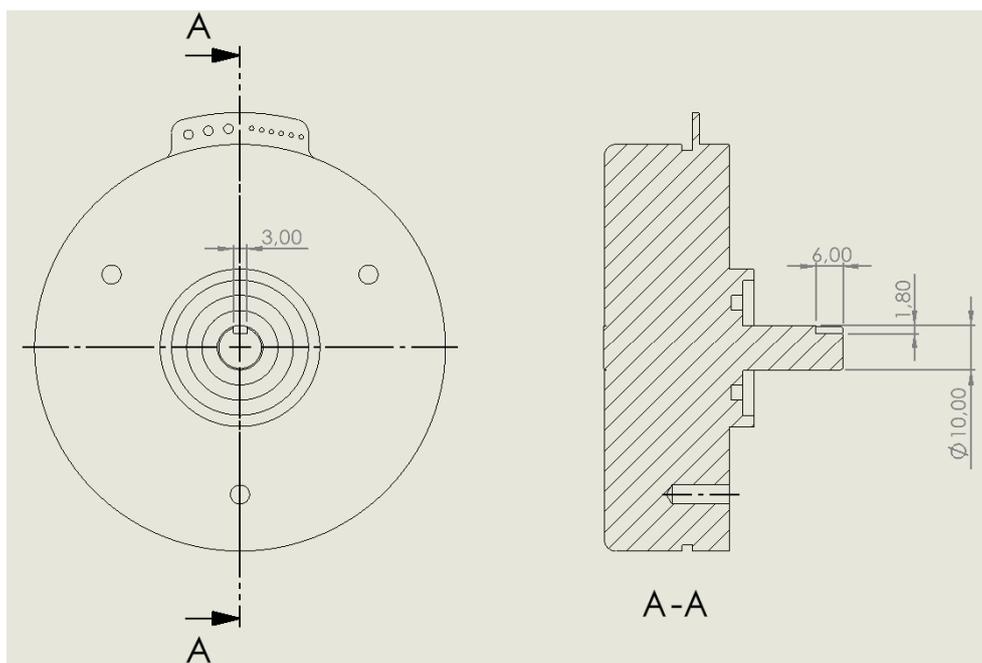


Figura 4.23: Modifiche apportate al motore elettrico durante la fase di ottimizzazione ed assemblaggio del gruppo di azionamento.

4.3.2 COSTRUZIONE DEL NUOVO ALBERO DI USCITA DELLA FRIZIONE ED INGRESSO DEL RIDUTTORE

In questo paragrafo viene presentato il nuovo albero di uscita della frizione elettromagnetica e di ingresso del riduttore Harmonic Drive che si è deciso di costruire sulla base di un nuovo progetto perché quello realizzato precedente nella tesi [26] e mostrato in figura 4.11 non permetteva un corretto funzionamento del gruppo di azionamento. Infatti, come spiegato nel sotto capitolo 4.2.2, dove viene introdotta e studiata la frizione elettromagnetica, per un corretto funzionamento del modello acquistato, il moto dell'albero di ingresso deve essere trasmesso tramite una linguetta al rotore della frizione, mentre il moto di uscita deve essere trasmesso dall'armatura della frizione alla flangia dell'albero di uscita. Questa flangia però, non era prevista nel progetto originale dell'albero, riportato in figura 4.11, dove si ipotizzava invece, di trasmettere il moto di uscita della frizione mediante una linguetta. Non potendo quindi utilizzare il pezzo di figura 4.11 ed essendo troppo costoso e poco efficace aggiungere una flangia esterna con una scanalatura si è deciso di costruire un nuovo albero le cui fotografie, scattate nei laboratori del DIMEAS, sono riportate nella figura 4.24. Nell'appendice B dell'elaborato di tesi viene riportata la messa in tavola del componente con tutte le quote caratteristiche e gli ingombri.

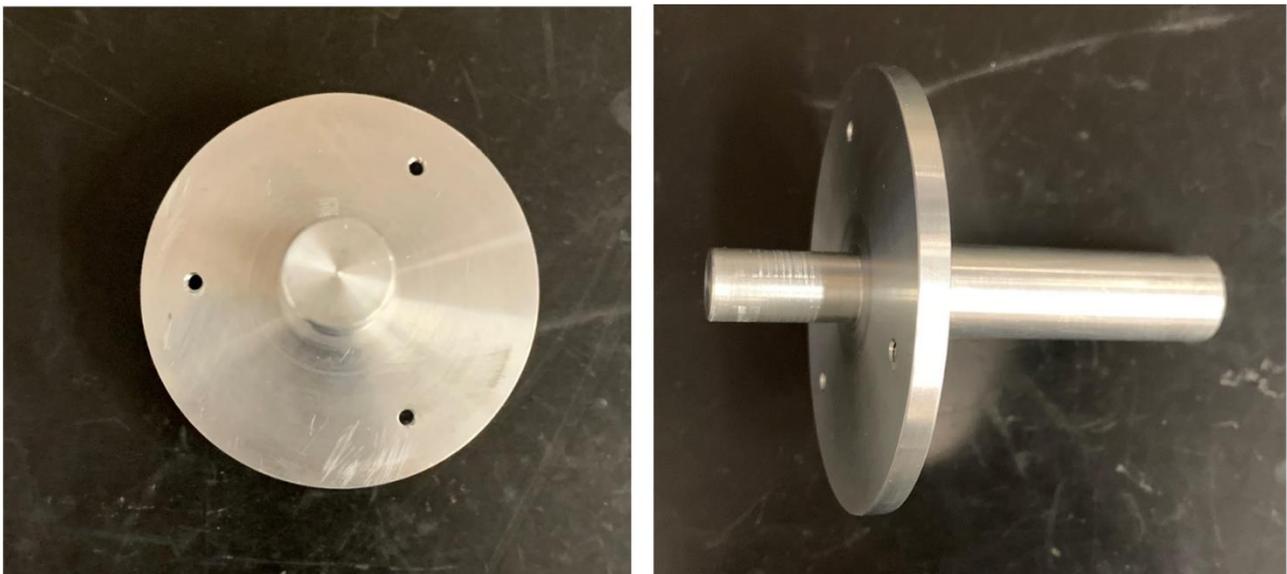


Figura 4.24: Nuovo albero di uscita della frizione ed ingresso del riduttore costruito durante la fase di ottimizzazione ed assemblaggio del gruppo di azionamento.

Il pezzo è costituito da tre parti di seguito elencate e visibili nella figura 4.25 dove è riportata una sezione virtuale del gruppo di azionamento.

- Una **prima parte cilindrica** più corta di diametro 10 mm che serve come centraggio dell'albero all'interno del rotore della frizione. Essendo solo di centraggio il costruttore, che in fase di lavorazione aveva a disposizione la frizione, ha realizzato la parte con un minimo di gioco facendo in modo che con la rotazione del rotore non si trasmetta involontariamente il moto all'albero di uscita quando la frizione non è azionata.
- Una **flangia** spessa 4 mm su cui viene fissata l'armatura della frizione elettromagnetica. Come si può osservare dalla figura 4.24 e dalla 4.25 sulla flangia sono presenti tre fori filettati che permettono di avvitare altrettante viti $M3$ con cui vincolare l'armatura. Quest'ultima è dotata anche di tre risalti di diametro 6 mm e spessore $1,5\text{ mm}$ che devono essere in contatto con la flangia per garantire il funzionamento del dispositivo. Al momento i risalti sono semplicemente in battuta sulla faccia della flangia, ma quando verrà realizzata la logica di controllo elettronica, definita nel capitolo 7, e quindi si avrà la possibilità di testare il funzionamento del gruppo di azionamento elettrico, probabilmente sarà necessario eseguire degli scavi per far rientrare i risalti all'interno della flangia. Infatti, in alcune applicazioni, per un corretto funzionamento della frizione è necessario inserire i risalti parzialmente o completamente all'interno della flangia. Però, non avendo la possibilità di testare la frizione e quindi la certezza di sapere come realizzare gli scavi per i risalti, e non volendo danneggiare inutilmente l'albero, al momento non sono stati eseguiti questi fori sulla flangia. In compenso, il pezzo complessivamente è progettato per poter aggiungere in un secondo momento gli scavi senza alcun problema e senza andare ad intaccare la tenuta strutturale visto che la flangia è profonda 4 mm ed i risalti sono spessi solo $1,5\text{ mm}$.
- Una **seconda parte cilindrica** più lunga di diametro 14 mm su cui realizzare una cava per linguetta con cui trasmettere il moto al riduttore Harmonic Drive. Non avendo ancora a disposizione quest'ultimo componente si è deciso di aspettare prima di realizzare la cava di dimensioni $5x5x10\text{ mm}$. Soltanto una volta in possesso del riduttore si potrà decidere con certezza a quale distanza posizionare la cava rispetto all'estremità finale dell'albero.

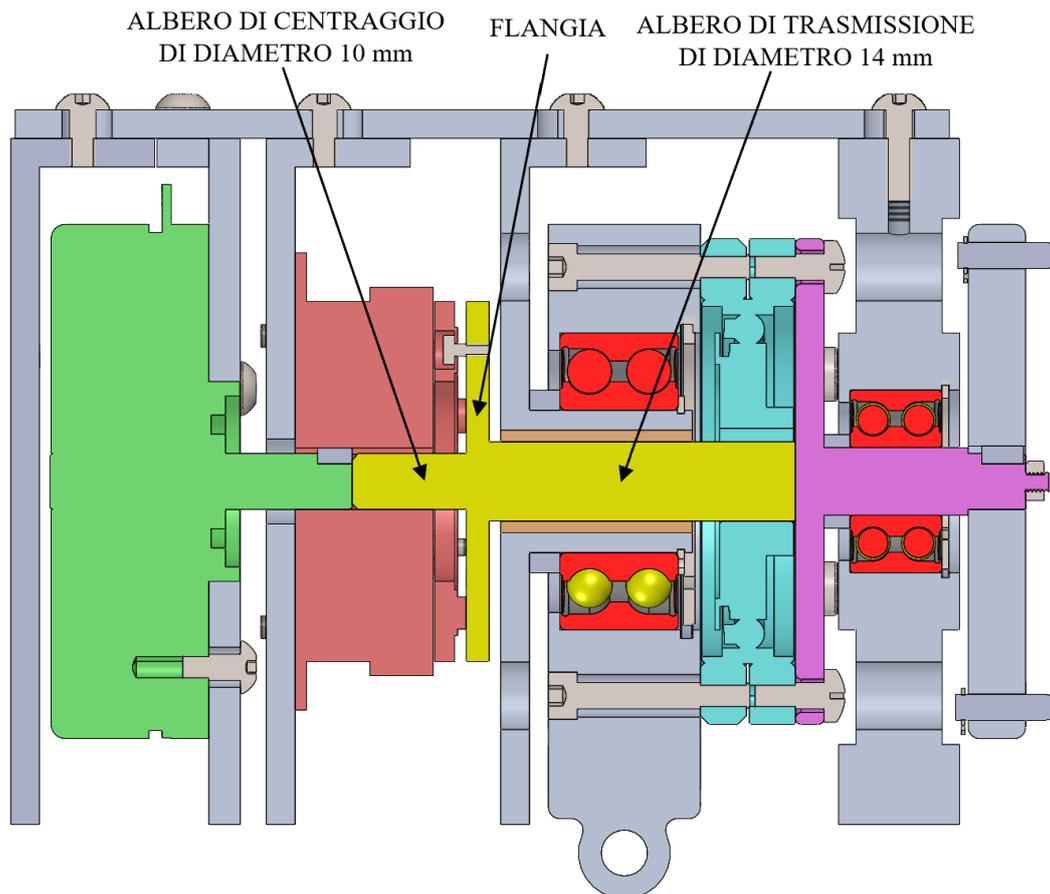


Figura 4.25: Sezione virtuale del gruppo di azionamento dove sono indicate le tre parti caratteristiche dell'albero di uscita della frizione e di ingresso nel riduttore.

4.3.3 MODIFICHE ALLA PIASTRA DI COLLEGAMENTO DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO CON IL LEG-LINK

La piastra del gruppo di azionamento che permette il collegamento con il leg-link, mostrata in figura 4.9, è stata modificata aggiungendo due fori passanti lungo la mezzeria della faccia frontale ed inserendo con un accoppiamento forzato una boccia in bronzo sinterizzato ed un distanziale in acciaio inox. Queste modifiche rispetto al progetto originale si sono rivelate indispensabili per permettere il montaggio e lo smontaggio del gruppo di azionamento.

Nella figura 4.26 sono riportate delle fotografie del pezzo modificato con la boccia ed il distanziale scattate nei laboratori del DIMEAS, mentre nell'appendice B dell'elaborato di tesi viene riportata la messa in tavola del componente con tutte le quote caratteristiche e gli ingombri.

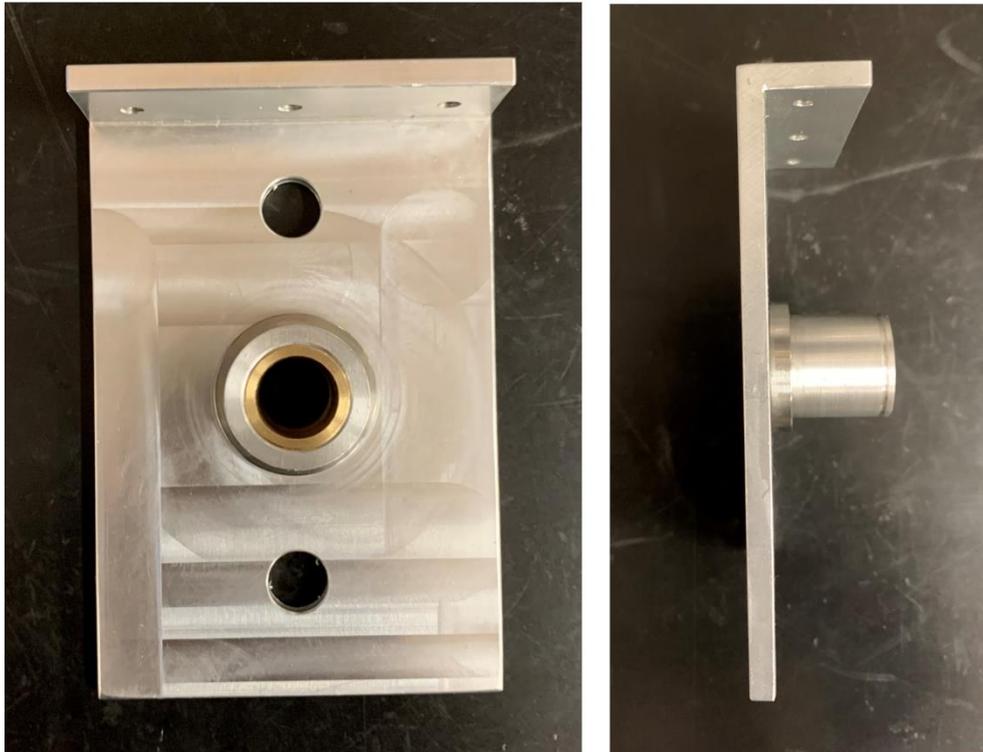


Figura 4.26: Piastra di collegamento con il leg-link dopo le modifiche apportata durante la fase di ottimizzazione ed assemblaggio del gruppo di azionamento.

La boccola, costruita in bronzo per il suo basso coefficiente di attrito, non era prevista nel progetto originale, ma si è deciso di inserirla per permettere una corretta rotazione dell'albero che deve trasmettere il moto dalla frizione elettromagnetica al riduttore. Non essendo reperibile in commercio per via delle sue dimensioni specifiche (*diametro esterno = 18 mm, diametro interno = 14 mm, lunghezza = 33 mm*), la boccola è stata costruita appositamente e forzata all'interno dell'estrusione cava della piastra in modo da garantire un accoppiamento con interferenza sul diametro esterno ed un accoppiamento con gioco sul diametro interno dove verrà inserito l'albero.

Il distanziale in acciaio inox serve da spallamento per mantenere in sede l'anello interno del cuscinetto che verrà montato sull'estrusione cilindrica della piastra. Il diametro esterno del distanziale è di *32 mm* ed è stato scelto in base alle specifiche della scheda tecnica del cuscinetto (riporta nell'appendice A dell'elaborato) dove viene imposto il valore minimo e massimo dello spallamento necessario a garantire un corretto funzionamento del dispositivo. Il diametro interno del distanziale è stato accoppiato con forzamento con l'estrusione cilindrica della piastra, in modo che non possa ruotare o traslare.

I due fori passanti di diametro *12 mm* sono stati realizzati per permettere il montaggio e lo smontaggio del gruppo di azionamento, aspetti non valutati nel progetto originale dove non era stata inserita la minuteria. Infatti, come verrà spiegato nel capitolo 5, dove verrà descritto l'assemblaggio

dell'intero esoscheletro, questi fori sono fondamentali per poter montare e smontare l'estremità cilindrica del leg-link al riduttore Harmonic Drive, che altrimenti non sarebbe assemblabile a causa della mancanza di spazio dove poter utilizzare gli utensili per avvitare e svitare le viti che tengono unite le varie parti.

Nella figura 4.27 viene riportata un'immagine della sezione virtuale del gruppo di azionamento dove sono indicate le modifiche costruttive appena descritte.

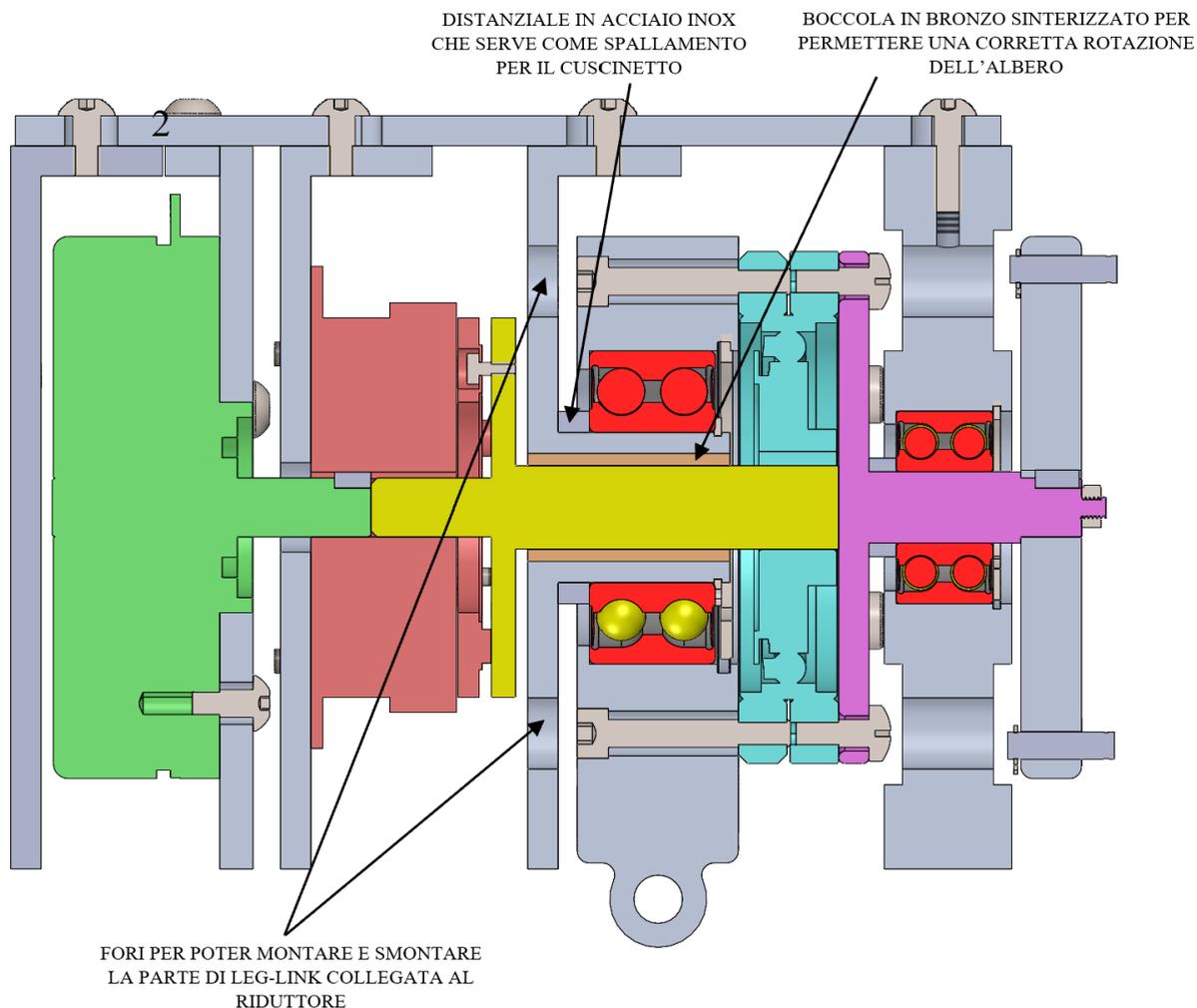


Figura 4.27: Sezione virtuale del gruppo di azionamento dove sono indicate le modifiche eseguite alla piastra di collegamento con il leg-link ed i componenti aggiunti.

4.3.4 MODIFICHE ALLA PIASTRA ESTERNA (LATO MECCANISMO ARTICOLATO) DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO

La piastra del gruppo di azionamento più vicina al quadrilatero articolato, mostrata in figura 4.10, è stata modificata per permettere il montaggio e lo smontaggio dell'assieme e per permettere il corretto

funzionamento del meccanismo. In particolare, sono state alleggerite le facce frontali eliminando del materiale e sono stati aggiunti due fori passanti allineati lungo la mezzeria del pezzo.

Nella figura 4.28 sono riportate delle fotografie del pezzo scattate nei laboratori del DIMEAS, mentre nell'appendice B dell'elaborato di tesi viene riportata la messa in tavola del componente con tutte le quote caratteristiche e gli ingombri.

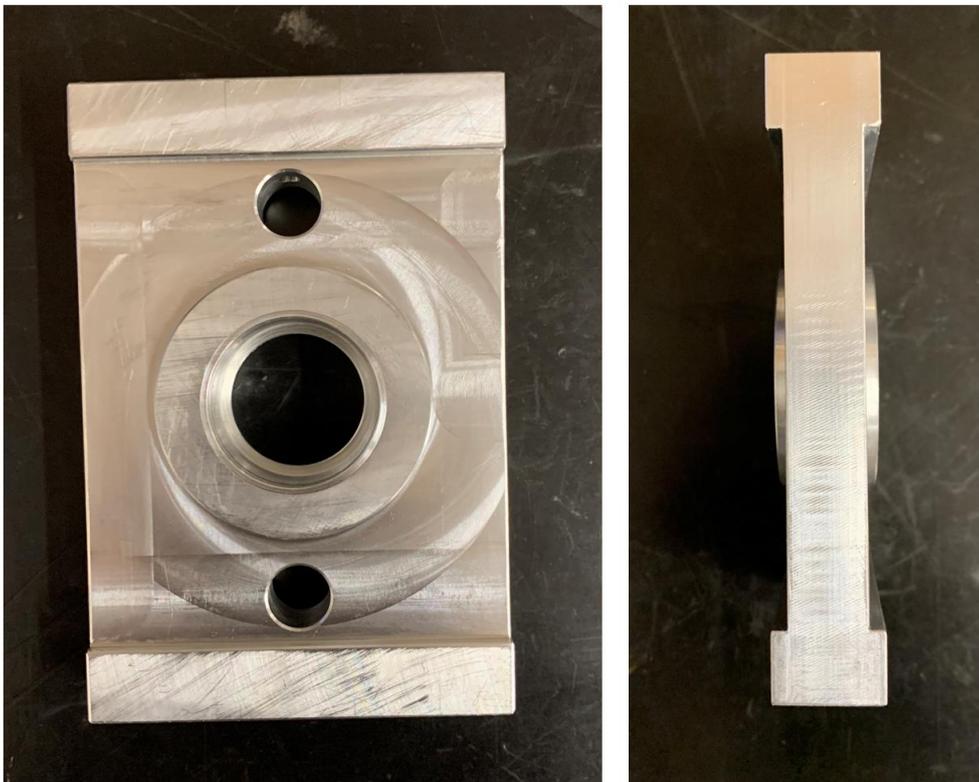


Figura 4.28: Piastra esterna (lato meccanismo articolato) dopo le modifiche apportata durante la fase di ottimizzazione ed assemblaggio del gruppo di azionamento.

Nella figura 4.29 viene riportata un'immagine della sezione virtuale del gruppo di azionamento dove vengono indicata le modifiche costruttive realizzate sul pezzo per essere comprese meglio osservando l'assieme complessivo.

Entrambe le facce frontali della piastra sono state scavate andando ad eliminare del materiale e producendo così un alleggerimento del pezzo che prima risultava essere molto pesante. Sulla faccia dal lato del riduttore è stato eliminato del materiale per creare lo spazio necessario alle teste delle viti ISO 7045 $M5 \times 12mm$ con cui la flangia dell'albero di uscita del gruppo di azionamento viene fissata al dispositivo Harmonic Drive. Mentre, sulla faccia dal lato del meccanismo articolato (di cui in figura si vede solo il membro vincolato al gruppo di azionamento) è stato eliminato del materiale per

permettere la movimentazione dei perni del quadrilatero. Quest'ultimi non avevano lo spazio necessario per permettere un corretto funzionamento del meccanismo e dell'intero esoscheletro. Per garantire un adeguato posizionamento del cuscinetto nel foro della piastra, su entrambe le facce, dove è stato eliminato del materiale, è stata mantenuta una corona circolare più spessa al centro del pezzo. Questa è indispensabile perché il cuscinetto e di conseguenza il suo spessore è stato dimensionato basandosi sulla struttura originale della piastra.

I due fori passanti di diametro 12 mm sono stati realizzati per permettere il montaggio e lo smontaggio del gruppo di azionamento, aspetti non valutati nel progetto originale dove non era presente la minuteria. Infatti, come verrà spiegato nel capitolo 5, dove verrà descritto l'assemblaggio dell'intero esoscheletro, questi fori sono fondamentali per poter montare e smontare l'albero di uscita del gruppo di azionamento al riduttore Harmonic Drive, senza dover estrarre l'albero dalla piastra e dal cuscinetto meccanico inserito al suo interno.

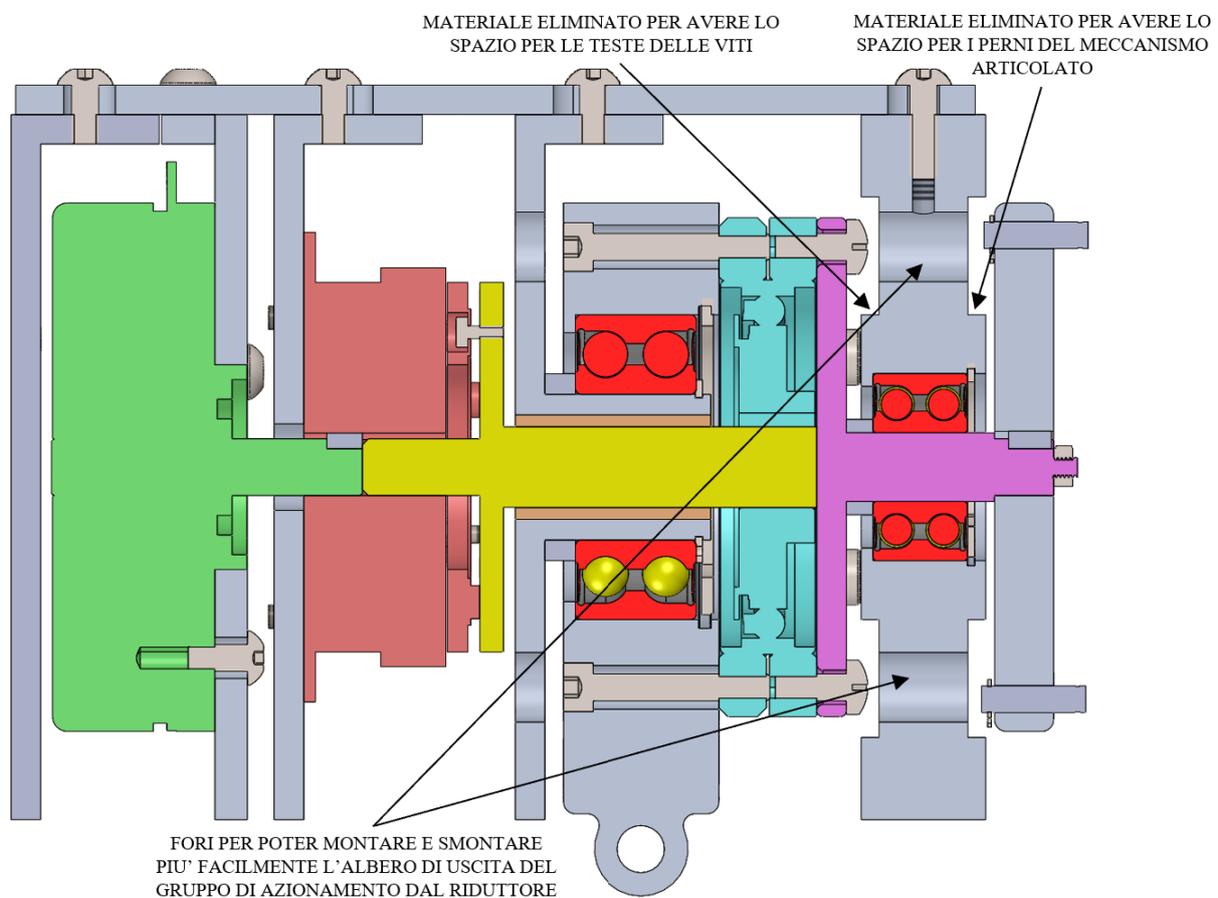


Figura 4.29: Sezione virtuale del gruppo di azionamento dove sono indicate le modifiche eseguite alla piastra esterna (lato meccanismo articolato).

CAPITOLO 5: ASSEMBLAGGIO DELL'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO

In questo capitolo viene illustrato l'assemblaggio dell'esoscheletro utilizzando delle immagini virtuali create con il software di modellazione 3D SolidWorks e delle fotografie scattate nei laboratori del DIMEAS durante il reale montaggio del dispositivo. Infatti, dopo le modifiche e le ottimizzazioni apportate ai vari componenti, descritte nei capitoli 3 e 4 dall'elaborato di tesi, si è proceduto con il reale assemblaggio dell'esoscheletro per verificare che tutte le parti fossero costruite correttamente e fossero idonee al montaggio e smontaggio del dispositivo posturale.

Non avendo a disposizione il riduttore Harmonic Drive durante la fase di assemblaggio, si è deciso di sostituire temporaneamente il pezzo con un componente in PLA (polimero dell'acido lattico) prototipato rapidamente con una stampante 3D. Questa soluzione ha permesso di poter assemblare ugualmente l'esoscheletro rispettando le dimensioni di progetto, visto che il pezzo in PLA è stato prodotto mantenendo invariati gli ingombri caratteristici del riduttore forniti dalla casa costruttrice. Inoltre, come verrà spiegato in seguito, avendo costruito il componente sostitutivo con due parti distinte accoppiate tra di loro, viene garantita la possibilità di movimentare manualmente il back-frame e il leg-link dell'esoscheletro, senza andare a danneggiare il gruppo di azionamento.

Il capitolo è suddiviso in due parti:

1. nella prima parte viene definito l'assemblaggio del gruppo di azionamento e viene presentato il pezzo stampato in 3D che temporaneamente sostituirà il riduttore Harmonic Drive;
2. nella seconda parte viene illustrato l'assemblaggio completo dell'esoscheletro con l'aggiunta dei meccanismi articolati, del leg-link e del back-frame ai due gruppi di azionamento.

5.1 ASSEMBLAGGIO DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO

In questo sotto capitolo viene proposta la sequenza di montaggio del gruppo di azionamento elettrico dell'esoscheletro, dividendo l'assemblaggio in cinque macrofasi descritte con elenchi puntati, immagini virtuali e fotografie scattate durante il reale montaggio del dispositivo.

1) PRIMA FASE

Nella prima fase dell'assemblaggio devono essere montati il motore elettrico brushless e la frizione elettromagnetica sulle corrispondenti piastre di supporto, andando a collegare l'albero del motore al rotore della frizione con una linguetta in modo da garantire la trasmissione del moto.

Di seguito, vengono riportati l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e la figura 5.1 dove è possibile visualizzare le fasi più significative del procedimento di assemblaggio.

- Centrare l'albero del motore di diametro 10 mm nella corrispondente piastra e fissare il dispositivo elettrico utilizzando tre viti ISO 7380 M5x10mm. Inserire la linguetta di dimensioni 3x3x6mm all'interno della cava dell'albero motore.
- Fissare la parte statorica della frizione alla piastra corrispondente utilizzando quattro viti ISO 7045 M4x8mm ed inserire il rotore della frizione nella parte statorica.
- Collegare l'albero del motore al rotore della frizione facendo in modo che la linguetta sia perfettamente posizionata all'interno della cava del rotore in modo da garantire una corretta trasmissione del moto. Prima di svolgere questa operazione è importante eliminare con la carta seppia i possibili residui di bava presenti sulla linguetta e sulla cava della parte rotorica.
- Disporre e fissare con viti ISO 7380 M5x10mm la piastra superiore alle due piastre verticali, precedentemente utilizzate, ed inserire la piastra verticale del lato operatore in modo da ottenere un sistema compatto ed un corretto posizionamento di motore e frizione.

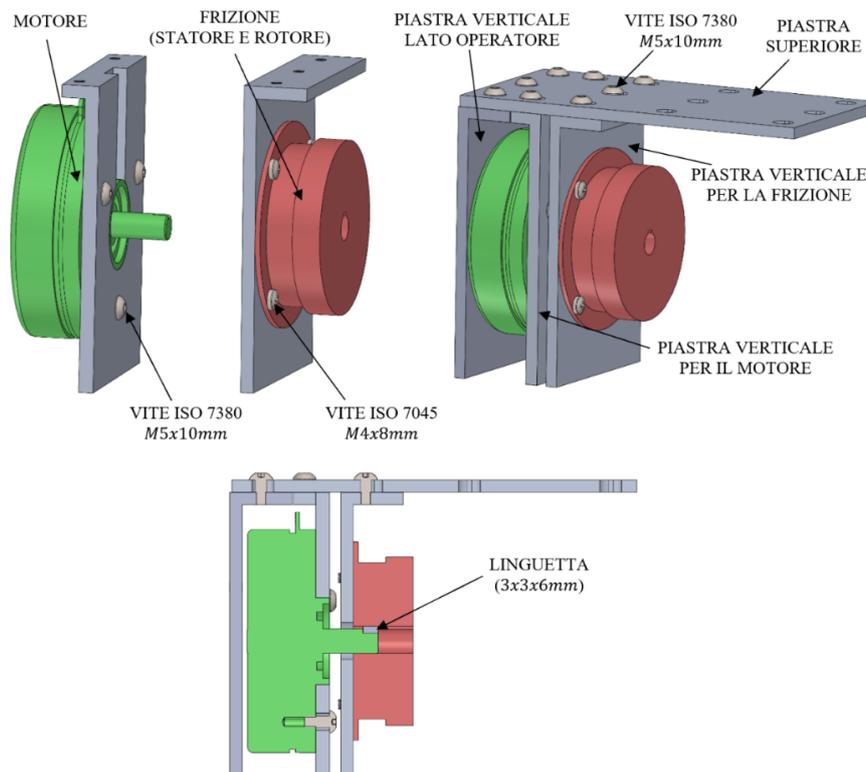


Figura 5.1: Prima fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, immagini virtuali.

Nella figura 5.2 è riportata una fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS durante l'assemblaggio dell'esoscheletro che mostra il risultato finale al termine della prima fase di montaggio del gruppo di azionamento elettrico.

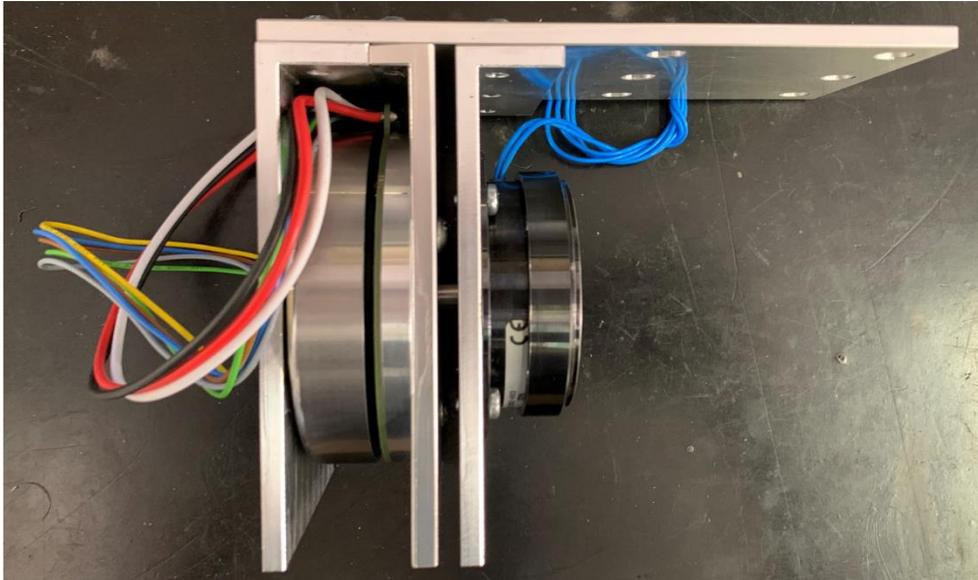


Figura 5.2: Prima fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

2) SECONDA FASE

Nella seconda fase dell'assemblaggio deve essere preparato per il montaggio l'albero flangiato di uscita dalla frizione e di ingresso al riduttore Harmonic Drive, trattato nel sotto capitolo 3.3.2.

Di seguito, viene riportato l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere.

- Eliminare i residui di bava e la presenza di impurità sia nella parte cilindrica di diametro 10 mm sia nella parte cilindrica di diametro 14 mm.
- Fissare l'armatura della frizione alla flangia dell'albero utilizzando tre viti DIN 7984 M3x6mm. Come evidenziato nel sotto capitolo 3.3.2, al momento i tre risalti di diametro 6 mm e spessore 1,5 mm presenti sull'armatura devono essere in contatto con la flangia, ma probabilmente svolgendo i test elettrici sarà necessario eseguire degli scavi sulla faccia frontale della flangia per inserire i risalti all'interno di quest'ultima in modo da garantire un funzionamento ottimale del dispositivo elettrico.

Nella figura 5.3 è riportata l'immagine virtuale dell'albero con l'armatura della frizione e la fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS durante l'assemblaggio dell'esoscheletro.

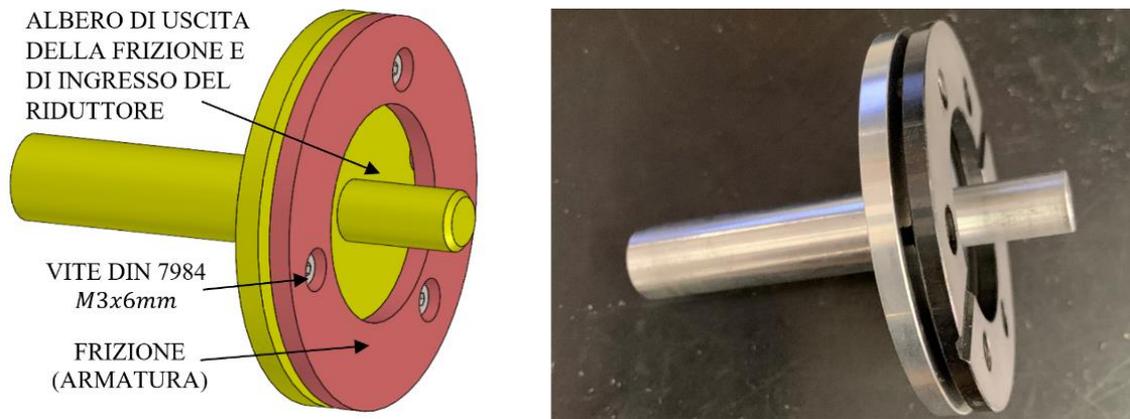


Figura 5.3: Seconda fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, immagine virtuale e fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

3) TERZA FASE

Nella terza fase dell'assemblaggio devono essere posizionati i cuscinetti meccanici nelle rispettive sedi preparando così i pezzi per completare il gruppo di azionamento. Di seguito, vengono riportati l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e le figure significative che rendono più intuitivo il montaggio.

- Montare il cuscinetto 3201 A-2RS1 (scheda tecnica nell'appendice A dell'elaborato di tesi) sulla piastra di collegamento con il leg-link, dove con accoppiamenti forzati sono già presenti un distanziale in acciaio inox posizionato all'estremità dell'estrusione cilindrica, ed una boccola in bronzo sinterizzato disposta nella cavità della piastra. La sede dell'anello esterno del cuscinetto è la cavità di diametro 52 mm presente nel pezzo cilindrico all'estremità del leg-link, mentre la sede dell'anello interno è l'estrusione cilindrica di diametro 25 mm situata sulla piastra del gruppo di azionamento che funge da collegamento con il leg-link.

Per posizionare il cuscinetto è necessario prima pulire da impurità e bava residua la sede dell'anello esterno ed interno, e poi disporre un film di grasso lubrificante per facilitare il posizionamento dell'organo meccanico che andrà inserito prima nel pezzo circolare all'estremità del leg-link e poi nell'estrusione della piastra.

Dal lato della piastra di supporto la tenuta del cuscinetto è garantita da uno spallamento di pezzo e da un distanziale precedentemente forzato, mentre dal lato opposto è necessario disporre due anelli Seeger unificati, uno DIN 472 ($52 \times 2\text{ mm}$) ed uno DIN 471 ($25 \times 1,2\text{ mm}$). Nella figura 5.4 sono riportate due immagini virtuali ed una fotografia che mostrano i componenti appena descritti nella fase di assemblaggio.

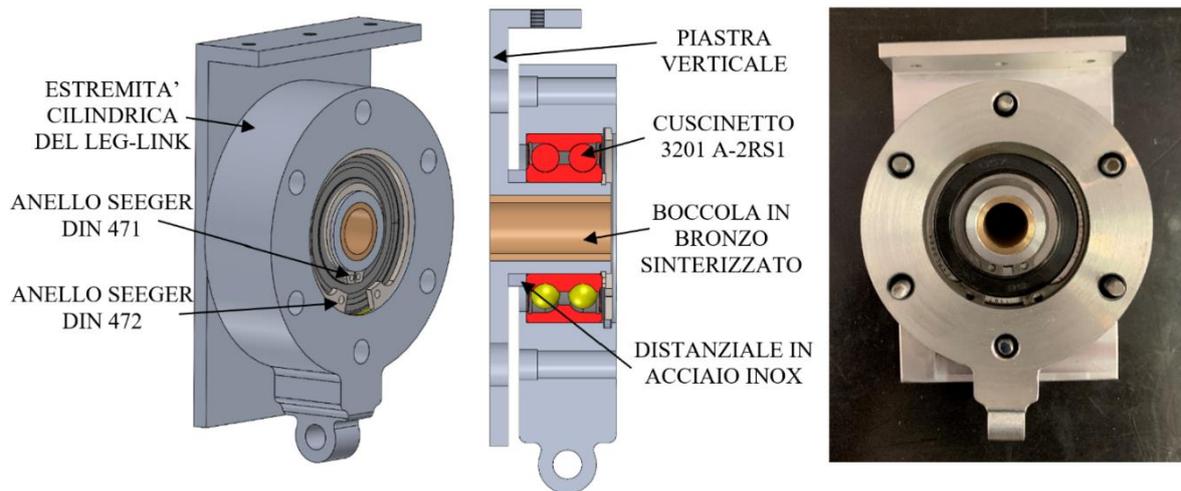


Figura 5.4: Terza fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, immagini virtuali e fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

- Montare il cuscinetto 3205 A-2RS1 (scheda tecnica nell'appendice A dell'elaborato di tesi) sulla piastra più esterna del gruppo di azionamento dal lato del meccanismo articolato. Prima dell'assemblaggio è necessario pulire da impurità e bava la sede dell'anello esterno presente sulla piastra e disporre un po' di grasso lubrificante per facilitare lo scorrimento ed il posizionamento. Dopo aver eseguito queste operazioni è possibile inserire il cuscinetto nella cavità della piastra, dove sarà garantita la tenuta dell'anello esterno da uno spallamento di pezzo e da un anello Seeger DIN 472 (32x1,2mm).

Nella figura 5.5 sono riportate due immagini virtuali ed una fotografia che mostrano i componenti appena descritti nella fase di assemblaggio.

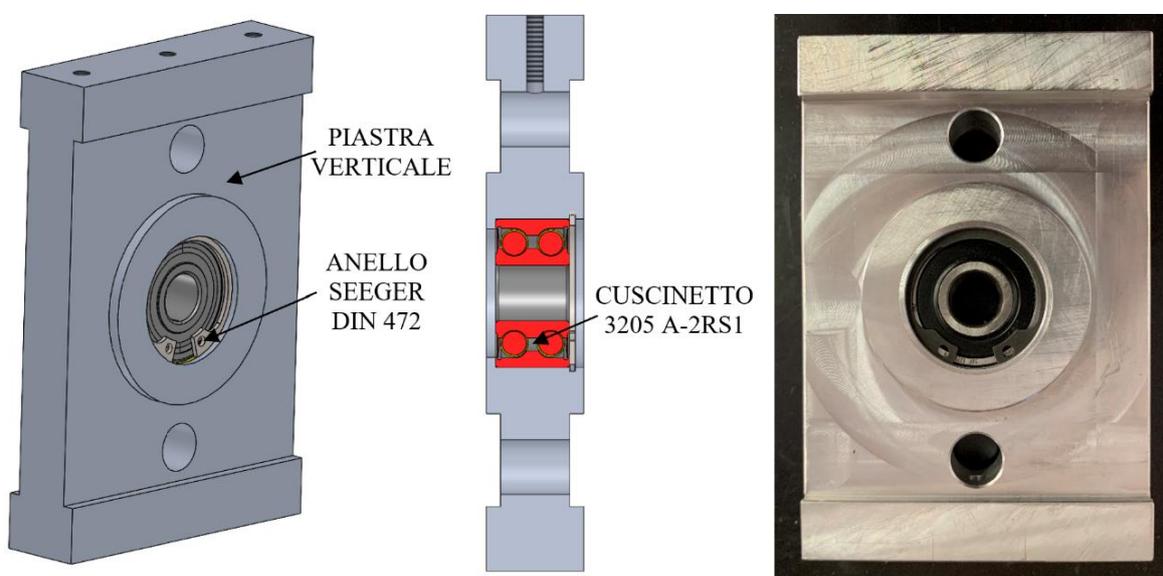


Figura 5.5: Terza fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, immagini virtuali e fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

4) QUARTA FASE

Nella quarta fase dell'assemblaggio devono essere disposti nel gruppo di azionamento l'albero di uscita della frizione, la piastra di collegamento con il leg-link ed il riduttore Harmonic Drive. All'interno di questa fase viene presentata anche la soluzione costruttiva, prototipata rapidamente con una stampante 3D, con cui è stato sostituito il riduttore Harmonic Drive non disponibile nei laboratori del DIMEAS al momento dell'assemblaggio dell'esoscheletro.

Di seguito, vengono riportati l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e la figura 5.6 dove è possibile visualizzare le fasi più significative del procedimento di assemblaggio.

- Utilizzando i due fori realizzati sulla piastra del gruppo di azionamento che permette il collegamento con il leg-link, introdotti nel sotto capitolo 3.3.3, fissare il riduttore Harmonic Drive all'estremità cilindrica del leg-link utilizzando sei viti ISO 4762 $M5 \times 30 \text{ mm}$. I due fori sulla piastra sono indispensabili perché senza non sarebbe possibile inserire ed avvitare le viti con l'opportuno utensile, ed inoltre servono sia per montare la parte cilindrica del leg-link al riduttore sia per smontare i due componenti. È stato sufficiente realizzare sulla piastra solo due fori perché sfruttando il cuscinetto meccanismo, precedentemente introdotto, è possibile ruotare la parte cilindrica del leg-link e, di conseguenza, il riduttore ad essa collegato, allineando a due a due i fori in modo da avvitare due viti alla volta.
- Inserire la parte cilindrica di diametro 14 mm dell'albero flangiato all'interno della cavità della piastra, dove è presente la boccia in bronzo sinterizzato, ed in seguito all'interno del riduttore. Quando si avrà a disposizione il riduttore Harmonic Drive sarà necessario collegare l'albero al dispositivo meccanico con una linguetta per permettere la trasmissione del moto.
- Inserire la parte cilindrica di diametro 10 mm dell'albero flangiato all'interno del rotore della frizione. Questa parte, come spiegato nel capitolo 3.3.2, non serve per la trasmissione del moto, ma solo per centrare l'albero con l'asse del gruppo di azionamento e del motore elettrico.
- Fissare con tre viti ISO 7380 $M5 \times 10 \text{ mm}$ la piastra verticale di supporto alla piastra superiore.

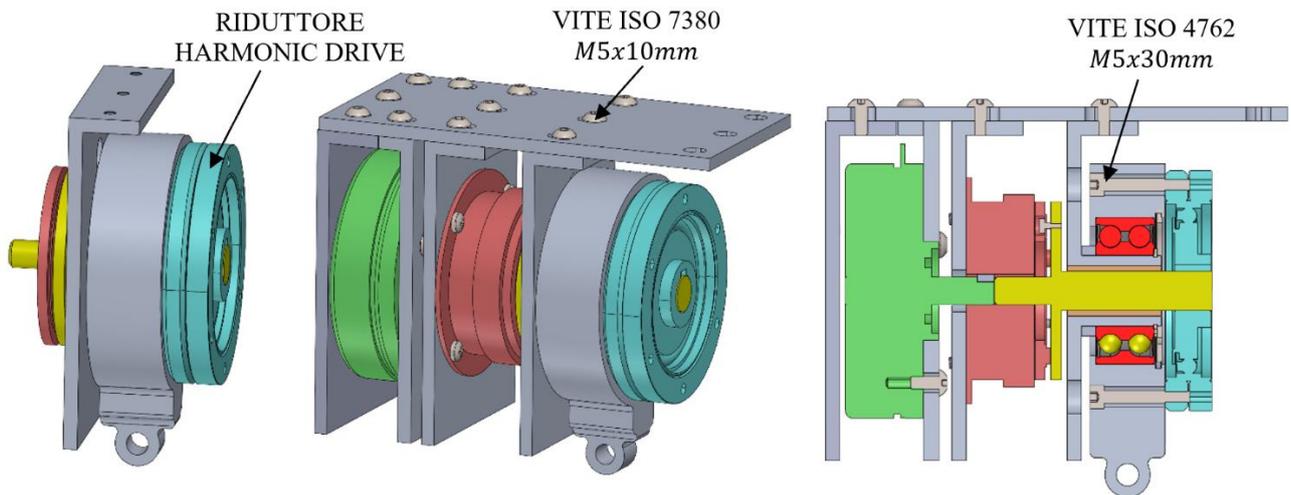


Figura 5.6: Quarta fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, immagini virtuali.

Come detto all'inizio del capitolo, non avendo a disposizione il riduttore Harmonic Drive si è deciso di costruire un componente sostitutivo utilizzando una tecnica di prototipazione rapida con una stampante 3D. Quest'ultimo, realizzato in PLA (polimero dell'acido lattico) è costituito da due parti distinte che possono ruotare l'una rispetto all'altra. La prima deve essere fissata all'estremità cilindrica del leg-link, come spiegato in questa fase dell'assemblaggio, mentre la seconda alla flangia dell'albero di uscita del gruppo di azionamento, come verrà descritto nella prossima fase. Per il fissaggio delle due parti sono utilizzate le stesse viti preventivate per il riduttore con l'aggiunta di dadi M5 disposti nell'intercapedine cava del componente.

Nella figura 5.7 è visibile la ricostruzione virtuale del pezzo stampato in 3D isolato (a sinistra) e montato sul gruppo di azionamento (al centro e a destra).

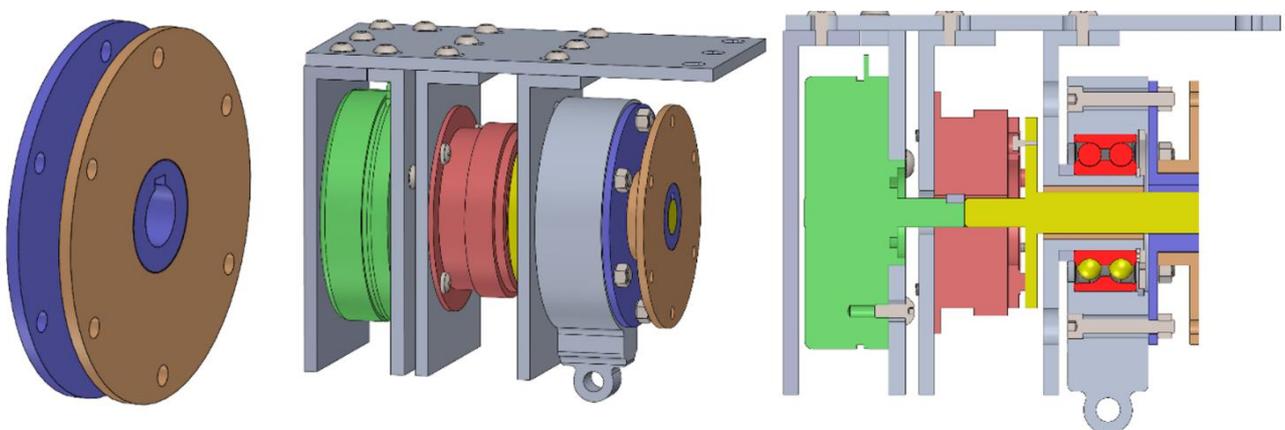


Figura 5.7: Quarta fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento con il pezzo prototipato rapidamente per sostituire il riduttore Harmonic Drive al momento non disponibile. A sinistra sono riportate le due parti del pezzo isolate, mentre al centro e a destra assemblate al gruppo di azionamento.

Come si può osservare entrambe le parti, colorate in blu ed in arancione hanno una flangia ed un'estrusione cilindrica cava. Le estrusioni hanno dimensioni tali da permettere il perfetto assemblaggio delle due parti, così da ottenere un componente con un ingombro assiale pari a quello del riduttore Harmonic Drive. La scelta di realizzare un componente in PLA costituito da due parti distinte è dovuta al fatto che con questa struttura le due parti possono ruotare una rispetto all'altra garantendo così la possibilità di muovere (manualmente) separatamente la parte del gruppo di azionamento collegata al leg-link e la parte a valle del riduttore collegata al meccanismo articolato. Di conseguenza, è possibile muovere separatamente il leg-link ed il back-frame dell'esoscheletro per verificare che si possano realmente riprodurre i movimenti dell'operatore che indosserà il prototipo. Nella figura 5.8 è riportata una fotografia scattata in fase di assemblaggio dove è montata la parte stampata in PLA collegata all'estremità circolare del leg-link. Un altro vantaggio di questa soluzione provvisoria è che è possibile montare separatamente le due parti prototipate.

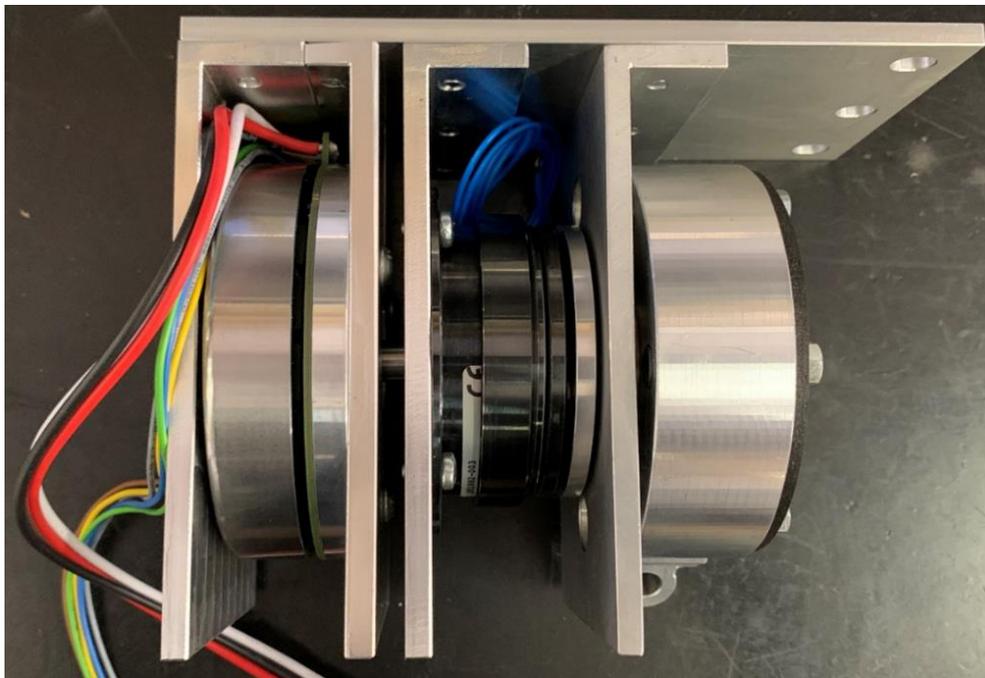


Figura 5.8: Quarta fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento con prototipo in PLA al posto del riduttore Harmonic Drive, fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

5) QUINTA FASE

Nella quinta fase dell'assemblaggio viene completato il gruppo di azionamento inserendo l'ultima piastra di supporto verticale, quella più esterna dal lato del meccanismo articolato, e l'albero di uscita dal gruppo di azionamento.

Di seguito, vengono riportati l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e la figura 5.9 dove è possibile visualizzare le fasi più significative del procedimento di assemblaggio.

- Inserire il distanziale in acciaio inox sull'albero fino ad arrivare in battuta con la flangia.
- Disporre l'albero nella cavità della piastra dove in precedenza è stato posizionato il cuscinetto 3205 A-2RS1 fino ad avere il distanziale in battuta con l'anello interno del cuscinetto.
- Utilizzando i due fori realizzati sulla piastra, introdotti nel sotto capitolo 3.3.4 fissare la flangia dell'albero al riduttore Harmonic Drive con sei viti ISO 7045 $M5 \times 12mm$. I due fori della piastra sono importanti perché facilitano il montaggio e lo smontaggio del sistema permettendo il passaggio delle viti e dell'utensile per avvitare la minuteria senza aver bisogno di ulteriore spazio, non presente a causa della compattezza assiale del gruppo di azionamento. È stato sufficiente realizzare sulla piastra solo due fori perché sfruttando il cuscinetto meccanico, precedentemente posizionato, è possibile ruotare la piastra, e di conseguenza il riduttore ad essa collegato, allineando a due a due i fori in modo da avvitare due viti alla volta.
- Fissare con tre viti ISO 7380 $M5 \times 16mm$ la piastra verticale di supporto alla piastra superiore.

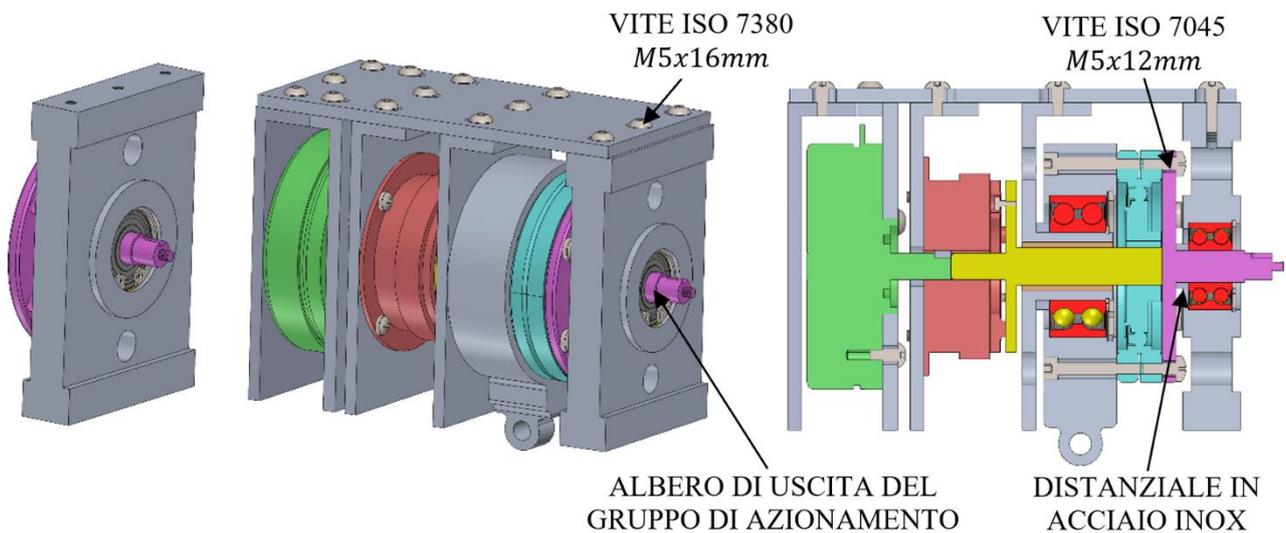


Figura 5.9: Quinta fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento, immagini virtuali.

Nella figura 5.10 è riportata un'immagine virtuale del gruppo di azionamento assemblato dove il riduttore Harmonic Drive è sostituito dal prototipo in PLA. A differenza della figura 5.7 dove era stato già proposto il pezzo stampato in 3D, ora anche la parte arancione è vincolata all'albero di uscita del gruppo di azionamento. Per il fissaggio sono utilizzate le stesse viti preventivate per il riduttore con l'aggiunta di dadi $M5$ disposti nell'intercapedine cava del componente. Come già spiegato nella

fase quattro, le due parti del pezzo possono ruotare una rispetto all'altra garantendo una movimentazione manuale dell'esoscheletro.

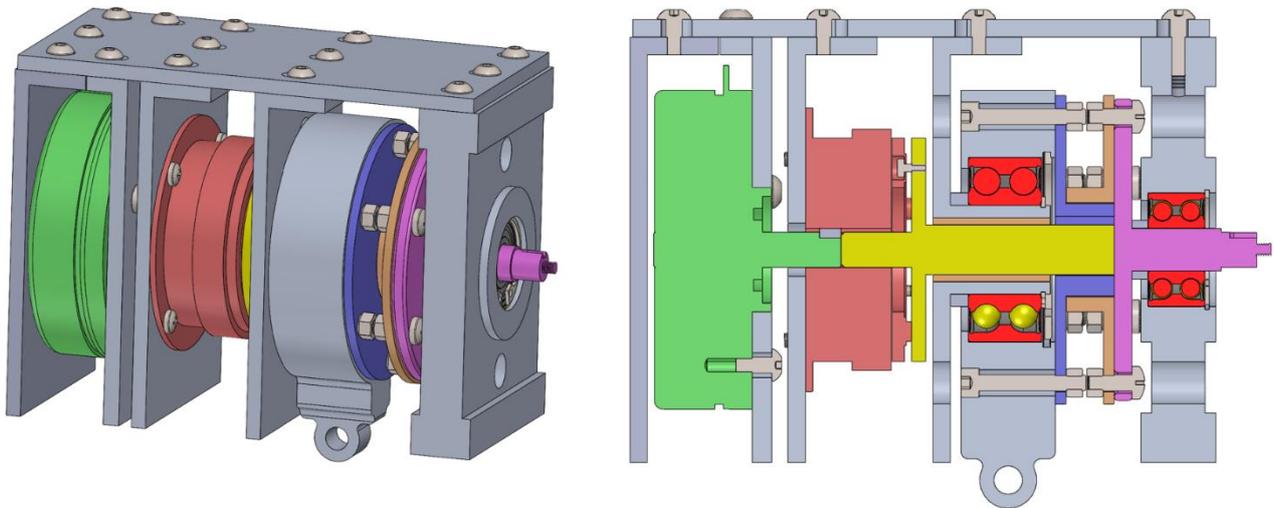


Figura 5.10: Quarta fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento con il pezzo prototipato rapidamente per sostituire il riduttore Harmonic Drive al momento non disponibile.

Nella figura 5.11 è riportata una fotografia scattata in fase di assemblaggio dove è possibile visualizzare l'intero gruppo di azionamento assemblato ed il prototipo in PLA al posto del riduttore Harmonic Drive.

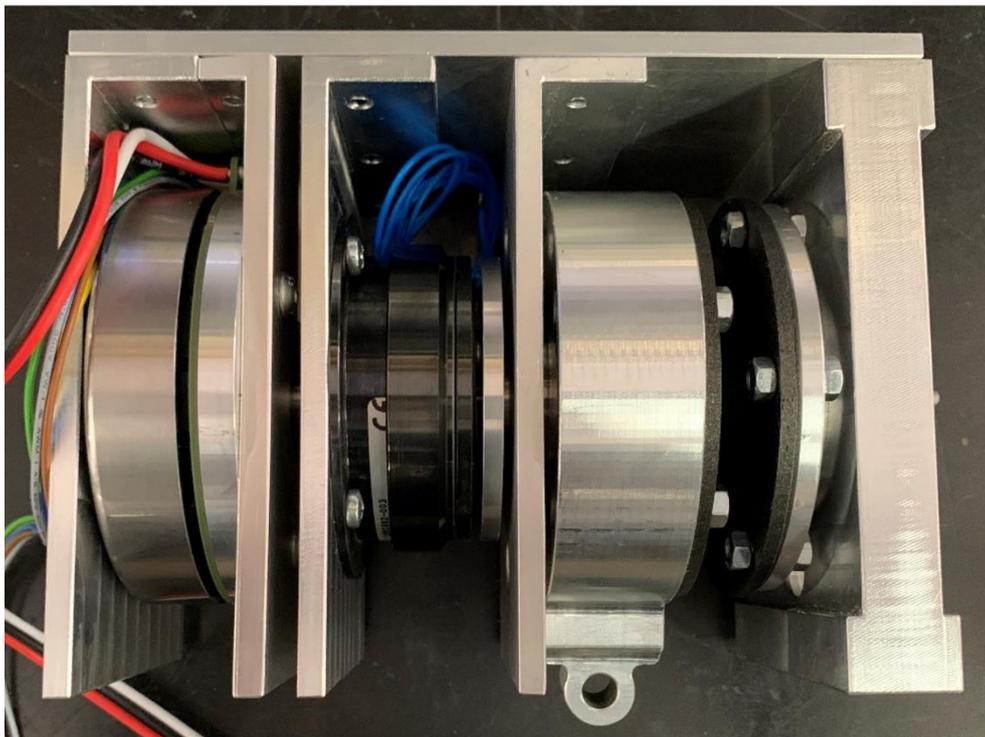


Figura 5.11: Quinta fase dell'assemblaggio del gruppo di azionamento con prototipo in PLA al posto del riduttore Harmonic Drive, fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

5.2 ASSEMBLAGGIO COMPLETO DELL'ESOSCHELETRO

In questo sotto capitolo viene ultimato l'assemblaggio dell'esoscheletro aggiungendo ai due gruppi di azionamento, precedentemente montati, i meccanismi articolati, il leg-link ed il back-frame.

5.2.1 ASSEMBLAGGIO DEL MECCANISMO ARTICOLATO AL GRUPPO DI AZIONAMENTO

In questo paragrafo vengono aggiunti i due meccanismi articolati, introdotti nel sotto capitolo 3.1, ai gruppi di azionamento. Di seguito, vengono riportati l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e la figura 5.12 dove è possibile visualizzare le fasi più significative dell'assemblaggio.

- Montare il quadrilatero articolato unendo tra loro i vari membri utilizzando dei perni in acciaio inox di diametro 5 mm dotati di due gole per anelli Seeger DIN 471 (nell'appendice B dell'elaborato di tesi è riportata la messa in tavola quotata). Come descritto nel capitolo 3.1, una delle parti del meccanismo è saltata all'estremità inferiore del back-frame. Nelle gole dei perni devono essere posizionati gli anelli Seeger 5x0,6mm per bloccare lo scorrimento assiale delle varie parti del quadrilatero articolato.
- Vincolare il membro del meccanismo forato al centro con l'albero di uscita del gruppo di azionamento, utilizzando una chiavetta di dimensioni 3x3x8mm per permettere la trasmissione del moto. Bloccare lo scorrimento assiale del membro con un dato M4 flangiato all'estremità filettata dell'albero di uscita del gruppo di azionamento.

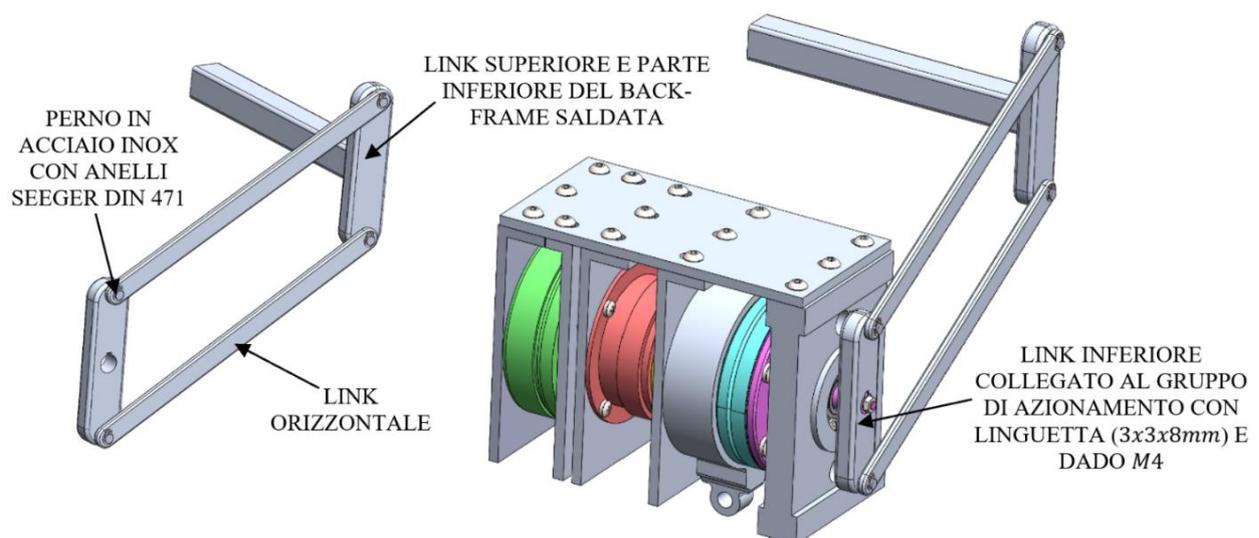


Figura 5.12: Assemblaggio meccanismo articolato, immagini virtuali.

Nella figura 5.13 è riportata una fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS durante l'assemblaggio dell'esoscheletro che mostra il quadrilatero articolato montato sul gruppo di azionamento elettrico.

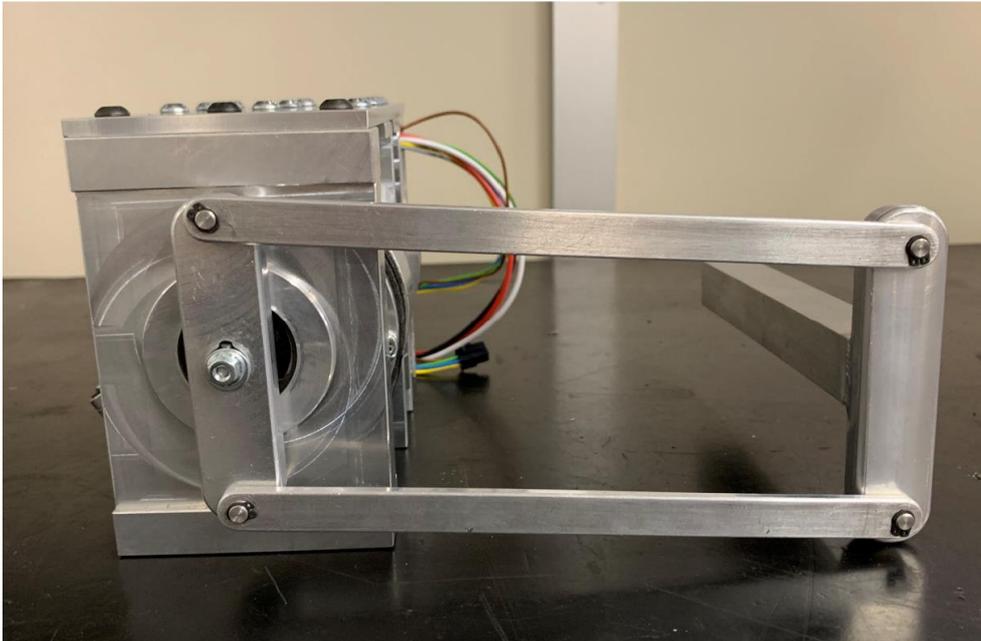


Figura 5.13: Assemblaggio meccanismo articolato, fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

5.2.2 ASSEMBLAGGIO DEL LEG-LINK AL GRUPPO DI AZIONAMENTO

In questo paragrafo vengono aggiunti i due leg-link, presentati nel sotto capitolo 3.2, ai gruppi di azionamento e ai meccanismi articolati precedentemente montati.

Di seguito, vengono riportati l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e la figura 5.14 dove è possibile visualizzare le fasi più significative del procedimento di assemblaggio (la nomenclatura utilizzata fa riferimento a quella introdotta nel sotto capitolo 3.2).

- Assemblare la parte inferiore del leg-link con la parte intermedia, inserendo un perno in acciaio inox di diametro 8 mm nella cerniera corrispondente in modo da bloccare i due pezzi. Allo stesso modo, assemblare la parte superiore del leg-link con la parte cilindrica già presente sul gruppo di azionamento, inserendo un perno in acciaio inox di diametro 8 mm nella cerniera corrispondente. Prima di fare quest'ultima operazione è necessario fissare la cerniera alla parte superiore del leg-link con due viti ISO 7045 M4x16mm e due dadi ISO 4032 M4. Come per i perni del meccanismo articolato, anche questi sono dotati di due cave per anelli Seeger DIN 471 in cui andare a posizionare degli anelli Seeger 8x0,8mm per eliminare la

possibilità che il perno scorra assialmente rispetto alla cerniera. Nell'appendice B dell'elaborato di tesi è riportata la messa in tavola con tutte le quote.

- Dopo aver pulito da residui di bava e lubrificato con lo spray secco al PTFE, inserire la parte telescopica del componente intermedio del leg-link all'interno di quello superiore. Al momento non è possibile bloccare lo scorrimento dei due componenti telescopici se non con del nastro isolante, ma in futuro, implementando il sistema di regolazione discreta presentato nel capitolo 6.3 sarà possibile utilizzare dei perni a sgancio rapido.

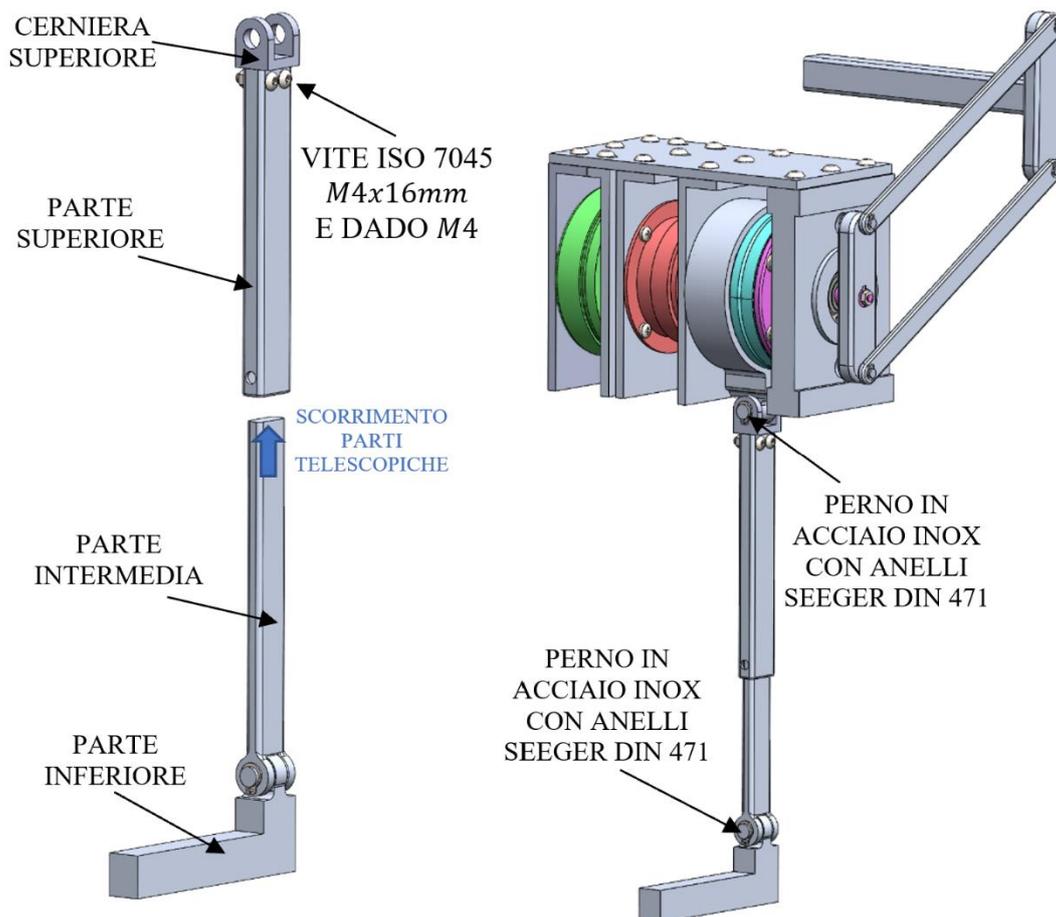


Figura 5.14: Assemblaggio leg-link, immagini virtuali.

Nella figura 5.15 è riportata una fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS durante l'assemblaggio dell'esoscheletro che mostra il leg-link articolato montato sul gruppo di azionamento elettrico al quale era già stato vincolato il meccanismo articolato.

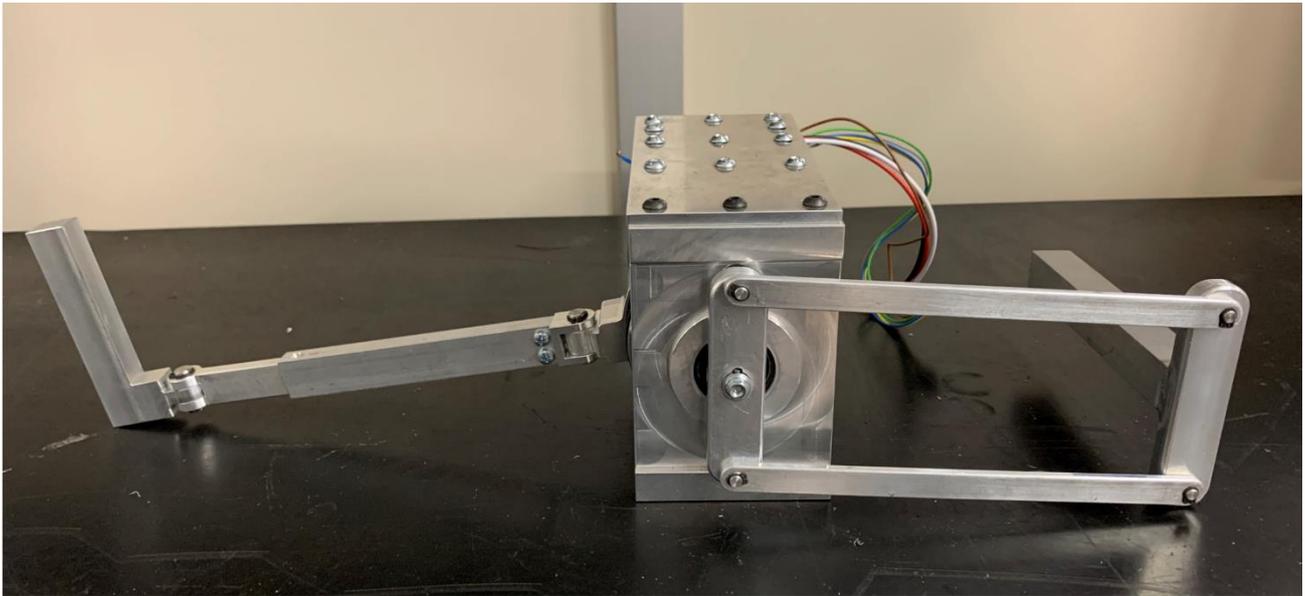


Figura 5.15: Assemblaggio leg-link, fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

5.2.3 ESOSCHELETRO COMPLETO CON BACK-FRAME

In questo paragrafo viene assemblato definitivamente l'esoscheletro aggiungendo il back-frame, presentato nel sotto capitolo 3.1. Di seguito, viene riportato l'elenco puntato con la sequenza dei passaggi da svolgere e la figura 5.16 dove è possibile visualizzare le fasi più significative del procedimento di assemblaggio (la nomenclatura utilizzata fa riferimento a quella introdotta nel sotto capitolo 3.1).

- Pulire da possibili residui di bava le parti telescopiche dei due componenti superiori e dei due intermedi del back-frame e lubrificare utilizzando lo spray secco al PTFE (la cui scheda tecnica è riportata nell'appendice A). Inserire le parti telescopiche piene nelle corrispondenti cavità, come mostrato in figura 5.16. Al momento non è possibile bloccare lo scorrimento dei due componenti telescopici se non con del nastro isolante, ma in futuro, implementando il sistema di regolazione discreta presentato nel capitolo 6.3 sarà possibile utilizzare dei perni a sgancio rapido.
- Dopo avere composto la struttura posteriore, inserire le estremità piene dei due componenti intermedi all'interno delle cavità delle parti inferiori del back-frame saldate al meccanismo articolato, terminando così l'assemblaggio dell'esoscheletro.

Il peso complessivo dell'esoscheletro privo dei due riduttori Harmonic Drive, misurato al termine dell'assemblaggio è di circa 9,20 kg.

Nella figura 5.17 è riportata una fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS che mostra l'esoscheletro ad azionamento elettrico completamente assemblato.

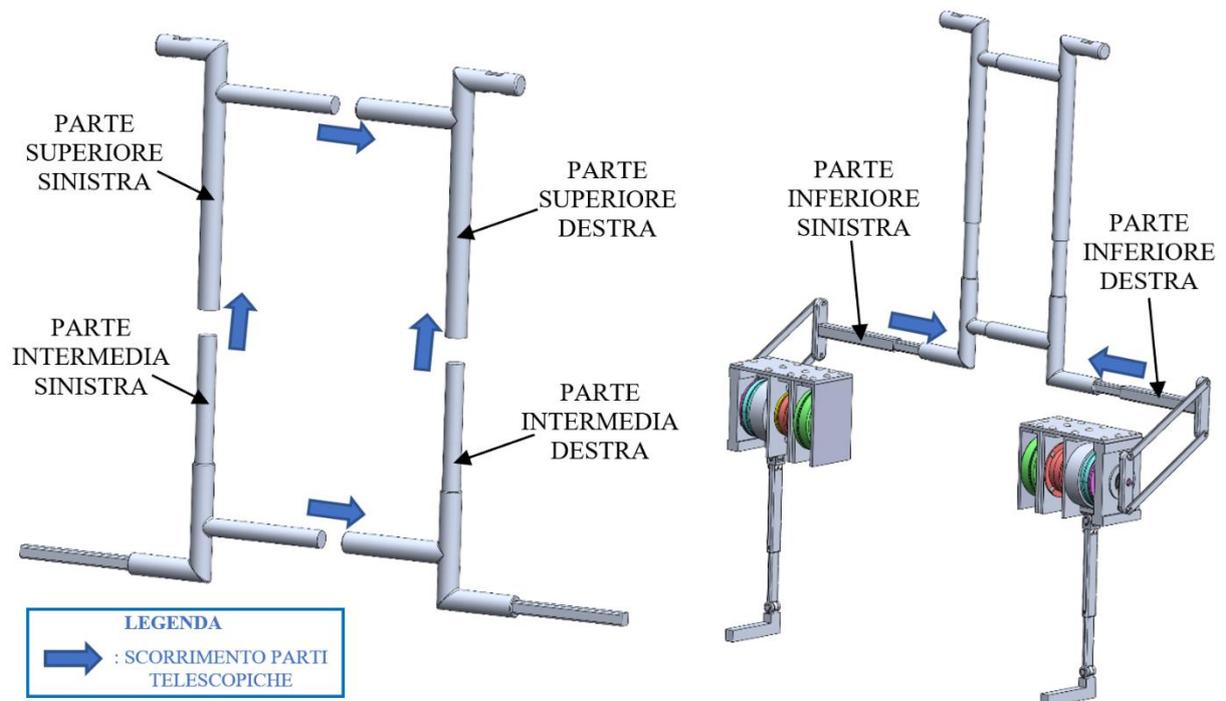


Figura 5.16: Assemblaggio back-frame dell'esoscheletro, immagini virtuali.



Figura 5.17: Assemblaggio completo dell'esoscheletro, fotografia scattata nei laboratori del DIMEAS.

CAPITOLO 6: PROGETTI DI IMPLEMENTAZIONI PER L'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO

In questo capitolo vengono presentate delle implementazioni necessarie a rendere indossabile l'esoscheletro ad azionamento elettrico ad un operatore in ambito industriale. In particolare, viene proposta una soluzione progettuale per la realizzazione degli agganci cosciali e dell'aggancio pelvico con cui vincolare il prototipo di esoscheletro alle cosce e al bacino dell'operatore. Entrambi gli agganci sono pensati per essere confortevoli e non creare alcun tipo di fastidio a chi dovrà indossare l'esoscheletro, ed inoltre, l'aggancio pelvico assicura anche un perfetto allineamento tra i due gruppi di azionamento e l'asse del giunto dell'anca per avere una corretta trasmissione del moto.

Sempre sul tema degli agganci, nel capitolo 8, dove viene illustrato il banco prova esoscheletri presente nei laboratori del DIMEAS, viene proposta la soluzione progettuale di un aggancio pelvico con cui montare l'esoscheletro sul banco sfruttando quasi totalmente i componenti già prodotti e disponibili in laboratorio.

Alla fine del capitolo viene proposta un'ulteriore implementazione che consiste in una regolazione discreta antropometrica della struttura dell'esoscheletro per adattarlo e renderlo indossabile ad operatori con corporatura diversa.

Il capitolo è suddiviso in tre parti, ognuna dedicata ad una nuova implementazione.

1. Agganci cosciali per l'operatore.
2. Agganci pelvici per l'operatore.
3. Regolazione discreta della struttura dell'esoscheletro per adattarla ad operatori di diversa corporatura.

Nella figura 6.1 è riportata un'immagine che mostra come è cambiato l'esoscheletro dopo le implementazioni proposte all'interno di questo capitolo. Come si può osservare, nell'immagine di sinistra è riportato l'esoscheletro privo delle nuove implementazioni, mentre nella figura di destra è presentato il dispositivo con integrati gli agganci cosciali, gli agganci pelvici e la regolazione discreta per il back-frame e per il leg-link.

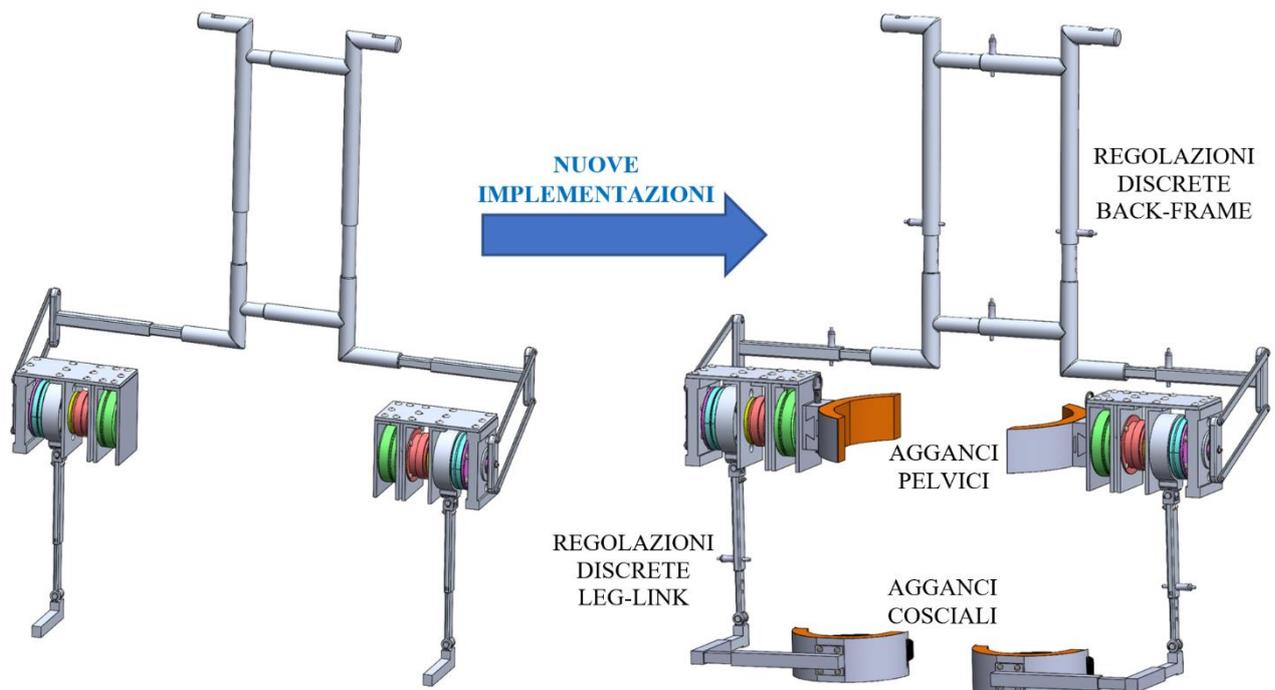


Figura 6.1: Confronto tra la struttura dell'esoscheletro prima e dopo le nuove implementazioni sviluppate all'interno di questo capitolo.

6.1 AGGANCI COSCIALI PER L'ESOSCHELETRO

Gli agganci cosciali servono per rendere indossabile l'esoscheletro e per garantire una maggiore stabilità nel momento in cui l'operatore compie la flessione del busto.

Per garantire la condizione di massima sicurezza, la tensione generata dai cosciali sulle gambe dell'operatore deve essere inferiore ad un valore di soglia in modo da non generare dolori o fastidi. In accordo con quanto svolto per l'esoscheletro ad azionamento pneumatico [33] e con gli studi riportati nell'articolo scientifico "Pressure pain thresholds: Subject factors and the meaning of peak pressures" di Melia M. e Geissler B. [23], la pressione media massima ammissibile nella zona della coscia, che corrisponde alla soglia di dolore, non deve essere maggiore a $p_{max,cosciale} = 125 \text{ N/cm}^2$. Sapendo, dall'elaborato di tesi [26] che la coppia massima che agisce sul leg-link dell'esoscheletro (C_{max,leg_link}), e quindi sulle gambe di colui che indosserà il dispositivo, è di $45,8 \text{ Nm}$, è possibile progettare un aggancio cosciale che rispetti i limiti di soglia di dolore. Infatti, è sufficiente ricavare dalla coppia, la forza che agisce sulla gamba dell'operatore e, conoscendo la pressione massima ammissibile, l'area di contatto tra l'aggancio cosciale ed il corpo umano.

Dalla coppia agente sul leg-link viene ricavata la forza applicata alla coscia dell'operatore conoscendo la distanza tra il punto di contatto dell'esoscheletro con la gamba e l'asse del gruppo di azionamento.

Tale distanza, misurata direttamente dai pezzi fisici del leg-link dell'esoscheletro presenti nel laboratorio del DIMEAS, nel caso più conservativo è pari a $b_{min} = 0,26 \text{ m}$. La configurazione più cautelativa corrisponde al caso di minima estensione dei i tubi telescopici del leg-link, ovvero alla condizione in cui si ha il braccio minimo e, di conseguenza, la massima forza a parità di coppia. Conoscendo il valore della forza e della pressione media massima viene ricavata l'area minima di contatto tra l'esoscheletro e la coscia applicando le seguenti formule.

$$F_{max,cosciale} = \frac{C_{max,leg_link}}{b_{min}} = 176 \text{ N}$$

$$A_{contatto,min} = \frac{F_{max,cosciale}}{p_{max,cosciale}} = 1,41 \text{ cm}^2$$

Nonostante i calcoli si riferiscano ad una condizione già conservativa, per evitare possibili fastidi a chi dovrà indossare l'esoscheletro viene applicato un coefficiente di sicurezza all'area minima ottenendo così un'area reale di contatto pari a $A_{contatto,CS} = 24 \text{ cm}^2$. Si è deciso di aumentare l'area di contatto tra la coscia dell'operatore e l'aggancio cosciale anche per rendere costruibile i vari pezzi, visto che utilizzando il valore minimo si sarebbero ottenuti dei componenti di dimensioni ridotte e poco resistenti. Come forma per l'area di contatto dell'aggancio cosciale si è deciso di utilizzare una sezione rettangolare $40 \times 60 \text{ mm}$ disposta al centro di un pezzo a forma di "C". Quest'ultima, già utilizzata per l'esoscheletro ad azionamento pneumatico [33], è la tipica struttura con cui vengono realizzati gli agganci cosciali degli esoscheletri perché è confortevole e si adatta facilmente alla coscia e ai movimenti che l'operatore deve compiere mentre lavora.

L'aggancio cosciale non è costituito soltanto dal pezzo a forma di "C", ma da altri componenti che sono progettati con l'obiettivo di collegare facilmente il cosciale alla struttura dell'esoscheletro permettendo diverse regolazioni per adattare il dispositivo al corpo dell'operatore garantendo il massimo comfort possibile.

Nella figura 6.2 è riportata l'immagine virtuale dell'esoscheletro con l'implementazione del solo aggancio cosciale. Mentre, nella figura 6.3 è riportato un esploso con bollatura del progetto dell'aggancio cosciale per visualizzare tutti i vari componenti. Oltre al pezzo a forma di "C" e alla minuteria (quattro viti ISO 7380 $M4 \times 10 \text{ mm}$ e quattro dadi $M4$ flangiati) necessaria all'assemblaggio, è presente un componente a forma di "L", un supporto con relativo tubo telescopico ed un'imbottitura per rendere più confortevole il cosciale. Inoltre, è inserito nell'assieme anche un nastro di velcro per mantenere in posizione il cosciale rispetto alla gamba dell'operatore che indosserà l'esoscheletro.

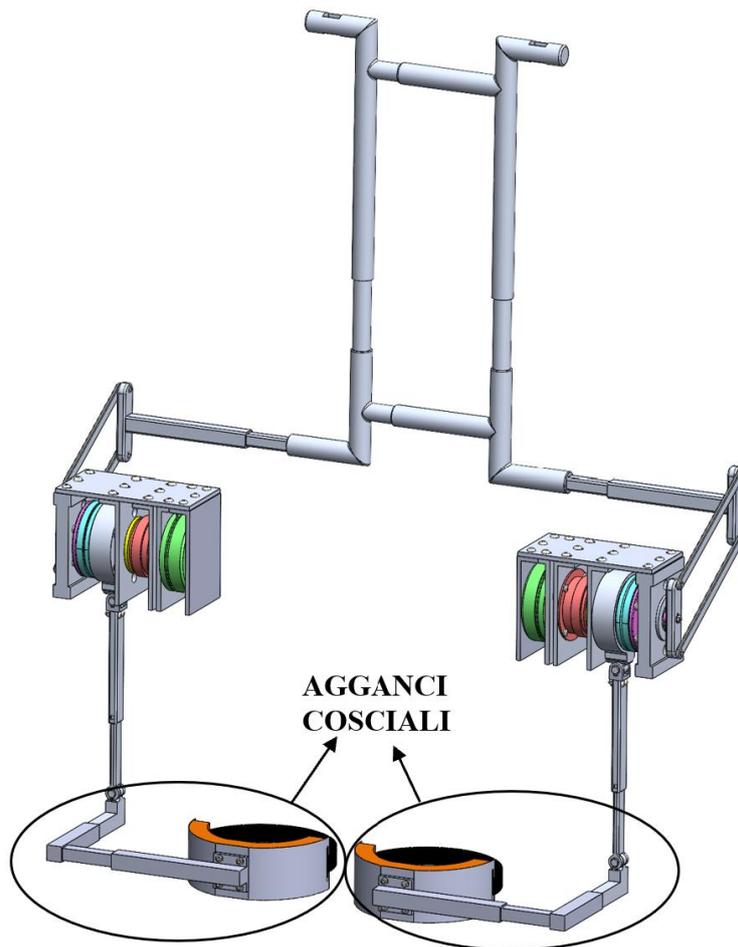


Figura 6.2: Immagine virtuale dell'esoscheletro con l'implementazione degli agganci cosciali.

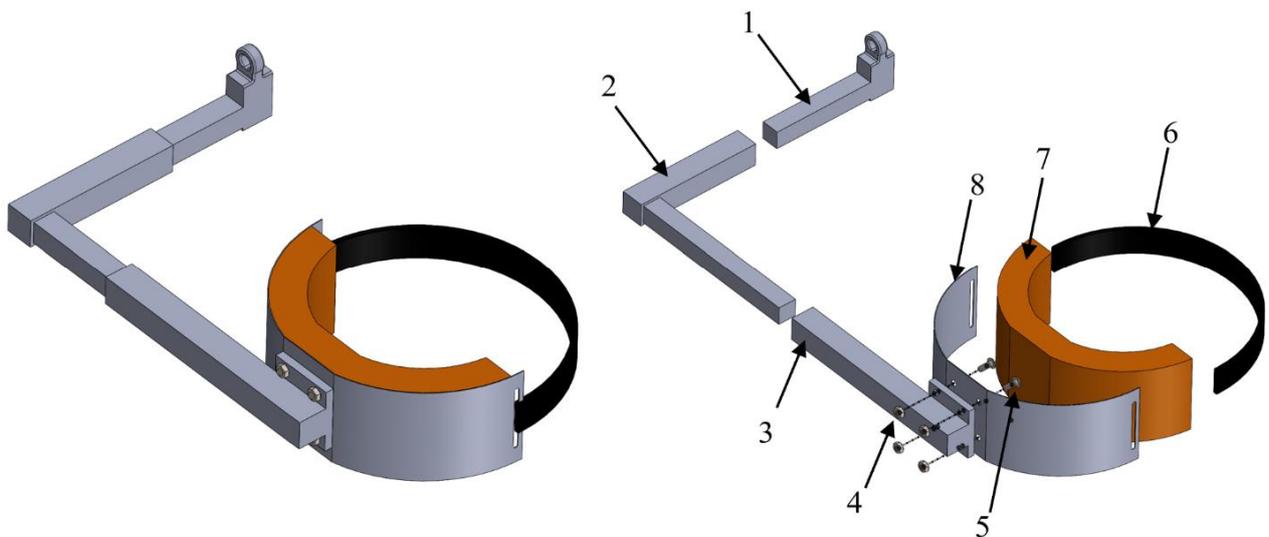


Figura 6.3: Esploso con bollatura del progetto dell'aggancio cosciale per l'esoscheletro.

Nella tabella 6.1 sono elencati i pezzi da costruire o modificare per realizzare il progetto dell'aggancio cosciale per l'esoscheletro ad azionamento elettrico (la colonna "quantità" si riferisce sia al cosciale destro sia al sinistro).

COMPONENTI DA COSTRUIRE O MODIFICA PER AGGANCI COSCIALI			
N° in figura	Componente	Materiale	Quantità
1	Parte inferiore del leg-link (pezzo da modificare, per permettere lo scorrimento telescopico della parte a forma di "L")	Alluminio	2
2	Componente a forma di "L" (pezzo da costruire)	Alluminio	2
3	Supporto cosciale (pezzo da costruire)	Alluminio	2
4	Dadi M4 flangiati	Acciaio	8
5	Viti ISO 7380 M4x10mm	Acciaio	8
6	Velcro per la parte a forma di "C" (componente commerciale)	Velcro	Da definire
7	Imbottitura per la parte a forma di "C" (componente commerciale)	Spugna o tessuto	Da definire
8	Componente cosciale a forma di "C" (pezzo da costruire)	Alluminio o Polimero	2

Tabella 6.1: Componenti da costruire o modificare per il progetto degli agganci cosciali.

Di seguito, vengono analizzati i pezzi da costruire per la realizzazione dell'aggancio cosciale proposto in figura 6.3, mentre nell'appendice B dell'elaborato di tesi sono riportate le messe in tavola di tutti i componenti.

- Il **componente a forma di "L"**, visibile in figura 6.3, è realizzato in alluminio ed è costituito da una parte piena di sezione quadrata $14 \times 14 \text{ mm}$ ed una parte cava spessa 2 mm e con sezione esterna quadrata $18 \times 18 \text{ mm}$. Essendo il pezzo costituito da una parte piena ed una cava, in fase costruttiva, sarà necessario inserire del materiale aggiuntivo nel punto di giunzione delle due parti per rendere possibile la saldatura di un'estremità piena ed una vuota in alluminio. La forma del componente è dovuta alla necessità di permettere delle regolazioni tra l'accoppiamento dei vari pezzi per adattare l'aggancio cosciale e, di conseguenza, l'intero esoscheletro all'anatomia umana di colui che dovrà indossare il dispositivo. Infatti, la parte piena può scorrere rispetto alla cavità del supporto cosciale fino a 50 mm garantendo sempre

una sovrapposizione minima di 30 mm tra i due pezzi, mentre la parte cava può scorrere rispetto al tubolare telescopico del componente inferiore del leg-link fino a 85 mm garantendo sempre una sovrapposizione minima di 30 mm . Come evidenziato nell'appendice B dell'elaborato di tesi, la parte inferiore del leg-link deve essere opportunamente modificata per permettere l'accoppiamento con il componente a forma di "L" dell'aggancio cosciale. Infatti, è necessario eliminare del materiale trasformando l'estrusione del pezzo dalla sezione rettangolare attuale $17\times 14\text{ mm}$ alla sezione quadrata $14\times 14\text{ mm}$ indispensabile per garantire lo scorrimento telescopico.

- Il **supporto cosciale**, visibile in figura 6.3, è realizzato in alluminio ed è costituito da un tubo telescopico cavo spesso 2 mm e con sezione esterna quadrata $18\times 18\text{ mm}$ che, come detto in precedenza, deve accoppiarsi con la parte piena del componente a forma di "L". Nel pezzo è presente anche una piastrina con quattro fori passanti saldata sul tubolare. In fase costruttiva, per permettere questa saldatura, sarà necessario inserire del materiale aggiuntivo nell'estremità del tubolare cavo. I fori sulla piastrina permettono di vincolare il supporto cosciale al pezzo a forma di "C" dell'aggancio cosciale con quattro viti ISO 7380 $M4\times 10\text{ mm}$ e quattro dadi $M4$ flangiati.
- Il **componente cosciale a forma di "C"**, come spiegato precedentemente, è costituito da una sezione centrale rettangolare $40\times 60\text{ mm}$ sulla quale deve essere fissato il supporto, e da due estremità curve che creano la forma a "C". In queste superfici laterali curve sono presenti due asole per poter inserire un nastro in velcro in modo da vincolare la struttura alla coscia dell'operatore che indosserà l'esoscheletro. Per il momento, si è pensato di costruire il pezzo con uno spessore di $0,5\text{ mm}$, ma quest'ultimo, come il materiale con cui realizzare il componente, può subire variazioni in fase di costruzione. Infatti, a seconda che si scelga di costruire il pezzo in alluminio o in un materiale polimerico termoindurente, che si può adattare più facilmente alla fisionomia dell'operatore, lo spessore può essere modificato. Tra il componente a forma di "C" e la coscia dell'operatore che indosserà l'esoscheletro si è pensato di disporre uno strato imbottito di spugna o tessuto per accogliere meglio la gamba evitando dolori o fastidi. L'imbottitura può essere facilmente vincolata al pezzo utilizzando del silicone o del Dual Lock che oltre a garantire una perfetta tenuta ha anche il vantaggio di facilitare l'operazione di sgancio dell'imbottitura rispetto all'uso di un collante.

Per bloccare lo scorrimento telescopico delle varie parti dell'aggancio cosciale, si è pensato di eseguire dei fori (non ancora realizzati) sui pezzi ed utilizzare dei perni a sgancio rapido commerciali

per eliminare i possibili movimenti relativi. Questa soluzione, che consiste nel realizzare una regolazione discreta, verrà poi riproposta nel sotto capitolo 6.3 per il back-frame ed il leg-link dell'esoscheletro.

Un altro aspetto da considerare è che le parti in scorrimento sono tutte in alluminio e questo potrebbe causare la formazione di microsaldature che con il tempo potrebbero bloccare la movimentazione o danneggiare i pezzi. Di conseguenza, è consigliato rivestire gli elementi telescopici interni con una pellicola lubrificante o con uno spray secco al PTFE in modo da lubrificare le superfici garantendo un ottimo scorrimento ed evitando le microsaldature tipiche dell'alluminio.

6.2 AGGANCI PELVICI PER L'ESOSCHELETRO

Gli agganci pelvici servono per rendere indossabile l'esoscheletro collegandolo al bacino dell'operatore e per permettere una corretta trasmissione del moto dal gruppo di azionamento elettrico al tronco di colui che indosserà il dispositivo. In particolare, quest'ultimo aspetto è possibile soltanto quando l'asse di rotazione del gruppo di azionamento è perfettamente allineato con l'asse del giunto dell'anca dell'individuo con indosso l'esoscheletro.

Oltre ad essere funzionali gli agganci pelvici devono essere anche confortevoli per non creare alcun fastidio o dolore fisico all'operatore mentre compie il proprio lavoro.

Il progetto degli agganci pelvici è sviluppato con il software di modellazione 3D SolidWorks tenendo in considerazione che l'esoscheletro oltre ad essere indossato da una persona deve anche poter essere montato e testato su un banco prova presente nei laboratori del DIMEAS, illustrato nel capitolo 8 dell'elaborato di tesi. Sul banco prova è già presente un supporto pelvico con una struttura a coda di rondine che è stato installato per poter montare un esoscheletro posturale ad azionamento pneumatico. Per non modificare il pezzo già presente sul banco prova e creare una continuità con gli studi svolti su quest'altro esoscheletro, riportati nell'elaborato di tesi [33], si è deciso di utilizzare anche per questo dispositivo posturale degli agganci pelvici con una struttura a coda di rondine. Inoltre, quest'ultimi hanno il vantaggio di garantire una corretta ed efficace trasmissione del moto ed una veloce fase di montaggio e smontaggio.

In questo sotto capitolo viene presentato il progetto dell'aggancio pelvico per rendere indossabile l'esoscheletro ad un operatore, mentre nel sotto capitolo 8.2 verrà presentata la soluzione per montare il dispositivo sul banco prova.

Nella figura 6.4 è riportata l'immagine virtuale dell'esoscheletro con l'implementazione degli agganci pelvici e degli agganci cosciali presentati precedentemente nel sotto capitolo 6.1. Mentre

nella figura 6.5 è riportato un esploso con bollatura del progetto dell'aggancio pelvico per visualizzare i vari componenti e l'assemblaggio.

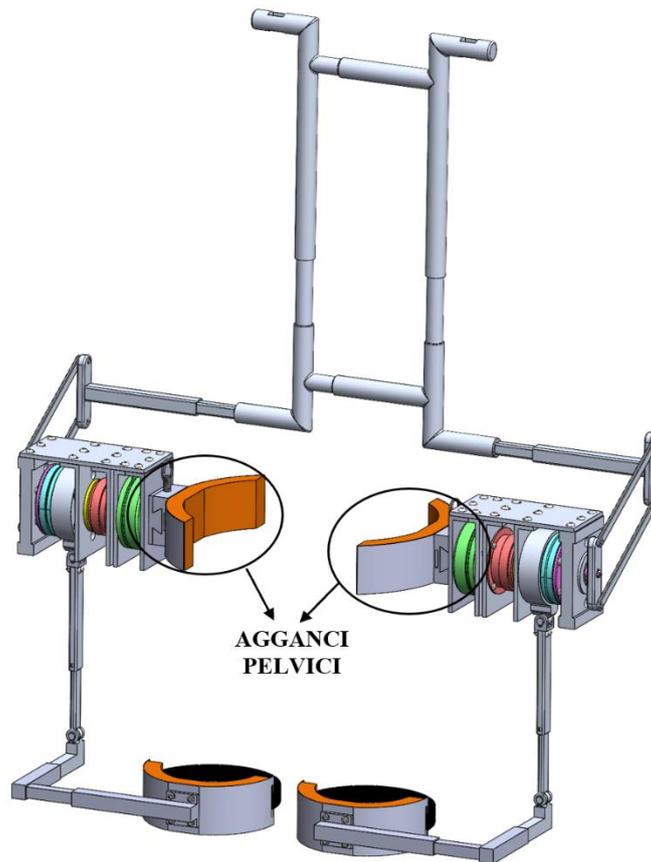


Figura 6.4: Immagine virtuale dell'esoscheletro con l'implementazione degli agganci pelvici e degli agganci cosciali introdotti nel sotto capitolo 6.1.

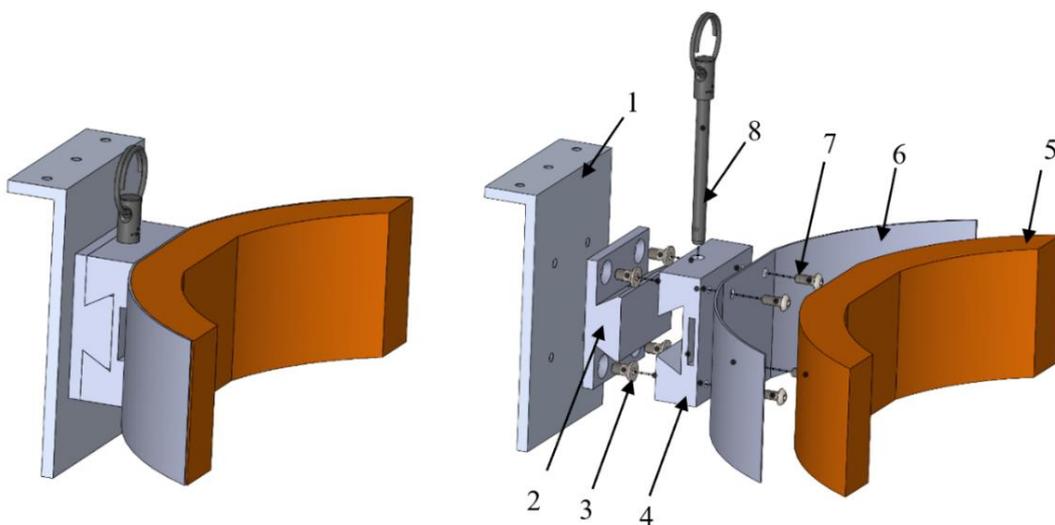


Figura 6.5: Esploso con bollatura del progetto dell'aggancio pelvico per persona per l'esoscheletro.

Nella tabella 6.2 sono elencati i pezzi da costruire o modificare per realizzare il progetto dell'aggancio pelvico per persona per l'esoscheletro ad azionamento elettrico (la colonna "quantità" si riferisce sia all'aggancio pelvico destro sia al sinistro).

COMPONENTI DA COSTRUIRE O MODIFICA PER AGGANCI PELVICI PER PERSONA			
N° in figura	Componente	Materiale	Quantità
1	Piastra esterna del gruppo azionamento (pezzo da modificare per fissare il componente a coda di rondine)	Alluminio	2
2	Aggancio pelvico a coda di rondine "maschio" (pezzo da costruire)	Alluminio	2
3	Viti svasate ISO 10642 M5x10mm	Acciaio	8
4	Aggancio pelvico a coda di rondine "femmina" (pezzo da costruire)	Alluminio	2
5	Imbottitura per parte a forma di "C" (componente commerciale)	Spugna o tessuto	Da definire
6	Componente a forma di "C" (pezzo da costruire)	Alluminio o Polimero	2
7	Viti ISO 7380 M4x10mm	Acciaio	8
8	Perno a sgancio rapido (componente commerciale)	Acciaio	2

Tabella 6.2: Componenti da costruire o modificare per il progetto degli agganci pelvici per persona.

Come si può osservare dalla figura 6.4 ogni gruppo di azionamento è fissato ad un sistema a coda di rondine a valle del quale è presente un componente a forma di "C" che deve accogliere l'anca dell'operatore senza creare fastidi o disagi. Inoltre, questo componente curvo essendo allineato con l'asse del gruppo di azionamento deve garantire una perfetta coassialità con l'asse del giunto dell'anca dell'operatore e, di conseguenza, una corretta trasmissione del moto.

Tutti i pezzi dell'assieme sono progettati per essere costruiti con materiali leggeri (alluminio o polimeri) e presentano un ridotto ingombro assiale, aspetto molto importante in questa applicazione. Dall'esplosivo di figura 6.5 si può osservare che il sistema a coda di rondine è costituito da un componente comunemente chiamato "maschio", fissato al gruppo di azionamento con quattro viti

svasate ISO 10642 *M5x10mm*, e da un pezzo “femmina”, che accoglie l’estrusione del componente “maschio” ed è vincolato al pezzo a forma di “C” con quattro viti ISO 7380 *M4x10mm*.

Un vantaggio di questa configurazione è che non è necessario modificare il gruppo di azionamento dell’esoscheletro per montare l’aggancio pelvico, ma è sufficiente un piccolo intervento non invasivo sulla piastra più esterna del gruppo di azionamento (lato motore elettrico) necessario per realizzare i quattro fori filettati dove andare ad avvitare le viti svasate.

I due componenti del sistema a coda di rondine sono dotati di un foro superiore che permette l’inserimento di un perno commerciale a sgancio rapido per evitare il possibile scorrimento tra l’estrusione del pezzo “maschio” e la sede della “femmina”. Non essendoci movimenti relativi tra i due pezzi, se non al momento in cui si assembla il sistema, non è necessario utilizzare una pellicola lubrificante o uno spray secco al PTFE nonostante entrambi i componenti siano in alluminio.

Nel pezzo “femmina” è presente un ulteriore scavo laterale a sezione rettangolare che serve per predisporre un nastro di velcro o di tessuto da usare come cintura tra l’aggancio pelvico di sinistra, di destra ed il bacino dell’operatore che indosserà l’esoscheletro.

La struttura del pezzo a forma di “C” è costituita da una sezione centrale rettangolare *55x60mm* e due estremità curve che creano la forma a “C”. Il componente deve essere rigido per permettere un corretto posizionamento e trasmissione del moto, per questa ragione si è pensato di utilizzare un materiale diverso dall’alluminio, come un polimero termoindurente. Però, il materiale e lo spessore verranno scelti definitivamente solo in fase di costruzione dell’assieme.

Tra il pezzo a forma di “C” ed il bacino umano, si è interposto uno strato imbottito di spugna o tessuto per accogliere meglio l’operatore che indosserà l’esoscheletro evitando che quest’ultimo senta fastidi. L’imbottitura può essere facilmente vincolata al pezzo utilizzando del silicone o del Dual Lock che oltre a garantire una perfetta tenuta ha anche il vantaggio di facilitare operazione di sgancio dell’imbottitura rispetto all’uso del silicone o di un altro prodotto per l’incollaggio.

6.3 REGOLAZIONI ANTROPOMETRICHE DISCRETE DEL BACK-FRAME E DEL LEG-LINK DELL'ESOSCHELETRO

L'esoscheletro ad azionamento elettrico permette diverse regolazioni antropometriche per adattare il dispositivo alle diverse corporature dei possibili operatori che dovranno indossarlo. In particolare, l'esoscheletro può essere indossato da tutti coloro che rientrano nell'intervallo compreso tra il 5 percentile totale italiano ed il 95 percentile totale italiano. Nella tabella 6.3 viene riportato un estratto della normativa ISO 7250-1 [22] che contiene i dati statistici relativi alla massa corporea ed all'altezza della popolazione italiana. Come si può osservare il 5 percentile totale ha un'altezza media di 1,512 m ed una massa corporea di 50 kg, mentre il 95 percentile totale ha un'altezza media di 1,806 m ed una massa corporea di 83 kg.

Per completezza è giusto ricordare che in realtà sono stati utilizzati anche i dati statistici relativi al 99 percentile presenti nella tabella 6.3. Infatti, nella tesi [26] la coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione del busto è stata calcolata utilizzando i dati statistici relativi al 99 percentile della popolazione italiana, mentre le regolazioni della struttura dell'esoscheletro sono state definite fino al 95 percentile. Questa scelta è dovuta al fatto che utilizzando il 99 percentile per il calcolo della coppia si è potuto dimensionare in maniera più conservativa e cautelativa i motori elettrici da installare nel gruppo di azionamento dell'esoscheletro.

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

Tabella 6.3: Dati relativi alla massa corporea ed all'altezza della popolazione italiana, ISO 7250-1 [22].

Partendo dai dati statistici relativi all'altezza del 5 e del 95 percentile totale della popolazione italiana, nell'elaborato di tesi [26] è stata dimensionata la struttura dell'esoscheletro utilizzando dei coefficienti che si trovano in letteratura con i quali è stato possibile definire la lunghezza delle singole parti del corpo umano partendo dall'altezza complessiva dell'individuo.

In questo modo sono state sviluppate le varie parti del back-frame e del leg-link dell'esoscheletro, già introdotte nel capitolo 3 dell'elaborato di tesi, dotandole di tubi telescopici a sezione rettangolare o circolare che, scorrendo l'uno dentro l'altro, rendono l'esoscheletro indossabile da tutti gli individui compresi tra il 5 ed il 95 percentile totale della popolazione italiana.

Come si può osservare dalle fotografie scattate nei laboratori del DIMEAS e riportate in figura 6.6 e 6.7, i pezzi del back-frame e del leg-link, costruiti ed assemblati durante lo sviluppo di questo elaborato di tesi, permettono realmente le regolazioni antropometriche. Nella figura 6.6 è raffigurata la configurazione in cui i componenti telescopici sono completamente l'uno dentro l'altro adattandosi alla conformazione di un individuo appartenente al 5 percentile totale della popolazione italiana. Mentre, nella figura 6.7 è raffigurata la configurazione in cui i componenti telescopici hanno solo una sovrapposizione minima di sicurezza adattandosi così alla corporatura di un individuo appartenente al 95 percentile totale della popolazione italiana. La sovrapposizione minima di sicurezza è pari a 60 mm lungo i componenti del leg-link ed i tubi telescopici del tronco, mentre è pari a 30 mm per i tubolari di sezione quadrata del back-frame che si estendono lungo il bacino dell'operatore.

Durante l'assemblaggio dei componenti telescopici si è deciso di utilizzare uno spray lubrificante secco al PTFE, la cui scheda tecnica è presente nell'appendice A, per evitare problemi legati alla formazione di microsaldature dovute allo scorrimento relativo di componenti in alluminio che avrebbero danneggiato gravemente i pezzi.



Figura 6.6: Leg-link e back-frame configurati per adattarsi ad un individuo appartenente al 5 percentile totale della popolazione italiana.



Figura 6.7: Leg-link e back-frame configurati per adattarsi ad un individuo appartenente al 95 percentile totale della popolazione italiana.

Come si può osservare dalle fotografie precedenti, non è ancora stato implementato un sistema per bloccare lo scorrimento dei componenti telescopici. Questo problema può essere risolto con una semplice regolazione discreta che prevede la realizzazione di alcuni fori sui tubolari telescopici e l'utilizzo di perni a sgancio rapido. Ovviamente questa soluzione non permette una regolazione continua, ma ha il vantaggio di essere costruttivamente facile e molto economica, ed inoltre, non preclude la possibilità di implementare in futuro una regolazione continua più fine.

Nella figura 6.8 viene proposta una soluzione dove sono stati forati i componenti telescopici del leg-link e del back-frame permettendone una regolazione discreta ad intervalli di 15 mm che permette di soddisfare un intervallo che va dal 5 al 95 percentile totale della popolazione italiana. La figura è ottenuta con il software SolidWorks bloccando lo scorrimento dei tubi telescopici circa a metà del range regolabile utilizzando dei perni a sgancio rapido commerciali la cui scheda tecnica è presente nell'appendice A dell'elaborato. In commercio sono presenti molti perni a sgancio rapido che possono essere utilizzati nell'applicazione in esame. Il modello scelto ed inserito in figura 6.8 è il perno autobloccante a sfere in acciaio inox GN 113.3 prodotto dall'azienda Elessa S.p.A., ma può essere sostituito con qualunque altro articolo commerciale simile. L'unico aspetto che tutti questi prodotti hanno in comune è che non si trovano in commercio con un diametro inferiore a 5 mm, e per questa ragione i fori sui tubolari sono stati realizzati di 5,2 mm pensando appunto di utilizzare perni a sgancio rapido con un diametro di 5 mm o con diametri superiori allargando in seguito i fori già realizzati.

Nella figura 6.9 è riportata l'immagine virtuale dell'esoscheletro completo con le tre implementazioni presentate in questo capitolo.

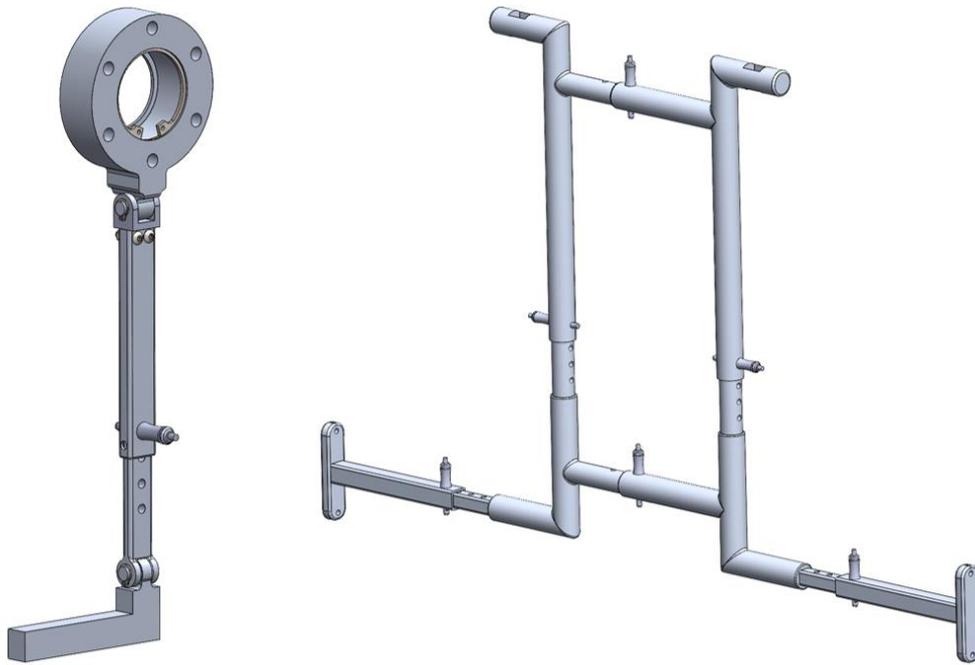


Figura 6.8: Leg-link e back-frame con l'implementazione delle regolazioni antropometriche discrete mediante perni a sgancio rapido.

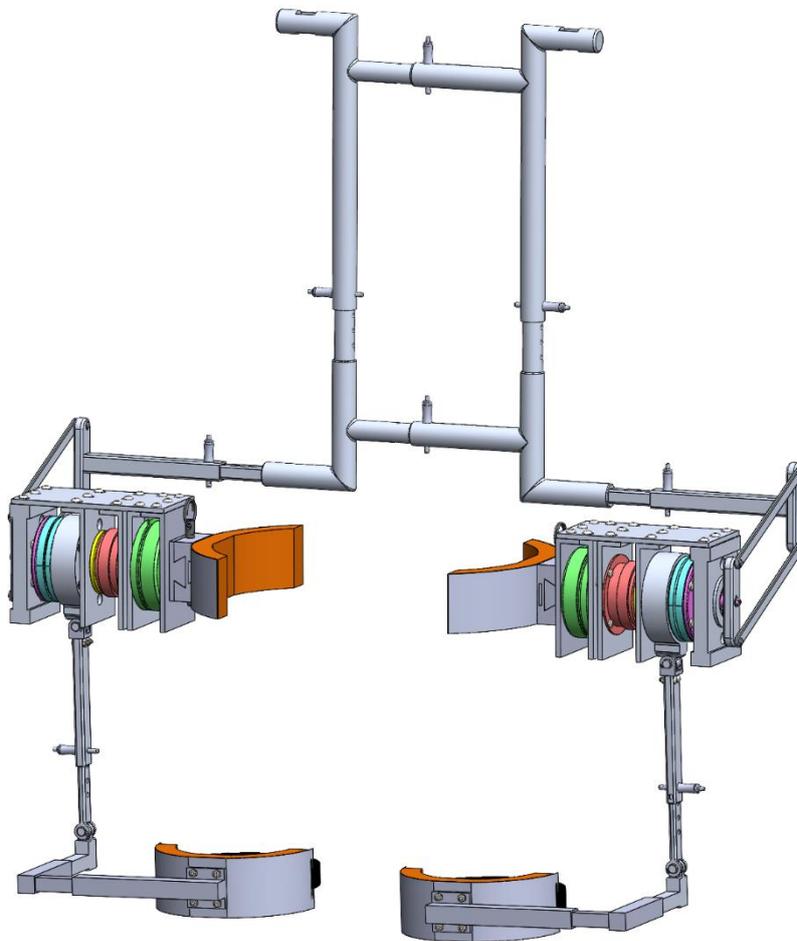


Figura 6.9: Immagine virtuale dell'esoscheletro con le tre implementazioni presentate nel capitolo 6 dell'elaborato di tesi.

CAPITOLO 7: LOGICA DI CONTROLLO PER L'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO

In questo capitolo viene presentata la logica di controllo con cui si vuole comandare l'esoscheletro ad azionamento elettrico, andando a definire la componentistica hardware per poter realizzare il controllo del dispositivo.

Per la stesura del capitolo è doveroso ringraziare l'Ing. Maurizio Porro che partendo dalle specifiche di progetto e dalle criticità riscontrate durante lo studio del sistema in esame ha saputo formulare una proposta costruttiva per realizzare la logica di controllo e per garantire un corretto funzionamento dell'esoscheletro.

Il capitolo è suddiviso in due parti, nella prima viene spiegata la logica di controllo che si vuole adottare per comandare il dispositivo rispettando le specifiche di progetto, mentre nella seconda parte vengono esposte le criticità riscontrate durante lo studio del sistema e la soluzione costruttiva proposta per superare tali problematiche.

7.1 SPECIFICHE DI PROGETTO E LOGICA DI CONTROLLO

L'esoscheletro ad azionamento elettrico, la cui idea nasce dall'elaborato di tesi [26], è pensato per essere di ausilio agli operatori delle industrie durante le attività lavorative che richiedono una flessione in avanti del busto rispetto al giungo dell'anca. L'esoscheletro deve fornire una quota pari al 30% della coppia muscolare necessaria a svolgere la flessione, agevolando così il lavoro degli operatori i cui movimenti ripetitivi e faticosi possono provocare con il passare del tempo intensi dolori lombari legati alla continua pressione sui dischi vertebrali.

L'idea di fondo del progetto è quella di realizzare un controllo in posizione in anello chiuso con limitazione di coppia il cui segnale di input è una legge del moto in grado di approssimare il piegamento del busto dell'operatore ed il segnale di feedback è il moto della reale flessione di colui che indossa l'esoscheletro.

Da studi svolti nei laboratori del DIMEAS e riportati nella tesi [1] è stato dimostrato, mediante l'utilizzo di accelerometri installati sul corpo umano, che la flessione del busto rispetto al centro del giunto dell'anca può essere approssimata molto bene con una legge cicloidale.

Di conseguenza, al controllore dell'esoscheletro anziché fornire una legge sperimentale, legata alla flessione del corpo umano che può variare da persona a persona, si è deciso di inviare come segnale

di input la legge cicloidale. Nella figura 7.1 viene riportato un esempio della legge di input da fornire al controllore per realizzare una flessione del busto in avanti, rispettando alcuni criteri di progetto, ovvero un angolo massimo di flessione pari a 70° ed un tempo per compiere il movimento pari a 3 secondi.

Come si può osservare nella figura 7.1, oltre all'andamento della posizione angolare, che verrà utilizzato come segnale di input per il controllore dell'esoscheletro, sono raffigurate anche le curve della velocità angolare e dell'accelerazione angolare necessarie a compiere tale movimento.

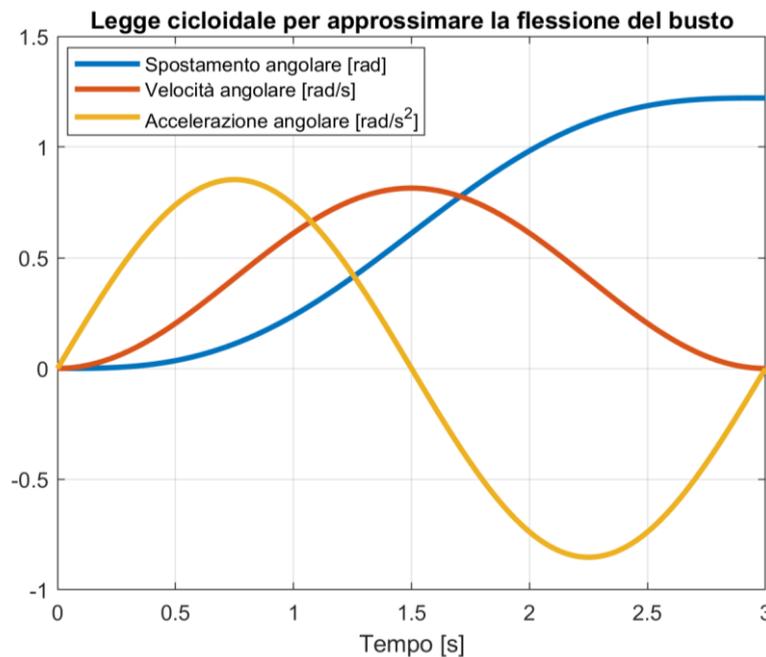


Figura 7.1: Legge cicloidale con cui approssimare una flessione in avanti del busto di 70° dell'operatore in un tempo di 3 secondi.

Dalla legge cicloidale del moto data come input al controllore del sistema è possibile ricavare, mediante una equazione di equilibrio ottenuta dal diagramma di corpo libero, la coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione del busto e, di conseguenza, la quota pari al 30% che deve essere fornita all'uomo dal gruppo di azionamento elettrico dell'esoscheletro.

Le equazioni da utilizzare per ricavare la coppia muscolare richiesta all'operatore (C_{MUSC}) e la coppia che deve essere fornita dall'esoscheletro (C_{EXO}) sono le seguenti:

$$C_{MUSC} = mgL_G \sin(\theta) - (I + mL_G^2)\ddot{\theta}$$

$$C_{EXO} = 0,3 \cdot C_{MUSC}$$

Nella figura 7.2 e nella tabella 7.1 vengono definite le grandezze contenute all'interno dell'equazione della coppia muscolare. I parametri legati alla geometria e alla massa corporea dell'operatore, variando da individuo a individuo, sono stati stabiliti dalla normativa ISO 7250 [22] che classifica statisticamente la popolazione in percentili.

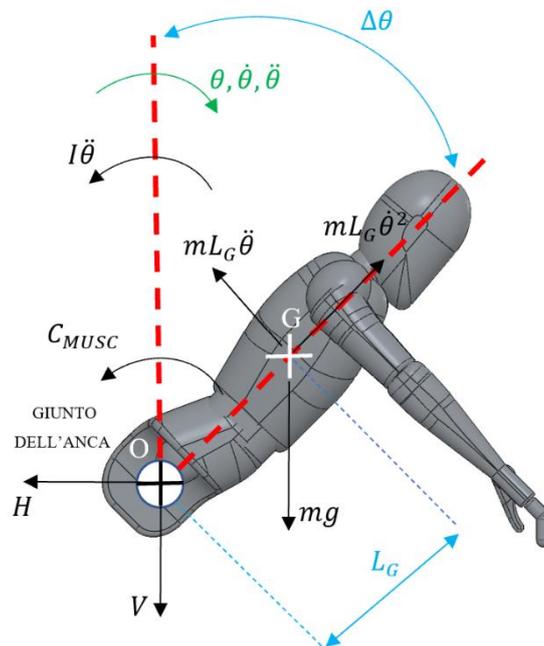


Figura 7.2: Diagramma di corpo libero che raffigura la flessione in avanti del busto del solo operatore (senza esoscheletro) rispetto al giunto dell'anca.

PARAMETRI DELL'EQUAZIONE DELLA COPPIA MUSCOLARE	
C_{MUSC} [Nm]	Coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione rispetto all'anca.
m [kg]	Massa del tronco dell'operatore.
g [m/s ²]	Accelerazione di gravità.
L_G [m]	Distanza tra il giunto dell'anca e il baricentro del tronco dell'operatore.
θ [rad]	Posizione angolare definita dalla legge cicloidale.
I [kgm ²]	Momento di inerzia del tronco dell'operatore.
$\ddot{\theta}$ [rad/s ²]	Accelerazione angolare definita dalla legge cicloidale.

Tabella 7.1: Parametri contenuti all'interno dell'equazione per ricavare la coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione del busto rispetto all'asse del giunto dell'anca.

Utilizzando la legge cicloidale per ricavare la posizione e l'accelerazione angolare istante per istante, e considerando il 95 percentile della popolazione italiana per definire i dati relativi alla massa corporea e alle dimensioni del corpo umano, viene calcolata la coppia muscolare.

Per visualizzare l'andamento della coppia muscolare vengono proposti due grafici, il primo, riportato in figura 7.3, rappresenta la coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere una flessione in avanti del tronco di 70° rispetto all'asse del giunto dell'anca in un tempo di 3 secondi. Mentre il secondo andamento, riportato in figura 7.4, rappresenta la coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere un ciclo di lavoro completo costituito da una flessione in avanti fino a 70° in 3 secondi, da una posizione stazionaria con il busto inclinato a 70° per un tempo di 3 secondi e da una flessione indietro della durata di 3 secondi per tornare alla posizione eretta.

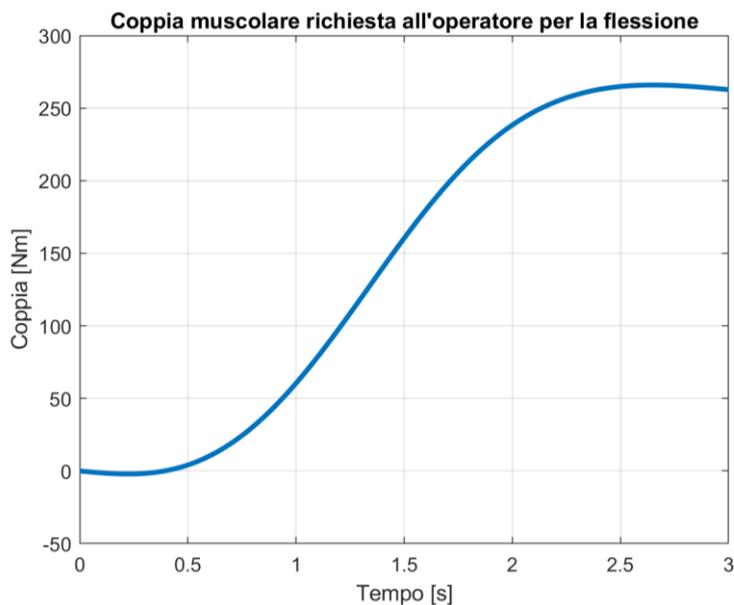


Figura 7.3: Esempio di coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere una flessione in avanti fino a 70° in un tempo di 3 secondi.

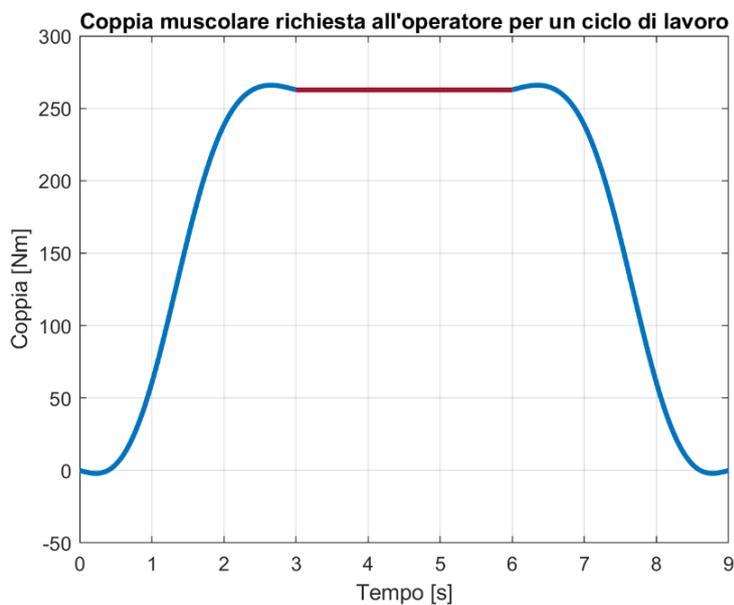


Figura 7.4: Esempio di coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere un ciclo di lavoro costituito da una fase di flessione in avanti, una fase stazionaria ed una fase di flessione indietro.

7.1.1 DIAGRAMMI A BLOCCHI DELLA LOGICA DI CONTROLLO

L'esoscheletro deve fornire il 30% del valore della coppia definito nei grafici precedenti per aiutare l'operatore durante le fasi di lavoro. Per garantire l'erogazione di tale coppia il controllore del sistema deve comandare e gestire i motori elettrici del gruppo di azionamento confrontando il segnale di input con il segnale di feedback fornito da un trasduttore in grado di misurare l'angolo di flessione del tronco di colui che indossa l'esoscheletro. Ognuno dei due gruppi di azionamento, come spiegato nel capitolo 4, è costituito da un motore elettrico, da una frizione elettromagnetica e da un riduttore Harmonic Drive che permettono l'erogazione della coppia motrice al back-frame, mediante un meccanismo articolato, per aiutare la flessione dell'operatore.

Nella figura 7.5 è riportato un diagramma a blocchi che illustra come deve avvenire la trasmissione della coppia partendo dal segnale di comando fornito dal controllore centrale al motore elettrico fino alla movimentazione della struttura dell'esoscheletro. Come si può osservare la trasmissione è permessa dalla frizione elettromagnetica, disposta subito a valle del motore. Nella logica di controllo e nella componentistica hardware da realizzarla deve essere prevista la possibilità di disaccoppiare il motore elettrico dall'utenza mediante la frizione perché chi indossa l'esoscheletro deve essere in grado di muoversi liberamente quando non ha bisogno di compiere il piegamento del busto, senza risentire della coppia fornita dal motore.

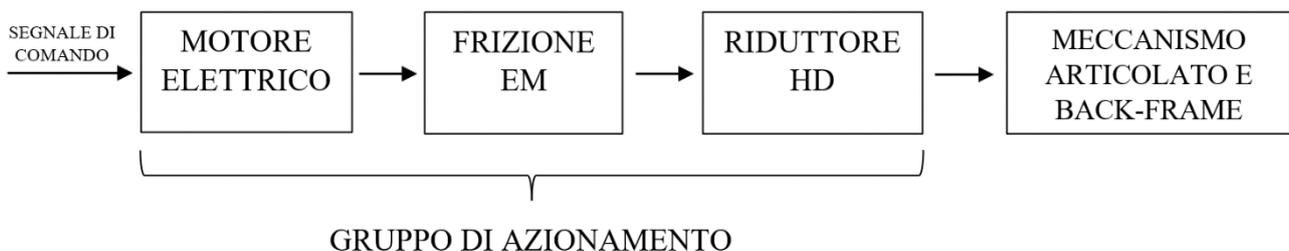


Figura 7.5: Diagramma a blocchi per visualizzare la trasmissione della quota di coppia muscolare dal motore elettrico al back-frame dell'esoscheletro.

Il diagramma a blocchi di figura 7.5 deve essere integrato in una logica di controllo più ampia che, come detto in precedenza, deve prevedere un anello chiuso in cui confrontare il segnale di input con il segnale di feedback. Nella figura 7.6 viene proposto un diagramma a blocchi per spiegare la proposta di logica di controllo basata su un controllo in posizione con limitazione di coppia per fare in modo che i gruppi di azionamento forniscano solo il 30% della coppia muscolare richiesta per compiere la flessione del busto. Come si può osservare il primo blocco del diagramma di figura 7.6 è il controllore che riceve il segnale di input della legge cicloidale ed il segnale di feedback dal

trasduttore angolare, necessario per chiudere l'anello di controllo. Il controllore confronta i due segnali e nel momento in cui differiscono, invia un comando al motore del gruppo di azionamento che a sua volta eroga la coppia necessaria ad eliminare l'errore di posizione tra il segnale di input e di feedback. La coppia fornita dal gruppo di azionamento è trasmessa dal meccanismo articolato al back-frame che serve ad aiutare il piegamento del busto dell'operatore rispetto al giunto dell'anca. L'angolo di questa flessione viene misurato dal trasduttore angolare e fornito come feedback al controllore che lo confronta con la posizione angolare imposta dalla legge cicloidale, il cui andamento approssima molto bene il moto del corpo umano che si vuole ottenere.

Nel sotto capitolo 7.2 viene illustrata questa proposta di logica di controllo da un punto di vista hardware per capire realmente la sua fattibilità costruttiva.

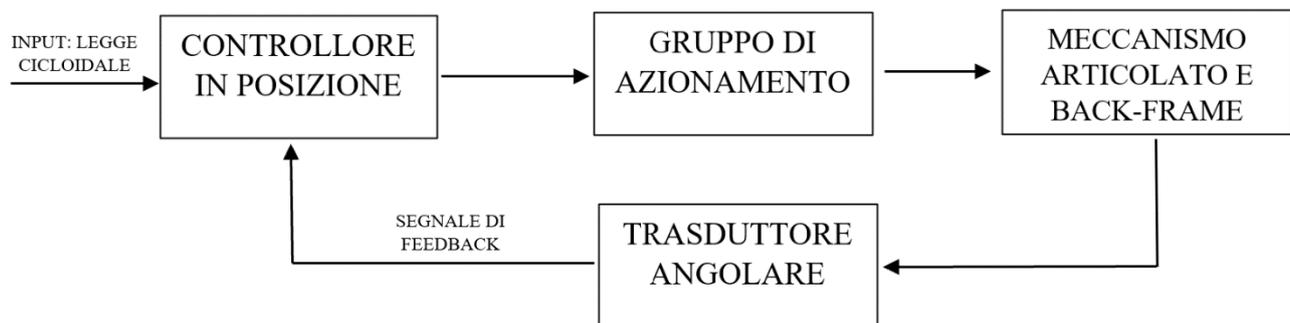


Figura 7.6: Diagramma a blocchi per visualizzare la logica di controllo dell'esoscheletro.

7.1.2 COMPORTAMENTO DEL MECCANISMO ARTICOLATO

Nella figura 7.7 viene proposto uno schema del quadrilatero articolato dell'esoscheletro che è disposto prima del back-frame e dopo il riduttore Harmonic Drive, per visualizzarne il comportamento quando il motore elettrico eroga la coppia richiesta per riprodurre la legge cicloidale. Indicando con A, B, C e D le cerniere del meccanismo e con O l'asse del giunto dell'anca che coincide con l'asse del gruppo di azionamento si può osservare come si muove il punto P. Quest'ultimo coincide con la giunzione tra il quadrilatero articolato ed il back-frame e si muove lungo una traiettoria cicloidale imposta dallo stesso operatore che essendo attivo e libero di muoversi flette il busto con un moto che, come già detto in precedenza, è approssimabile con una legge cicloidale. Quindi è lo stesso operatore che permette di ottenere un sistema con un solo grado di libertà, visto è lui che indirizza il back-frame a compiere un moto cicloidale assecondato dalla coppia fornita dal motore elettrico comandato dal controllore centrale.

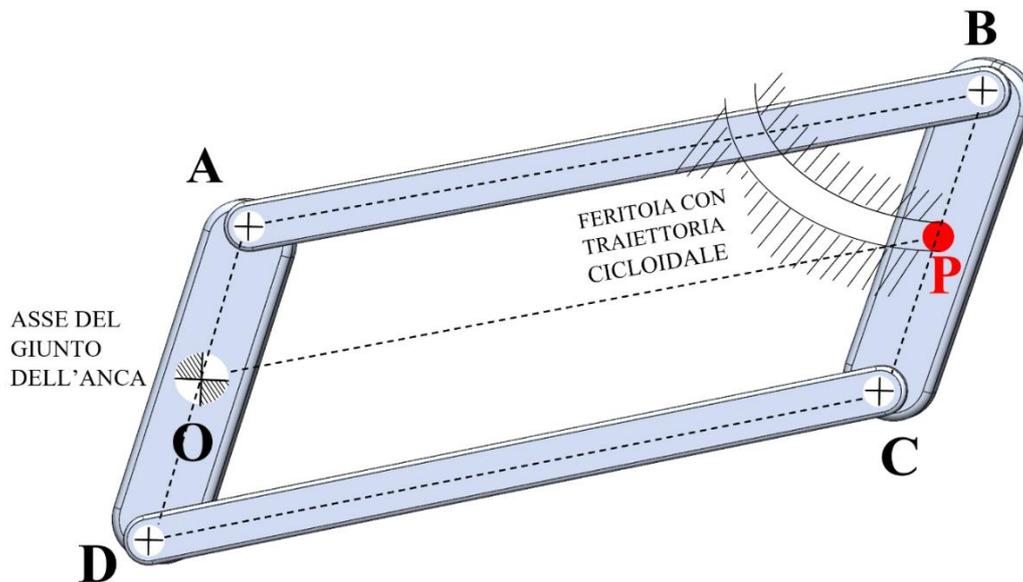


Figura 7.7: Schema equivalente del comportamento del meccanismo articolato quando l'operatore si flette imponendo una flessione ed il controllore impone al motore una legge cicloidale.

7.2 PROPOSTA COSTRUTTIVA PER LA LOGICA DI CONTROLLO DEI MOTORI ELETTRICI DEL GRUPPO DI AZIONAMENTO DELL'ESOSCHELETRO

Per rendere costruibile ed efficace la proposta di logica di controllo dell'esoscheletro esposta nel sotto capitolo 7.1 si è deciso di contattare l'Ing. Maurizio Porro chiedendogli di formulare una sua possibile soluzione per realizzare il sistema di controllo da un punto di vista hardware e software. È stato necessario chiedere il supporto di un esperto di elettronica perché studiando i componenti con cui costruire il sistema di controllo sono state evidenziate alcune criticità non risolvibili senza un'opportuna esperienza in materia. In particolare, la criticità più significativa riscontrata, riguarda i motori elettrici brushless dell'azienda Maxon, dimensionati in fase di progetto nella tesi [26] ed acquistati per l'ottima capacità di dissipare il calore e perché in grado di soddisfare la coppia richiesta dall'applicazione in esame nonostante il ridotto ingombro assiale. Durante questo elaborato di tesi sono stati studiati i motori elettrici brushless forniti dalla Maxon confrontandosi direttamente con l'azienda costruttrice, e sono stati evidenziati i seguenti aspetti interessanti.

1. Per un corretto funzionamento i motori devono essere integrati in una logica più ampia che prevede la presenza di un encoder assoluto montato all'interno del motore e di un driver fornito dalla stessa azienda costruttrice, non preventivati nella tesi [26] e al momento dell'acquisto.

2. L'encoder, da integrare all'interno del motore, non può più essere acquistato separatamente perché questo vorrebbe dire aprire la struttura saldata del motore danneggiandone il funzionamento.
3. Il driver prodotto dall'azienda Maxon che deve essere obbligatoriamente utilizzato per comandare correttamente i motori. Quest'ultimo, a differenza dell'encoder assoluto, può essere acquistato separatamente, però non è un comune driver di facile utilizzo, ma un dispositivo con un'elettronica evoluta che contiene al suo interno un microcontrollore non programmabile con delle proprie librerie ed un proprio software per realizzare controlli in posizione e velocità. Inoltre, il dispositivo funziona esclusivamente se è connesso ai sensori magnetici ad effetto Hall presenti sul motore elettrico e se è integrato in una logica di controllo più ampia dove è previsto un encoder che rileva la posizione angolare dell'albero del motore. Non essendo il driver programmabile e non contenendo nelle sue librerie predefinite la legge cicloidale da inviare come input di comando per il motore elettrico, non è possibile utilizzarlo nell'applicazione in esame se non come controllore slave comandato da un controllore master disposto a monte.

Proprio a causa delle precedenti problematiche è stato necessario avvalersi dell'assistenza dell'Ing. Maurizio Porro che dopo un attento studio ha formulato una proposta progettuale (ancora non messa in opera fisicamente) che si pone l'obiettivo di realizzare una logica di controllo completa per l'esoscheletro risolvendo le criticità riscontrate. La sua proposta può essere riassunta con il diagramma a blocchi riportato in figura 7.8.

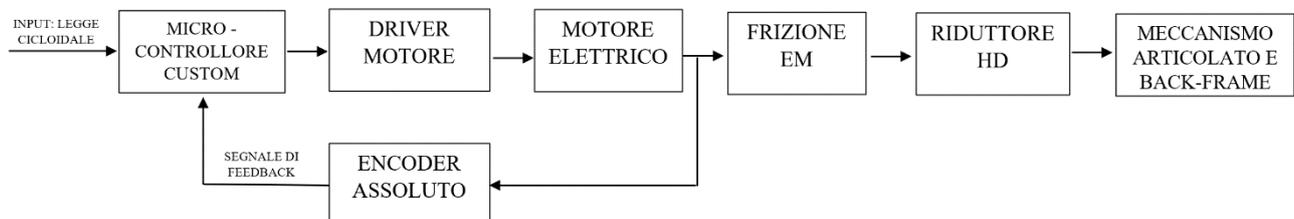


Figura 7.8: Soluzione costruttiva per realizzare la logica di controllo dell'esoscheletro.

Come si può osservare dalla figura 7.8 a monte del motore elettrico viene disposto il driver della casa costruttrice del motore ed un microcontrollore custom che verrà appositamente realizzato dall'Ingegnere su basetta millefori in modo che sia in grado di svolgere un controllo in posizione. Il microcontrollore interroga l'encoder assoluto acquisendo la posizione angolare da 0° a 360° misurata dal dispositivo e la confronta con il riferimento digitalizzato dell'input che è un segnale dinamico che varia con la legge cicloidale. Dal confronto tra i due segnali si ottiene un errore che viene trasmesso

al controllore PID presente all'interno del microcontrollore custom che a sua volta rielabora l'errore inviando il segnale di riferimento al driver della Maxon disposto a valle. Il PID è un sistema di controllore in retroazione costituito da un componente proporzionale, un integrativo ed un derivativo. In campo industriale questo controllore è molto comune perché è semplice da utilizzare visto che è sufficiente tarare tre parametri: il guadagno proporzionale, il guadagno integrativo ed il guadagno derivativo. Le tre parti del controllore PID ricevono il segnale di errore, ovvero la differenza tra il segnale di input e di feedback condizionati per essere tra loro confrontabili, e lo rielaborano. In particolare, la parte proporzionale del guadagno riduce il tempo in cui il segnale di feedback si avvicina al segnale di input, la parte integrativa azzerà l'errore a regime e la parte derivativa aumenta i margini di stabilità del sistema riducendo le sovra elongazioni del segnale di feedback. I guadagni del controllore PID, come anche altri parametri della logica di controllo che verranno definiti in fase costruttiva, non saranno imposti staticamente quando verrà realizzato il microcontrollore custom, ma saranno variabili dall'utente man mano che si svolgono prove sperimentali sull'esoscheletro. Infatti, è prevista l'integrazione di un'interfaccia seriale in grado di mettere in comunicazione il microcontrollore custom con un PC, in modo che i parametri di interesse del controllo siano configurabili e modificabili ogni volta che se ne ha la necessità.

Nella figura 7.9 viene riportata sottoforma di diagrammi a blocchi l'azione che svolge il microcontrollore custom disposto nella soluzione costruttiva della logica di controllo proposta in figura 7.8.

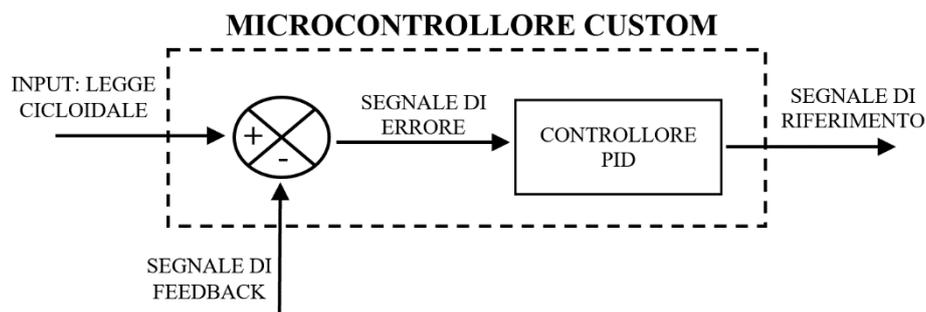


Figura 7.9: Ingrandimento del blocco del microcontrollore custom dotato di un controllore PID.

Il microcontrollore sarà dotato di una periferica in grado di permettere la comunicazione con il protocollo CANopen di cui è dotato il driver della Maxon, in questo modo sarà possibile inviare il segnale di comando senza alcun problema. Inoltre, il driver è dotato di un sistema che permette una limitazione in corrente e di conseguenza una limitazione della coppia prodotta dal motore. In questo modo, integrando questo dispositivo della Maxon con il microcontrollore custom sarà possibile realizzare un controllo in posizione con limitazione di coppia, come richiesto dalle specifiche di progetto.

Per un corretto funzionamento del sistema è necessario collegare i pin dei tre sensori magnetici ad effetto Hall presenti su ogni motore al driver perché, anche se non vengono integrati nella logica di controllo, sono indispensabili per l'accensione del motore elettrico.

L'encoder assoluto non potendo più essere integrato all'interno del motore, verrà disposto a valle del di quest'ultimo in modo tale che questo possa misurare la rotazione dell'albero motore ed in maniera indiretta l'inclinazione reale dell'operatore con indosso l'esoscheletro tenendo conto della presenza dal riduttore Harmonic Drive.

Visto che l'esoscheletro è dotato di due gruppi di azionamento che devono funzionare in modo sincrono sarà sufficiente dotare il sistema di un unico microcontrollore e di un unico encoder per registrare il segnale di feedback, però serviranno due driver distinti.

Nel progetto originale dell'esoscheletro si pensava di utilizzare un sensore giroscopico posizionato sulla struttura del back-frame in grado di misurare la velocità angolare e di conseguenza l'angolo di flessione, ma questa idea è stata considerata poco efficace dall'Ing. Porro visto che un encoder assoluto garantisce una maggior affidabilità alle basse velocità previste per l'applicazione in esame ed è indispensabile per il corretto funzionamento dei dispositivi della Maxon. In un secondo momento, una volta realizzata fisicamente questa proposta costruttiva, sarà possibile valutare di arricchire il sistema con un ulteriore segnale di feedback prodotto dal sensore giroscopico installato direttamente sul back-frame dell'esoscheletro.

Nella proposta della logica di controllo è anche presente un'interfaccia per l'utente opportunamente progettata, che permetterà all'operatore che indossa l'esoscheletro di impostare quale angolo di flessione vuole raggiungere in modo che il microcontrollore possa comandare il sistema per aiutarlo a raggiungere tale valore. Questo aspetto è molto importante perché l'esoscheletro è progettato meccanicamente per raggiungere un angolo massimo di flessione pari a 70° rispetto al giunto dell'anca, ma non è detto che l'operatore voglia raggiungere sempre questo valore angolare.

All'interno dell'interfaccia disponibile per l'utente sarà anche possibile, mediante l'utilizzo di un semplice pulsante, disaccoppiare la frizione elettromagnetica interrompendo la trasmissione del moto dai motori elettrici al back-frame.

Nella figura 7.10 viene riportato un flow-chart che serve per visualizzare la logica di controllo dal punto di vista dell'utente, ovvero di colui che indosserà l'esoscheletro, per evidenziare come potrà interfacciarsi con il dispositivo elettro-meccanico.

Infine, la struttura della logica di controllo sarà dotata di schede per l'acquisizione di dati della National Instruments in modo da rilevare delle grandezze utili da rielaborare su MatLab per studiare il comportamento dell'esoscheletro e valutarne il corretto funzionamento.

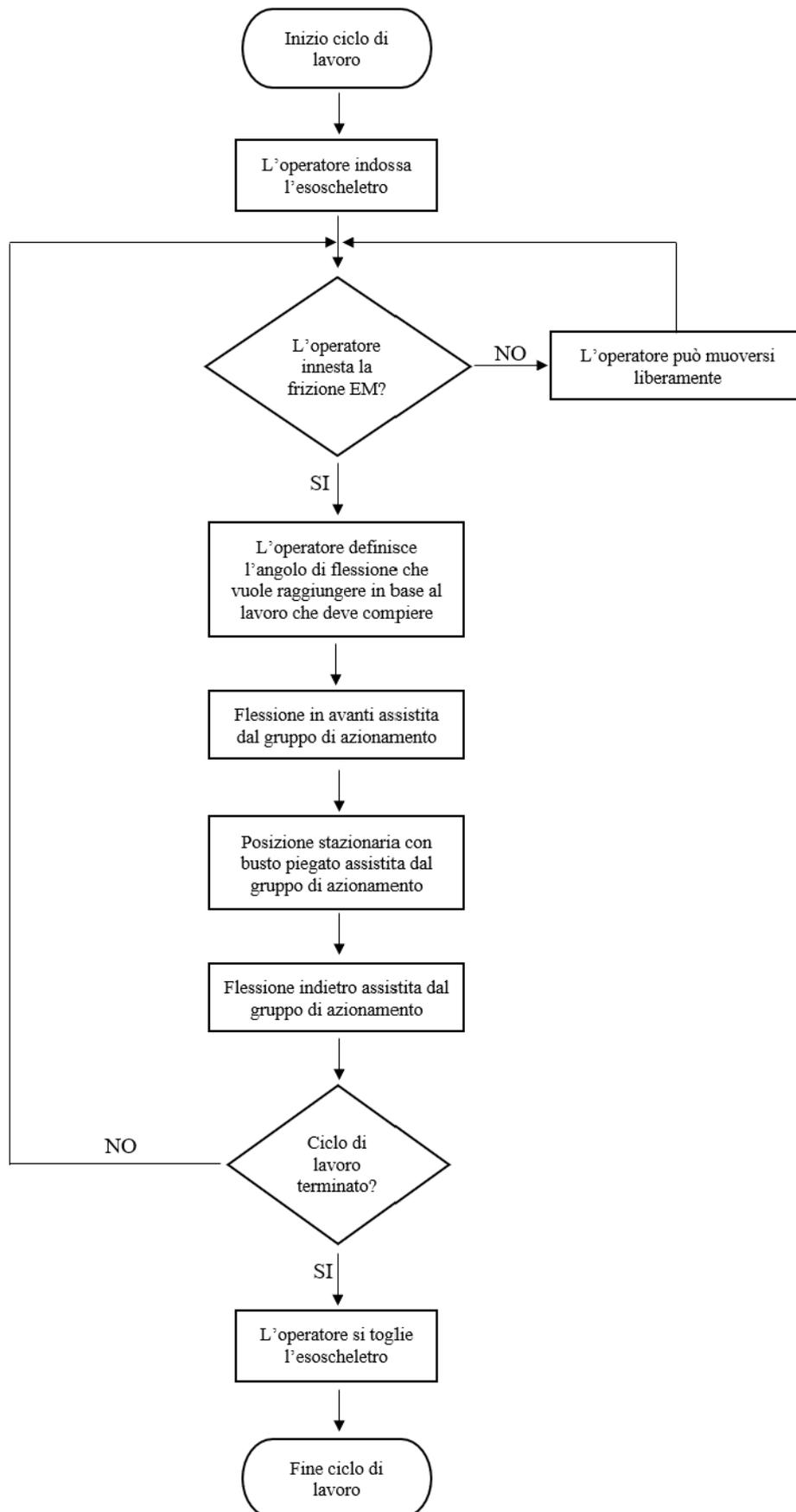


Figura 7.10: Flow-chart per visualizzare la logica di controllo dal punto di vista dell'utente, evidenziando le sue possibilità di interfacciarsi con l'esoscheletro.

CAPITOLO 8: BANCO PROVA ESOSCHELETRI

In questo capitolo viene presentato il banco prova esoscheletri ad attuazione pneumatica presente nei laboratori del DIMEAS illustrandone le caratteristiche costruttive ed una possibile logica di controllo. Lo scopo per cui è stato progettato il banco prova è quello di testare gli esoscheletri posturali ad uso industriale, andando a simulare i movimenti che gli operatori con indosso i dispositivi sotto esame compiono mentre lavorano. In particolare, i movimenti che si vogliono riprodurre sono quelli relativi alla flessione in avanti del busto rispetto all'asse del giunto dell'anca, alla sosta a busto piegato ed alla flessione indietro per ritornare in posizione eretta.

All'interno del capitolo, dopo una prima spiegazione della struttura e del sistema di attuazione pneumatico del banco prova, viene proposta una soluzione progettuale per montare l'esoscheletro ad azionamento elettrico sul banco, visto che quest'ultimo è stato sviluppato per eseguire simulazioni su un esoscheletro ad azionamento pneumatico, sempre progettato nei laboratori del DIMEAS ed illustrato nell'elaborato di tesi [25].

In seguito, vengono svolti anche due studi per valutare il corretto funzionamento del banco in situazioni e configurazioni non previste inizialmente. Il primo studio consiste nell'accertarsi che i cilindri pneumatici installati sul banco prova siano in grado di simulare i movimenti dell'operatore in un tempo minore rispetto a quello ipotizzato originariamente, mentre il secondo serve per accertarsi che l'esoscheletro ad azionamento elettrico oltre ad essere montabile sul banco sia anche testabile dal sistema di attuazione pneumatico già presente.

Nella parte conclusiva del capitolo viene formulata una proposta di logica di controllo per eseguire un ciclo completo di lavoro del banco prova, sulla base della quale, nel capitolo 9, viene sviluppato il circuito pneumatico e vengono dimensionate le valvole con cui comandare i cilindri pneumatici.

Nella figura 8.1 è riportata una fotografia del banco prova presente nei laboratori del DIMEAS, dove è possibile visualizzare la struttura in alluminio del banco e i tre attuatori pneumatici installati.



Figura 8.1: Fotografia del banco prova esoscheletri presente nei laboratori del DIMEAS.

8.1 PRESENTAZIONE BANCO PROVA ESOSCHELETRI

Il banco prova esoscheletri presente nei laboratori del DIMEAS è un progetto sviluppato nell'elaborato di tesi [2] e costruito nell'ultimo anno, durante il quale sono state apportate alcune modifiche ed ottimizzazioni.

Lo scopo per cui è stato progettato il banco prova è quello di simulare i movimenti di un operatore in ambito industriale, appartenente al 95 percentile della popolazione italiana, in modo tale da poter testare degli esoscheletri posturali prima di farli indossare agli esseri umani. I movimenti che il banco deve emulare sono la flessione in avanti del tronco rispetto all'asse del giunto dell'anca, la sosta con busto piegato e la flessione indietro per tornare in posizione eretta.

La struttura è costituita da profilati in alluminio prodotti dall'azienda Meccania. Questi prodotti permettono di realizzare facilmente dei prototipi altamente personalizzabili e con ingombri e pesi limitati. Infatti, con questi articoli commerciali è stato possibile ottenere un banco di dimensioni molte ridotte pari a: 1320 mm di lunghezza, 477 mm di larghezza e 1210 mm di altezza.

Il banco prova in alluminio è vincolato a quattro basamenti che servono per posizionare il sistema a terra garantendo così un'ottima stabilità durante l'esecuzione delle simulazioni.

Al centro della struttura sono presenti le parti che simulano il bacino ed il tronco dell'operatore. Il bacino è riprodotto da una traversa in alluminio disposta tra due cerniere che fungono da assi di rotazione, mentre il tronco è rappresentato da una struttura di più profilati connessi tra loro. La cerniera inferiore simula l'asse del giunto dell'anca, mentre la cerniera superiore l'asse del giunto lombo-sacrale. Queste due sono fondamentali per la movimentazione del banco prova che deve poter simulare un operatore che compie una rotazione massima di 70° rispetto all'asse del giunto dell'anca. La presenza della cerniera che simula l'asse del giunto lombo-sacrale permette una maggior precisione nei movimenti, visto che una flessione corretta di 70° è costituita da una prima flessione di bacino e tronco di 20° rispetto all'asse dell'anca ed un'ulteriore flessione di 50° del solo tronco rispetto all'asse lombo-sacrale

Nella figura 8.2 è riportata un'immagine del banco prova, dove sono indicati gli elementi più significativi per la movimentazione del sistema e per la simulazione della struttura corporea umana.

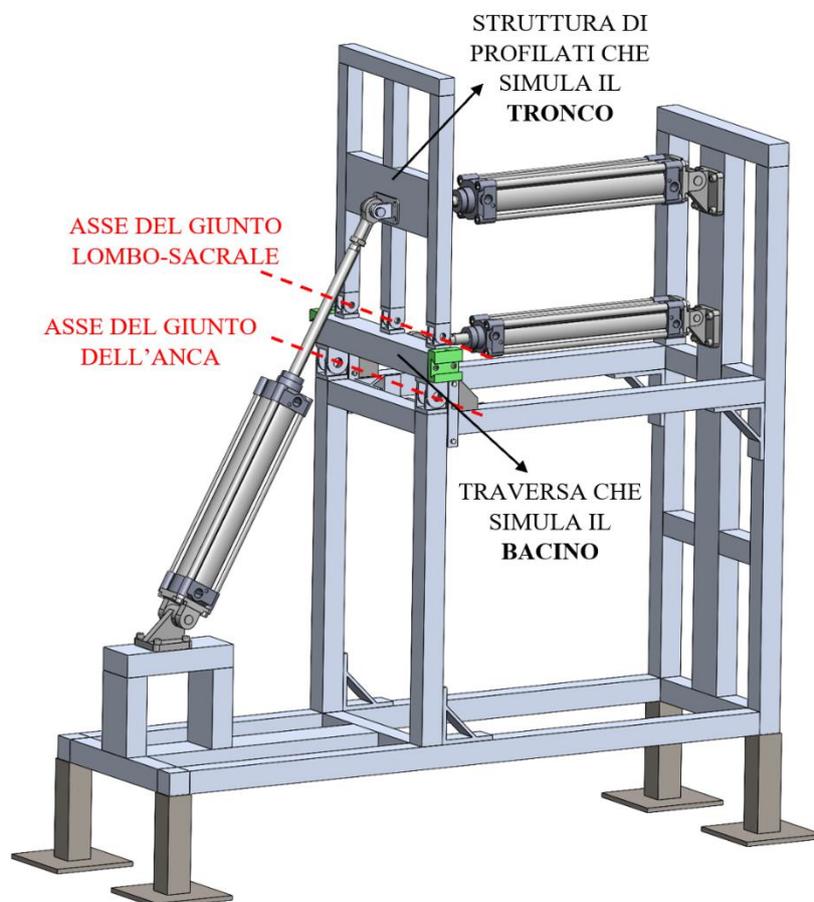


Figura 8.2: Banco prova esoscheletri con evidenziati gli elementi che simulano il corpo umano.

Il banco prova è dotato di elementi aggiuntivi a forma di squadra, installati tra i profilati di alluminio, con l'obiettivo di aumentare la resistenza del sistema. Inoltre, dietro la cerniera del giunto d'anca si trovano due elementi in polizene che permettono di mantenere la struttura centrale in posizione eretta quando il sistema non è funzionante, evitando che si fletta verso il lato in cui si trovano i due attuatori disposti orizzontalmente in figura 8.2.

Sul banco prova è presente un sistema di attuazione costituito da tre cilindri pneumatici a doppio effetto della serie ISO 15552 prodotti dall'azienda Metal Work. Nella figura 8.3 è possibile osservare il posizionamento di tali attuatori sul banco prova esoscheletri, mentre nella tabella 8.1 sono riportate le caratteristiche principali fornite dalla casa costruttrice. La nomenclatura dei cilindri utilizzata nella figura 8.3 verrà riproposta in tutto l'elaborato di tesi.

Un aspetto sicuramente molto importante, che verrà preso in considerazione nel capitolo 9, dove verranno dimensionate le valvole per comanda i cilindri pneumatici, è la pressione massima di esercizio pari a 10 *bar* che non deve mai essere superata per evitare malfunzionamenti del sistema. I cilindri pneumatici sono stati scelti dal catalogo del costruttore in base alle forze di spinta e trazione richieste per poter simulare efficacemente la flessione dell'operatore e testare gli esoscheletri posturali. Nell'appendice C dell'elaborato di tesi [33] sono riportati i calcoli che sono stati eseguiti in fase di dimensionamento ed i risultati ottenuti.

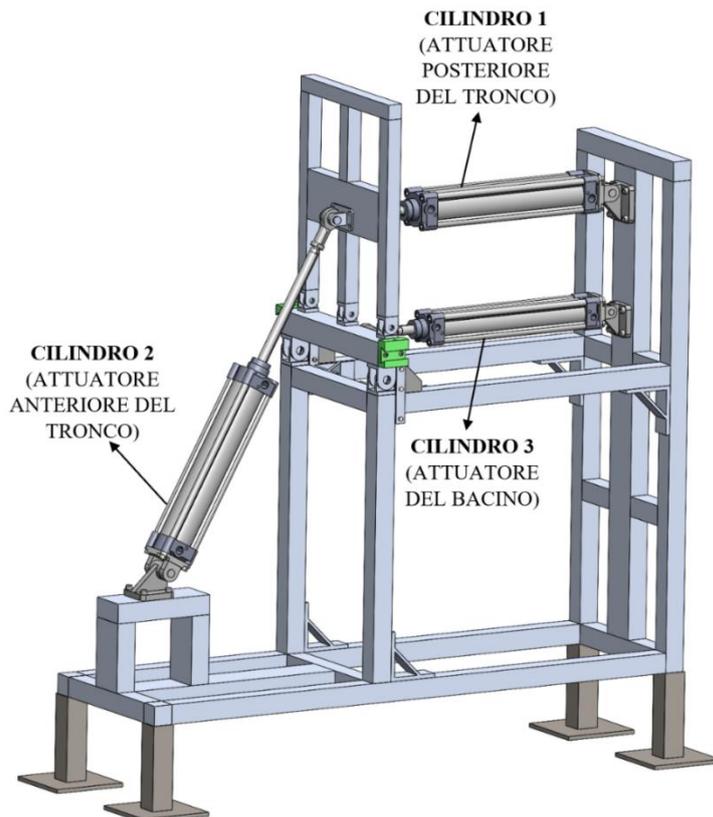


Figura 8.3: Banco prova esoscheletri con evidenziati i cilindri pneumatici che permettono la movimentazione del sistema.

CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DEI CILINDRI PNEUMATICI PRESENTI SUL BANCO PROVA ESOSCHELETRI	
CILINDRO PNEUMATICO 1	
Alesaggio [mm]	63
Diametro asta [mm]	20
Corsa massima [mm]	280
Pressione massima di esercizio [bar]	10
CILINDRO PNEUMATICO 2	
Alesaggio [mm]	63
Diametro asta [mm]	20
Corsa massima [mm]	280
Pressione massima di esercizio [bar]	10
CILINDRO PNEUMATICO 3	
Alesaggio [mm]	50
Diametro asta [mm]	20
Corsa massima [mm]	280
Pressione massima di esercizio [bar]	10

Tabella 8.1: Caratteristiche costruttive dei cilindri pneumatici installati sul banco prova.

Tutti e tre gli attuatori sono costruiti per raggiungere una pressione massima pari a 10 bar, ma per una questione di sicurezza il banco prova è stato pensato per essere utilizzato ad una pressione di 6 bar relativi. Di seguito sono indicate le funzioni dei singoli cilindri.

- **Cilindro 1:** è collegato alla struttura di profilati in alluminio del banco prova che riproduce il tronco del corpo umano e serve per simulare la presenza ed il peso corporeo dell'operatore che indossa l'esoscheletro.
- **Cilindro 2:** è collegato alla traversa del banco prova che riproduce il tronco dell'operatore e serve per contrastare il cilindro 1, esercitando il 70% della coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione. La restante quota di coppia pari 30% verrà fornita dal gruppo di azionamento dell'esoscheletro montato sul banco prova.
- **Cilindro 3:** è collegato alla traversa che simula il bacino umano e serve per approssimare meglio il movimento di flessione del busto che, come evidenziato in precedenza, comporta rotazioni sia rispetto all'asse del giunto dell'anca sia rispetto all'asse del giunto lombo-sacrale.

8.2 AGGANCIO PELVICO PER MONTARE L'ESOSCHELETRO ELETTRICO SUL BANCO PROVA

8.2.1 SITUAZIONE ATTUALE

Il banco prova è stato progettato con l'obiettivo di poter montare e testare l'esoscheletro ad azionamento pneumatico già costruito all'interno dei laboratori del DIMEAS [25], con la possibilità di integrare, in un secondo momento, l'esoscheletro ad azionamento elettrico. Per questo motivo sul banco prova è già presente un sistema ad aggancio pelvico a coda di rondine con cui montare l'esoscheletro pneumatico. L'aggancio è costituito da un componente "femmina" in polizene verde già presente sul banco ed un componente "maschio" montato sull'esoscheletro. Nella figura 8.4 viene riportato l'esoscheletro ad azionamento pneumatico a sinistra ed il banco prova a destra, evidenziando l'aggancio pelvico a coda di rondine.

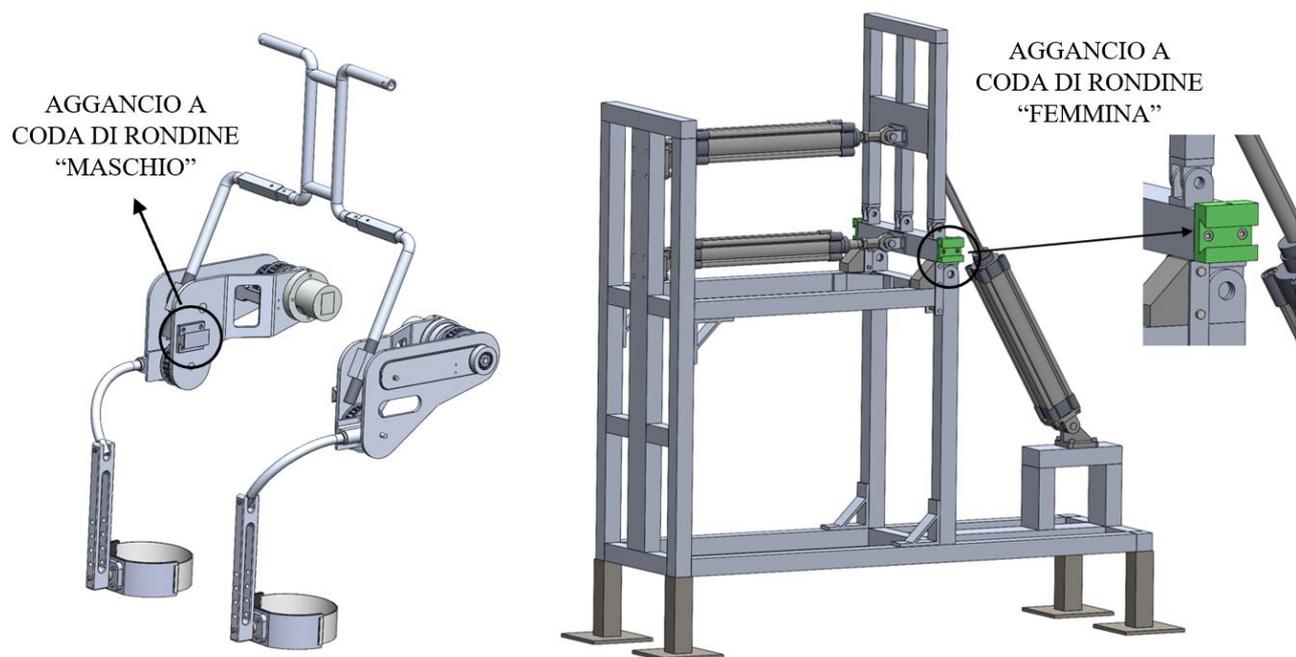


Figura 8.4: Esoscheletro pneumatico [25] e banco prova con evidenziato l'aggancio pelvico a coda di rondine necessario a montare l'esoscheletro ad azionamento pneumatico.

8.2.2 NUOVO PROGETTO

Per garantire una corretta trasmissione del moto tra il banco prova e l'esoscheletro è necessario avere un allineamento perfetto tra l'asse motrice dell'esoscheletro e l'asse della cerniera inferiore del banco che simula il giunto dell'anca. Questo aspetto, utilizzando l'aggancio a coda di rondine già costruito,

è garantito per l'esoscheletro ad azionamento pneumatico per il quale è stato progettato il banco, ma non lo è per quello ad azionamento elettrico. Infatti, per avere la coassialità richiesta, l'aggancio a coda di rondine "femmina" è stato fissato sul banco prova sopra la cerniera che simula il giunto dell'anca in modo tale che l'asse motrice dell'esoscheletro ad azionamento pneumatico coincidesse con l'asse del giunto dell'anca del banco. Questa coassialità non può verificarsi anche con l'esoscheletro ad azionamento elettrico perché a differenza di quello pneumatico l'asse del gruppo motore è già coincidente con l'asse dell'anca, e quindi l'aggancio a coda di rondine "femmina" dovrebbe essere posizionato sulla cerniera del banco prova e non sopra. Di conseguenza, in questo elaborato di tesi, viene dimensionato un supporto che permetta di collegare il componente a coda di rondine "femmina" del banco all'esoscheletro elettrico, permettendo di avere coassialità tra l'asse del gruppo di azionamento e l'asse della cerniera che simula il giunto dell'anca.

Nella figura 8.5 viene riportato l'esoscheletro ad azionamento elettrico, mentre nella figura 8.6 è visibile il banco prova sul quale è montato, oltre all'aggancio pelvico a coda di rondine "femmina", il supporto ed il gruppo di azionamento dell'esoscheletro (per rendere più visibile l'aggancio pelvico non viene rappresentata la restante parte dell'esoscheletro).

Nella figura 8.7 viene riportato un esploso dell'aggancio pelvico, dove è possibile visualizzare il supporto con coda di rondine "maschio" e il pezzo con coda di rondine "femmina" già presente sul banco prova nei laboratori del DIMEAS.

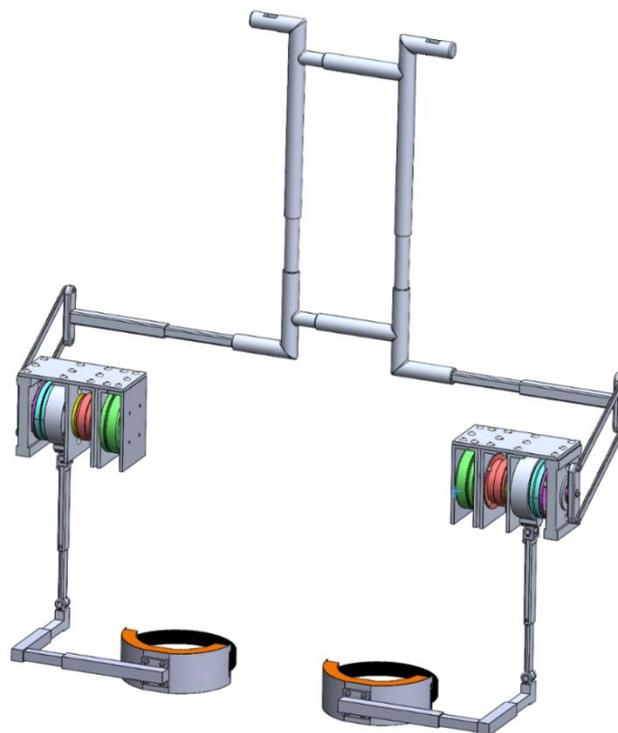


Figura 8.5: Immagine virtuale dell'esoscheletro ad azionamento elettrico da montare sul banco prova.

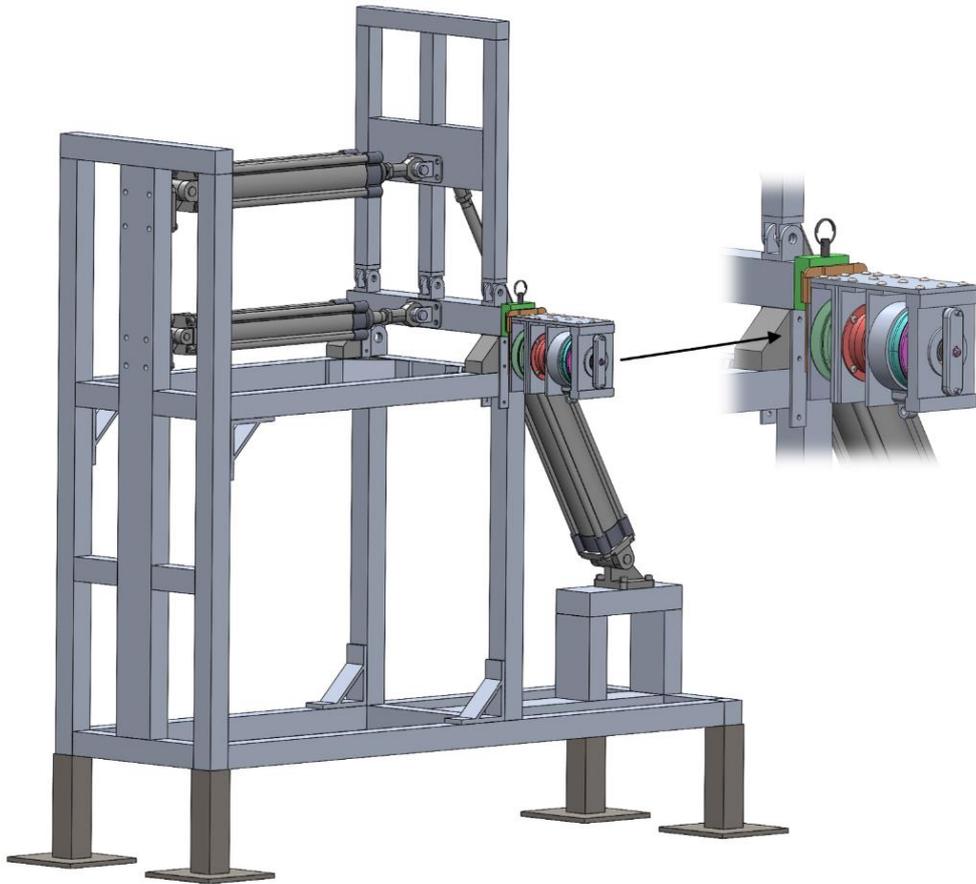


Figura 8.6: Banco prova con l'implementazione di uno dei due agganci pelvici collegato al gruppo di azionamento elettrico dell'esoscheletro.

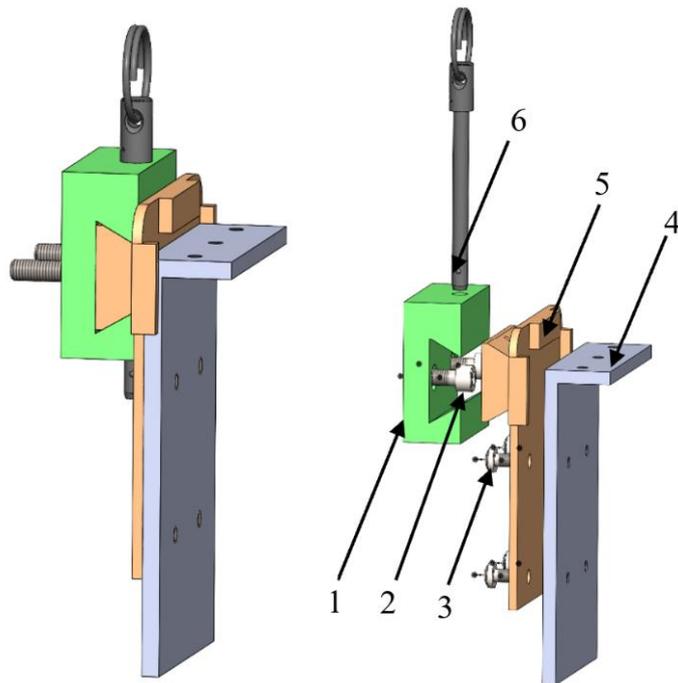


Figura 8.7: Esploso del progetto dell'aggancio pelvico per il banco prova esoscheletri.

Nell'appendice B sono riportate le messe in tavola di tutti i componenti, mentre nella tabella 8.2 è presente un riassunto dei pezzi da costruire o modificare per realizzare il progetto dell'aggancio pelvico per banco prova per l'esoscheletro ad azionamento elettrico (la colonna "quantità" si riferisce sia all'aggancio pelvico destro sia al sinistro).

COMPONENTI DA COSTRUIRE O MODIFICA PER AGGANCI PELVICI PER BANCO PROVA			
N° in figura	Componente	Materiale	Quantità
1	Aggancio pelvico a coda di rondine "femmina" (pezzo già presente sul banco prova)	Alluminio	2
2	Viti ISO 4762 M6x20mm	Acciaio	4
3	Viti ISO 7380 M5x8mm	Acciaio	8
4	Piastra esterna del gruppo azionamento lato operatore (pezzo da modificare)	Alluminio	2
5	Supporto con coda di rondine "maschio" (pezzo da costruire)	Alluminio	2
6	Perno a sgancio rapido (componente commerciale)	Acciaio	2

Tabella 8.2: Componenti da costruire o modificare per il progetto degli agganci pelvici per banco prova.

Come si può osservare dalla tabella 8.2, il progetto dell'aggancio pelvico per il banco prova è economico e poco dispendioso perché richiede un numero limitato di lavorazioni e, soprattutto, non richiede ulteriori modifiche al gruppo di azionamento, oltre ai quattro fori filettati già utilizzati per l'aggancio pelvico per persona illustrato nel capitolo 6. Infatti, l'unico pezzo che è necessario costruire è il supporto a coda di rondine "maschio" (pezzo arancione in figura 8.7) visto che il componente "femmina" (pezzo verde in figura 8.7) è già presente sul banco prova.

Il supporto è dotato di un'estremità a coda di rondine che viene inserita nella cavità del pezzo "femmina" e viene vincolata utilizzando un perno commerciale a sgancio rapido per evitare scorrimenti. Inoltre, il supporto è dotato di tre rilievi, uno superiore e due laterali, che servono a centrare le piastre del gruppo di azionamento dell'esoscheletro per assicurare che l'asse motrice sia perfettamente allineato con l'asse della cerniera del giunto dell'anca del banco prova. Il supporto viene fissato con quattro viti ISO 7380 M5x8mm alla piastra più esterna del gruppo di azionamento (lato motore elettrico) utilizzando gli stessi fori filettati necessari per l'aggancio pelvico per persona (sotto capitolo 6.2), in modo tale da non dover eseguire ulteriori lavorazioni o modifiche. Essendo il pezzo non simmetrico, i due supporti da costruire saranno leggermente diversi perché bisognerà

specchiare la posizione della coda di rondine rispetto alle estremità del pezzo, in modo da poter utilizzare il componente su entrambi i lati del banco prova.

Essendo la parte “femmina” dell’aggancio pelvico in polizene non c’è il rischio che si vengano a formare le microsaldature tipiche dell’alluminio una volta che il componente viene accoppiato con il supporto in alluminio.

8.3 STUDIO DELLA FLESSIONE POSTURALE DEL TRONCO DELL’OPERATORE SIMULATA DAL BANCO PROVA

La scelta dei cilindri pneumatici da installare sul banco prova è strettamente legata al calcolo della coppia muscolare massima richiesta all’operatore per compiere una rotazione massima di 70° in avanti rispetto all’asse del giunto dell’anca.

Il valore di tale coppia, ricavato in fase di dimensionamento dell’esoscheletro ad azionamento pneumatico, è pari a $266 Nm$, ed è ottenuto considerando l’operatore che indosserà il dispositivo appartenente al 95 percentile della popolazione italiana ed assumendo che per compiere una rotazione di 70° del tronco in avanti si impieghino *3 secondi* (informazione ricavata da prove sperimentali svolte internamente ai laboratori del DIMEAS). Con questo valore di coppia massima si è proceduto con il dimensionamento dell’esoscheletro ad azionamento pneumatico e degli attuatori del banco prova.

In questo sotto capitolo, viene eseguito uno studio sui cilindri pneumatici per assicurarsi che il banco prova sia in grado di simulare la flessione del busto umano anche in un tempo inferiore ai *3 secondi*. Questo controllo si è dimostrato necessario perché da alcune prove sperimentali, sempre condotte nei laboratori del DIMEAS e riportate nell’elaborato di tesi [1], è stato riscontrato che il tempo medio per flettere il busto da 0° a 70° è inferiore a *3 secondi* ed è pari a circa *1,9 secondi*. Aver dimensionato i cilindri pneumatici del banco per svolgere una flessione in un tempo maggiore ad *1,9 secondi*, potrebbe creare delle criticità durante l’utilizzo sperimentale del banco prova, perché si rischierebbe di non eseguire una simulazione realistica ed efficace. Di conseguenza, si è rivelato necessario verificare che i cilindri pneumatici presenti sul banco siano in grado di compiere una flessione del tronco di 70° in avanti rispetto alla verticale dell’asse del giunto dell’anca non solo in un tempo pari a *3 secondi*, ma anche pari a *1,9 secondi*.

Partendo dal valore dell’angolo massimo di flessione (70°), dal tempo necessario per raggiungerlo (*1,9 secondi*), e sapendo che la legge che approssima meglio la rotazione del tronco rispetto al giunto

dell'anca è la legge cicloidale, viene ricavata l'accelerazione angolare massima e la coppia massima muscolare richiesta all'operatore per compiere la rotazione. Nella figura 8.8 è riportato il diagramma di corpo libero e l'equazione matematica utilizzata per il calcolo della coppia muscolare richiesta.

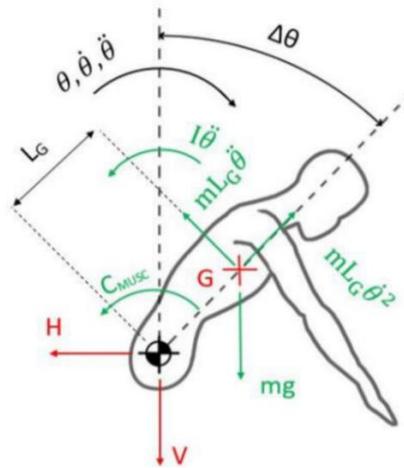


Figura 8.8: Diagramma di corpo libero raffigurante la flessione in avanti del busto di un operatore. [25]

$$C_{MUSC} = mgL_G \sin(\theta) - (I + mL_G^2)\ddot{\theta}$$

Di seguito, sono riportati i parametri presenti all'interno dell'equazione della coppia muscolare ed i rispettivi valori considerando i dati statistici del 95 percentile della popolazione maschile italiana, espressi nella normativa ISO 7250 [22] e riportati nell'elaborato di tesi [25].

- C_{MUSC} [Nm]: coppia muscolare richiesta all'operatore in funzione dell'angolo di rotazione del busto.
- m [kg]: massa del tronco (assunta pari a 57 kg considerando il 95 percentile della popolazione italiana maschile).
- g [m/s²]: accelerazione di gravità (assunta pari a 9,81 m/s²).
- L_G [m]: distanza tra il giunto dell'anca ed il baricentro del tronco umano (assunta pari a 0,5 m considerando il 95 percentile della popolazione italiana maschile).
- θ [rad]: posizione angolare espressa dalla legge cicloidale.
- I [kgm²]: momento di inerzia del tronco (il parametro $I + mL_G^2$ è stato assunto pari a 7,7 kgm² considerando il 95 percentile della popolazione italiana maschile).
- $\ddot{\theta}$ [rad/s²]: accelerazione angolare espressa dalla legge cicloidale.

Calcolata la coppia muscolare massima richiesta viene ripercorso il dimensionamento dei cilindri pneumatici svolto nell'appendice C dell'elaborato di tesi [33], con l'obiettivo di ricavare le forze massime di spinta richieste ai tre attuatori anche quando il tempo di flessione è pari a 1,9 secondi. Per ottenere risultati confrontabili con quelli già ottenuti negli elaborati precedenti, non sono stati

modificati i parametri geometrici e le ipotesi di lavoro precedentemente formulare, ma soltanto i valori della coppia muscolare e dell'accelerazione massima.

Nella tabella 8.3 è riportato il confronto tra i risultati relativi ad un tempo di flessione di 3 secondi, ottenuti in fase di dimensionamento del banco prova, ed un tempo di 1,9 secondi, ottenuti in questo elaborato di tesi. Mentre nella figura 8.9 sono riportati quattro grafici prodotti con MatLab che permettono di visualizzare come varia lo spostamento angolare, la velocità angolare, l'accelerazione angolare e la coppia muscolare quando si compie una rotazione di 70° attorno all'anca in 3 secondi (grafici di sinistra) o in 1,9 secondi (grafici di destra).

FLESSIONE DEL BUSTO IN TEMPI DIFFERENTI		
Tempo per compiere la flessione del tronco	3 secondi	1,9 secondi
Angolo massima flessione tronco θ [°]	70	70
Accelerazione angolare massima $\ddot{\theta}$ [rad/s ²]	-0,85	-2,13
Coppia muscolare massima C_{MUSC} [Nm]	266	273
Legge del moto per approssimare la flessione	Cicloidale	Cicloidale
Forza massima di spinta richiesta al cilindro 1 [N]	1797,30	1844,60
Forza massima di spinta richiesta al cilindro 2 [N]	670,10	688,85

Tabella 8.3: Confronto della coppia muscolare richiesta all'operatore e della forza richiesta ai cilindri pneumatici del banco prova per compiere una rotazione di 70° del busto in 3 secondi o in 1,9 secondi.

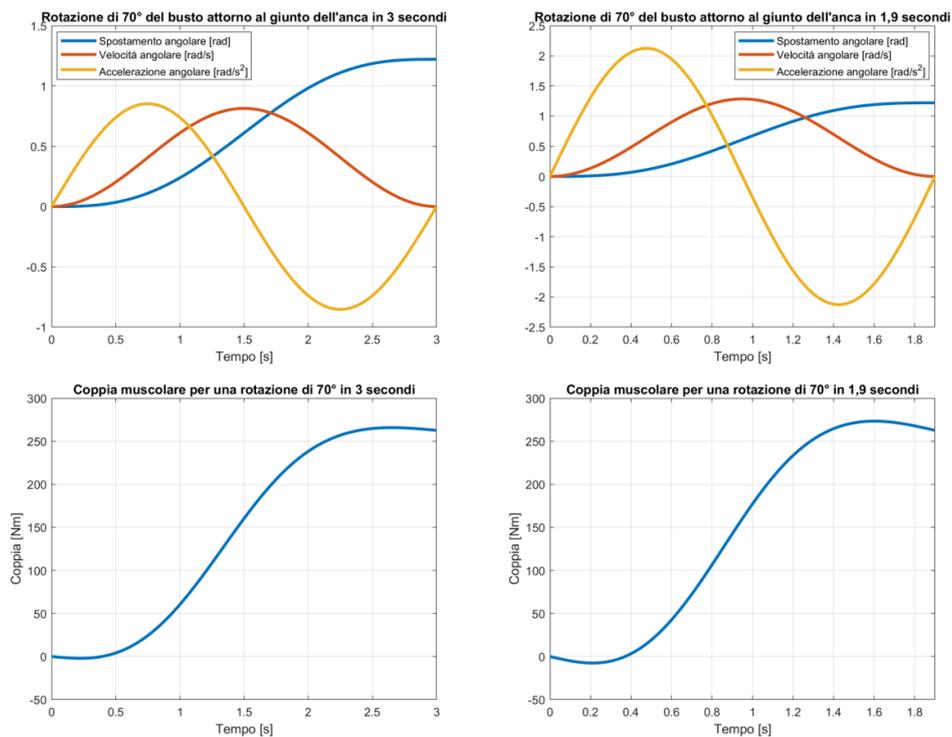


Figura 8.9: Confronto tra lo spostamento angolare, la velocità angolare, l'accelerazione angolare e la coppia muscolare per compiere una rotazione di 70° del busto in 3 secondi o in 1,9 secondi.

Dalla tabella 8.3 è possibile osservare che le forze richieste ai cilindri pneumatici sono leggermente aumentate passando da un tempo di flessione pari a 3 secondi ad uno pari a 1,9 secondi, per questo motivo è necessario verificare che i cilindri presenti sul banco prova siano in grado di soddisfarle. Nella tabella 8.4 è riportata un'immagine ricavata dal “Manuale di pneumatica – III edizione” di Guido Belforte [21] dove sono indicate le forze teoriche esercitabili dagli attuatori pneumatici in funzione dell'alesaggio e della pressione di esercizio.

Tabella 15.1 – Forze teoriche sviluppate in cilindri pneumatici.

Alesaggio cilindro d [mm]	Diametro asta d _a [mm]	Moto	Area utile [cm ²]	Forza in spinta e tiro in daN in funzione della pressione di esercizio in bar									
				1 bar	2 bar	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar	8 bar	9 bar	10 bar
12	4	spinta	1,13	1,1	2,3	3,4	4,5	5,7	6,8	7,9	9,0	10,2	11,3
		trazione	1,00	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
16	6	spinta	2,01	2,0	4,0	6,0	8,0	10,1	12,1	14,1	16,1	18,1	20,1
		trazione	1,73	1,7	3,5	5,2	6,9	8,7	10,4	12,1	13,8	15,6	17,3
20	8	spinta	3,14	3,1	6,3	9,4	12,6	15,7	18,8	22,0	25,2	28,2	31,4
		trazione	2,64	2,6	5,3	7,9	10,6	13,2	15,8	18,5	21,2	23,8	26,4
25	12	spinta	4,91	4,9	9,8	14,7	19,6	24,5	29,4	34,3	39,2	44,1	49,0
		trazione	3,78	3,8	7,6	11,4	15,2	19,0	22,8	26,6	30,4	34,2	38,0
32	12	spinta	8,04	8,0	16,0	24,0	32,0	40,0	48,0	56,0	64,0	72,0	80,0
		trazione	6,91	6,9	13,8	20,7	27,6	34,5	41,4	48,3	55,2	62,1	69,0
40	16	spinta	12,56	12,6	25,2	37,8	50,4	63,0	75,6	88,2	100,8	113,4	126,0
		trazione	10,55	10,6	21,2	31,8	42,4	53,0	63,6	74,2	84,2	95,4	106,0
50	20	spinta	19,63	20,0	39,0	59,0	78,0	98,0	118,0	137,0	157,0	176,0	196,0
		trazione	16,49	17,0	33,0	50,0	66,0	83,0	99,0	116,0	132,0	149,0	165,0
63	20	spinta	31,16	31,0	62,0	94,0	125,0	156,0	187,0	218,0	250,0	281,0	312,0
		trazione	28,02	28,0	56,0	84,0	112,0	140,0	168,0	196,0	224,0	252,0	280,0
80	25	spinta	50,24	50,0	100,0	151,0	201,0	251,0	301,0	351,0	402,0	452,0	502,0
		trazione	45,36	45,0	91,0	136,0	181,0	227,0	272,0	317,0	362,0	408,0	453,0
100	32	spinta	78,54	79,0	157,0	236,0	314,0	393,0	471,0	550,0	628,0	707,0	785,0
		trazione	70,49	71,0	141,0	222,0	282,0	353,0	423,0	494,0	564,0	635,0	705,0
125	32	spinta	122,66	123,0	245,0	368,0	491,0	614,0	736,0	859,0	982,0	1104,0	1227,0
		trazione	114,67	115,0	229,0	344,0	458,0	573,0	688,0	802,0	917,0	1031,0	1146,0
160	40	spinta	201,06	201,0	402,0	603,0	804,0	1005,0	1206,0	1407,0	1608,0	1809,0	2010,0
		trazione	188,49	189,0	377,0	565,0	754,0	942,0	1130,0	1319,0	1507,0	1696,0	1885,0
200	40	spinta	314,15	314,0	628,0	943,0	1257,0	1571,0	1885,0	2199,0	2514,0	2828,0	3142,0
		trazione	301,59	302,0	603,0	905,0	1206,0	1508,0	1810,0	2111,0	2413,0	2714,0	3016,0

Tabella 8.4: Forze teoriche sviluppate dai cilindri pneumatici in funzione dell'alesaggio e della pressione di esercizio. [21]

Sapendo che la pressione di esercizio a cui si vuole far lavorare il banco prova è di 6 bar relativi, si può osservare dalla tabella 8.4 che la forza di spinta teorica che può essere esercitata da un cilindro pneumatico di alesaggio pari a 63 mm (come i cilindri 1 e 2 del banco prova) è di 1870 N. Essendo questa maggiore delle forze richieste ai cilindri 1 e 2 (tabella 8.3) è possibile affermare che il banco prova è in grado di soddisfare sia il caso di flessione in 3 secondi sia in 1,9 secondi.

Un aspetto da evidenziare riguarda il fatto che le forze indicate nella tabella 8.4 sono teoriche e non tengono conto della presenza di attriti che tipicamente per cilindri in buone condizioni operative

incidono nell'ordine del 5-10% sulla forza di spinta teorica. Se si tenesse in considerazione la presenza degli attriti, la forza richiesta al cilindro 1 non sarebbe più garantita dall'attuatore installato sul banco di alesaggio pari a 63 mm quando la pressione di esercizio è pari a 6 bar. Questa criticità però, era già stata riscontrata in fase di dimensionamento e scelta degli attuatori considerando un tempo di flessione pari a 3 secondi, ed era stata superata prevedendo, se necessario, di alimentare il cilindro con una pressione leggermente superiore ai 6 bar relativi, visto che comunque l'attuatore è in grado di lavorare correttamente fino ad una pressione massima di 10 bar relativi.

Il cilindro 2, installato sul banco, anche in presenza di attriti notevoli non mostra alcun tipo di criticità ed è in grado di soddisfare la forza richiesta per l'applicazione in esame.

La verifica svolta in questo capitolo, che ha dato risultati positivi, non viene sviluppata per il cilindro 3 perché quest'ultimo è stato scelto indirettamente con l'obiettivo di assecondare gli altri attuatori, spostando la traversa del banco prova che simula il bacino dell'operatore per riprodurre un corretto movimento del corpo umano.

8.4 VERIFICA PER POTER TESTARE SUL BANCO PROVA L'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO

In questo sotto capitolo viene verificata la possibilità di testare con simulazioni controllate l'esoscheletro ad azionamento elettrico, la cui immagine è riportata in figura 8.10, sul banco prova.

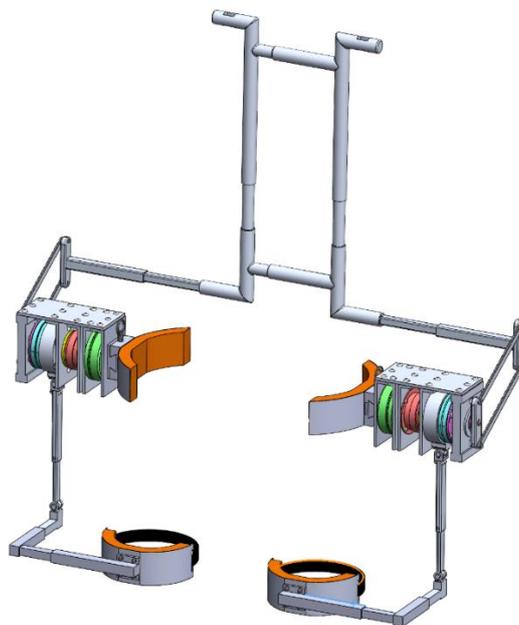


Figura 8.10: Immagine virtuale dell'esoscheletro posturale ad azionamento elettrico.

Come detto in precedenza, il banco è stato dimensionato con i dati dell'esoscheletro ad azionamento pneumatico, ed in particolare con il valore della coppia muscolare massima ($266 Nm$) richiesta all'operatore per compiere la flessione del busto. Questo valore è stato ricavato nell'elaborato di tesi [25] e con esso è stato dimensionato l'esoscheletro ad azionamento pneumatico ed il banco. Invece, la coppia muscolare con cui è stato dimensionato l'esoscheletro ad azionamento elettrico nella tesi [26] è superiore ai $266 Nm$ ed è pari a $280 Nm$. Quindi, essendo il banco dimensionato per soddisfare una coppia di $266 Nm$ è necessario verificare che sia in grado di testare anche l'esoscheletro ad azionamento elettrico che richiede una coppia massima superiore e pari a $280 Nm$. Dallo studio svolto durante lo sviluppo di questo elaborato di tesi, si è notato che la differenza di coppia non è dovuta solo al procedimento matematico utilizzato in fase progettuale, ma soprattutto al fatto che il calcolo della coppia per l'esoscheletro ad azionamento elettrico è stato concepito per realizzare una flessione del busto rispetto all'asse del giunto dell'anca di 90° e non di 70° . Inoltre, sempre per il dimensionamento di questo dispositivo, si è osservato che sono stati utilizzati dei risultati matematici ottenuti da uno studio precedente [34] che si riferiscono al 99 percentile della popolazione italiana maschile e non al 95 percentile, parametro con cui è stato impostato l'intero studio degli esoscheletri posturali nei laboratori del DIMEAS.

Di conseguenza, anziché controllare se gli attuatori siano in grado di soddisfare una coppia muscolare massima di $280 Nm$, verifica che sarebbe inutile perché il banco non è progettato per compiere una flessione di 90° per il 99 percentile della popolazione maschile italiana, è sufficiente ricalcolare la coppia con cui è stato progettato l'esoscheletro ad azionamento elettrico. Infatti, ricalcolando tale coppia nella condizione di flessione di 70° per il 95 percentile della popolazione maschile italiana (condizioni di progetto del banco prova) si otterrà un valore confrontabile con la coppia di $266 Nm$ con cui è stato dimensionato il banco. Se questo nuovo valore, come ci si può aspettare, sarà inferiore a $266 Nm$, allora si potrà affermare che il banco prova sarà in grado di testare anche l'esoscheletro ad azionamento elettrico oltre a quello ad azionamento pneumatico.

Per svolgere questa verifica è prima necessario ripercorre i passaggi matematici con cui è stata calcolata la coppia muscolare dell'esoscheletro ad azionamento elettrico. Nella figura 8.11 è riportato il diagramma di corpo libero che riproduce la flessione di un operatore attorno all'anca, mantenendo le braccia orizzontali, mentre di seguito è riportata l'equazione con cui è stata calcolata la coppia muscolare.

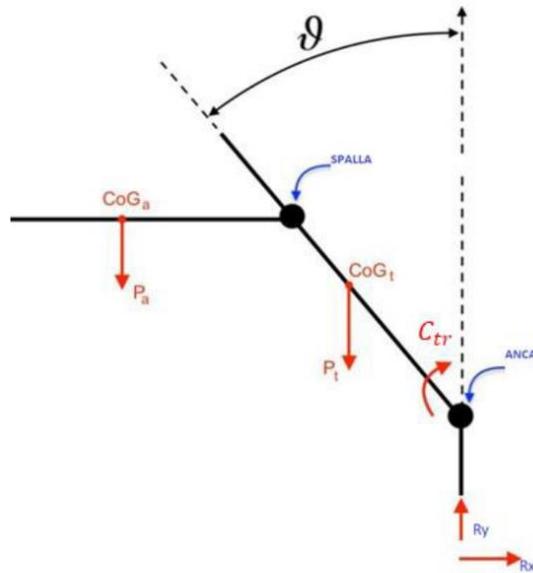


Figura 8.11: Diagramma di corpo libero utilizzato per il calcolo della coppia muscolare per l'esoscheletro ad azionamento elettrico. [26]

$$C_{MUSC} = (m_t + m_{hn})g L_1 \sin(\theta) + 2m_a g (L_3 + L_t \sin(\theta))$$

I parametri presenti all'interno dell'equazione si riferiscono alla massa e alla lunghezza del tronco e delle braccia dell'operatore, ed in particolare, sono stati ricavati dalle formule riportate nella tabella 8.5, dove H indica l'altezza dell'operatore e M la sua massa corporea.

Nella figura 8.12 sono riportati degli schemi che permettono di visualizzare i parametri presenti nella tabella 8.5 su un modello 3D di corpo umano.

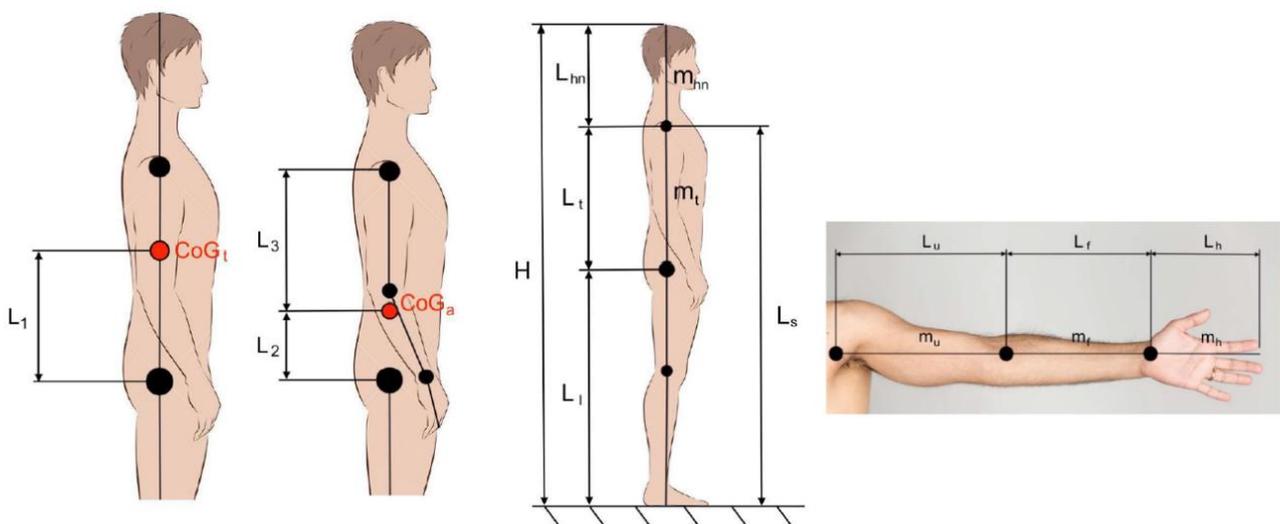


Figura 8.12: Schemi del corpo umano per visualizzare i parametri presenti all'interno dell'equazione della coppia muscolare. [34]

PARAMETRI PRESENTI ALL'INTERNO DELL'EQUAZIONE DELLA COPPIA MUSCOLARE UTILIZZATA PER IL DIMENSIONAMENTO DELL'ESOSCHELETRO AD AZIONAMENTO ELETTRICO	
Lunghezza parte superiore braccio L_u [m]	$L_u = 0,186 \cdot H$
Massa parte superiore braccio m_u [kg]	$m_u = 0,028 \cdot M$
Lunghezza avambraccio L_f [m]	$L_f = 0,146 \cdot H$
Massa avambraccio m_f [kg]	$m_f = 0,016 \cdot M$
Lunghezza mano L_h [m]	$L_h = 0,108 \cdot H$
Massa mano m_h [kg]	$m_h = 0,006 \cdot M$
Lunghezza gamba L_l [m]	$L_l = 0,530 \cdot H$
Altezza fino alla spalla L_s [m]	$L_s = 0,818 \cdot H$
Lunghezza tronco L_t [m]	$L_t = L_s - L_l$
Massa tronco m_t [kg]	$m_t = 0,497 \cdot M$
Lunghezza testa e collo L_{hn} [m]	$L_{hn} = H - L_s$
Massa testa e collo m_{hn} [kg]	$m_{hn} = 0,081 \cdot M$
Massa braccio m_a [kg]	$m_a = m_u + m_f + m_h$
Distanza tra l'asse del giunto dell'anca e il baricentro del tronco L_1 [m]	$L_1 = \frac{m_t \cdot \frac{L_t}{2} + m_{hn} \cdot (L_t + \frac{L_{hn}}{2})}{m_t + m_{hn}}$
Distanza tra la spalla e il baricentro del braccio L_3 [m]	$L_3 = \frac{m_u \cdot \frac{L_u}{2} + m_f \cdot (L_u + \frac{L_f}{2}) + m_h \cdot (L_u + L_f + \frac{L_h}{2})}{m_u + m_f + m_h}$
Distanza tra l'asse del giunto dell'anca e il baricentro del braccio L_2 [m]	$L_2 = L_t - L_3$

Tabella 8.5: Parametri presenti all'interno dell'equazione della coppia muscolare utilizzata per il dimensionamento dell'esoscheletro ad azionamento elettrico. [34]

Le relazioni della tabella 8.5 sono estrapolate dall'elaborato di tesi [34] e sono state utilizzate per il dimensionamento dell'esoscheletro ad azionamento elettrico. Mentre, l'altezza e la massa corporea degli individui sono espressi nella normativa ISO 7250 [22] a seconda del sesso e della classe percentile dei soggetti considerati.

Utilizzando le precedenti relazioni con $\vartheta = 90^\circ$ (flessione del busto) ed i dati antropometrici relativi al 99 percentile della popolazione maschile italiana ($H = 1,883 \text{ m}$ e $M = 103 \text{ kg}$) è stata ricavata,

nella tesi [26], la coppia muscolare di $C_{MUSC} = 280 Nm$ con cui è stato effettivamente dimensionato l'esoscheletro ad azionamento elettrico.

Riconducendo lo studio al caso di $\vartheta = 70^\circ$ ed ai dati antropometrici relativi al 95 percentile della popolazione maschile italiana ($H = 1,834 m$ e $M = 93 kg$) la coppia muscolare ottenuta è pari a $C_{MUSC} = 236 Nm$. Essendo quest'ultima minore della coppia di $266 Nm$, che può essere erogata dal sistema di attuazione del banco prova, si può affermare che anche l'esoscheletro ad azionamento elettrico è testabile sul banco prova con delle simulazioni controllate, come accadeva per l'esoscheletro ad azionamento pneumatico.

8.5 LOGICA DI CONTROLLO PROPOSTA PER IL BANCO PROVA

PROVA

Essendo il banco prova, progettato per testare degli esoscheletri posturali in ambito industriale, deve essere in grado di simulare perfettamente i movimenti di un operatore che durante la giornata lavorativa deve flettere il busto per compiere le proprie mansioni. Un esempio tipico che ha ispirato gli studi sugli esoscheletri posturali è quello di un operatore di uno stabilimento automobilistico che deve lavorare piegato sul cofano di un autoveicolo.

Il ciclo completo del banco deve quindi comprendere una prima macro-fase in cui l'operatore compie una flessione in avanti, una macro-fase in cui l'operatore rimane con il busto inclinato per svolgere le proprie mansioni lavorative ed una terza macro-fase in cui l'operatore compie una flessione indietro per tornare alla posizione eretta. Questi tre movimenti possono essere realizzati attraverso una proposta di logica di controllo che comprende cinque fasi di lavoro del banco prova e dei cilindri pneumatici presenti su di esso.

Prima della descrizione delle fasi del ciclo, viene riportato in figura 8.13 uno schema del banco prova con gli elementi più significativi per svolgere la movimentazione, mentre nella tabella 8.6 è presentato un riassunto delle funzioni che svolgono i tre attuatori pneumatici presenti sul banco prova.

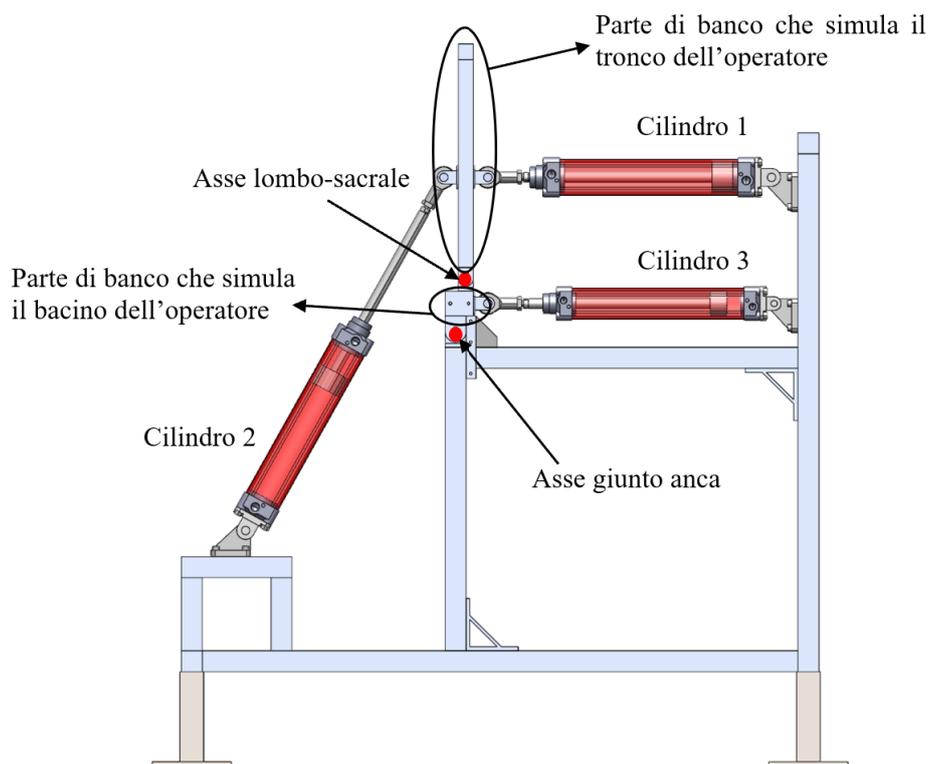


Figura 8.13: Schema del banco prova esoscheletri con gli elementi più significativi per la movimentazione.

CILINDRI PNEUMATICI PRESENTI SUL BANCO PROVA ESOSCHELETRI	
CILINDRO 1 (Alesaggio di 63 mm)	È collegato alla traversa del banco prova che simula il tronco dell'operatore (lato posteriore) e serve a simulare la presenza del corpo dell'operatore durante il piegamento.
CILINDRO 2 (Alesaggio di 63 mm)	È collegato alla traversa del banco prova che simula il tronco dell'operatore (lato anteriore) e serve a bilanciare il cilindro 1. In particolare, deve esercitare, per creare un equilibrio, il 70% del valore della coppia muscolare richiesta all'operatore per compiere la flessione, mentre il restante 30% verrà fornito dal gruppo di azionamento dell'esoscheletro montato sul banco prova.
CILINDRO 3 (Alesaggio di 50 mm)	È collegato alla traversa che simula il bacino umano e serve per approssimare al meglio i movimenti dell'operatore. Infatti, una corretta flessione posturale comporta un'inclinazione del bacino di 20° rispetto all'asse del giunto dell'anca ed una flessione di 50° del tronco rispetto all'asse lombo-sacrale.

Tabella 8.6: Riassunto delle funzioni svolte dai cilindri pneumatici presenti sul banco prova.

Il banco prova per simulare correttamente il comportamento dell'operatore, svolgendo i tre movimenti definiti in precedenza, deve compiere un ciclo di lavoro costituito da cinque fasi.

Le fasi di lavoro dei cilindri pneumatici presenti sul banco prova possono essere descritte dal diagramma movimento-fasi riportato in figura 8.14. Al termine di ogni fase è indicato l'angolo di flessione realizzato durante la fase stessa, gli angoli positivi indicano una flessione in avanti, mentre gli angoli negativi una flessione indietro rispetto alla verticale passante per il giunto dell'anca. Al termine della prima fase, la parte di banco che simula il tronco dell'operatore è inclinata di 20° in avanti rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca, mentre al termine della seconda l'angolo di flessione è pari a 70° sempre rispetto all'anca (20° della fase precedente più 50° di inclinazione compiuti nella seconda fase rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale). Al termine della quarta fase il tronco ha compiuto una flessione indietro di 50° e risulta essere inclinato di 20° rispetto all'anca, mentre al termine della quinta l'angolo di flessione è pari a 0° rispetto all'anca in seguito ad una flessione indietro di 20°.

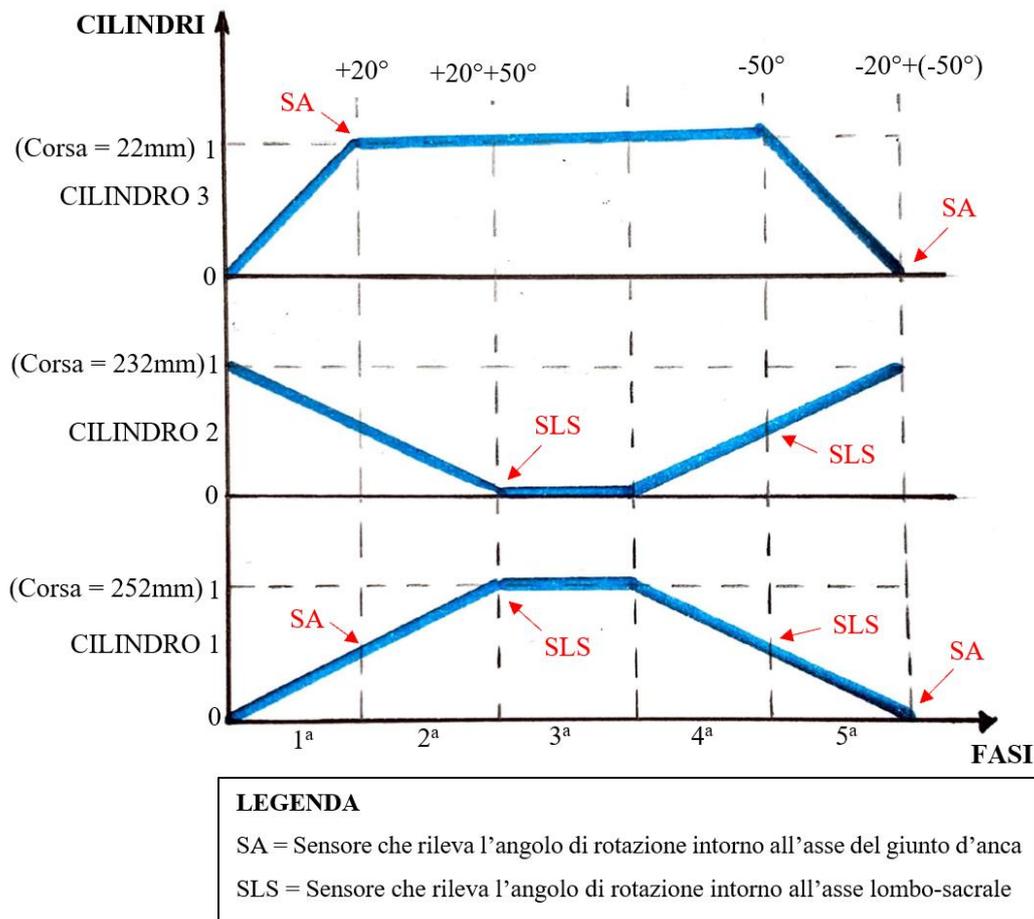


Figura 8.14: Diagramma movimento-fasi del ciclo di lavoro del banco prova.

Di seguito, sono spiegate le cinque fasi della logica di controllo proposta per raggiungere una flessione in avanti di 70° della parte superiore del banco (il banco può essere adattato per lavorare con angoli di inclinazione del busto diversi dal valore massimo).

1) **Flessione in avanti del tronco e del bacino di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto d'anca.**

Gli steli dei cilindri 1 e 3 fuoriescono facendo ruotare di 20° rispetto all'asse dell'anca la parte superiore del banco che rappresenta il tronco dell'operatore, e la traversa che simula il bacino. In questa fase la cerniera lombo-sacrale viene mantenuta bloccata. Il cilindro 2 asseconda i movimenti degli altri attuatori pneumatici.

2) **Flessione in avanti del tronco di 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale.**

Lo stelo del cilindro 1 fuoriesce facendo ruotare la parte superiore del banco, che rappresenta il tronco dell'operatore, rispetto all'asse lombo-sacrale di 50° in avanti. Lo stelo del cilindro

2 rientra assecondando il movimento del cilindro 1, mentre il cilindro 3 resta fermo mantenendo in posizione la traversa che simula il bacino.

3) **Banco prova fermo con il tronco inclinato di 70° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca.**

Tutti e tre i cilindri pneumatici sono fermi per garantire all'operatore una corretta posizione di lavoro.

4) **Flessione indietro del tronco di 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale.**

Lo stelo del cilindro 2 fuoriesce facendo ruotare la parte superiore del banco, che rappresenta il tronco dell'operatore, rispetto all'asse lombo-sacrale di 50° indietro. Lo stelo del cilindro 1 rientra assecondando il movimento del cilindro 2, mentre il cilindro 3 resta fermo mantenendo in posizione la traversa che simula il bacino.

5) **Flessione indietro del tronco e del bacino di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto d'anca.**

Gli steli dei cilindri 1 e 3 rientrano facendo ruotare la parte superiore del banco che rappresenta il tronco dell'operatore e la traversa che simula il bacino di 20° indietro rispetto all'asse dell'anca. In questa fase la cerniera lombo-sacrale viene mantenuta bloccata. Il cilindro 2 fuoriesce per portare il tronco in una posizione eretta.

Nella tabella 8.7 sono riassunti i movimenti degli steli dei cilindri pneumatici durante le cinque fasi del ciclo di lavoro del banco prova esoscheletri.

MOVIMENTI DEGLI STELI DEI CILINDRI PNEUMATICI DEL BANCO PROVA DURANTE LE CINQUE FASI DEL CICLO DI LAVORO			
	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
<u>PRIMA FASE:</u> DA 0° A 20° IN AVANTI RISPETTO ALLA VERTICALE DELL'ASSE DELL'ANCA	OUT	IN	OUT
<u>SECONDA FASE:</u> DA 0° A 50° IN AVANTI RISPETTO ALLA VERTICALE DELL'ASSE LOMBO-SACRALE	OUT	IN	STOP
<u>TERZA FASE:</u> BANCO PROVA FERMO	STOP	STOP	STOP
<u>QUARTA FASE:</u> DA 50° A 0° INDIETRO RISPETTO ALLA VERTICALE DELL'ASSE LOMBO-SACRALE	IN	OUT	STOP
<u>QUINTA FASE:</u> DA 20° A 0° INDIETRO RISPETTO ALLA VERTICALE DELL'ASSE DELL'ANCA	IN	OUT	IN

Tabella 8.7: Movimenti steli dei cilindri pneumatici durante le fasi del ciclo di lavoro del banco prova.

Nella figura 8.15 sono riportati alcuni fotogrammi estrapolati da un filmato realizzato al computer che mostrano le tre configurazioni del banco al termine delle fasi di lavoro. Nel capitolo 9 sono riportati i risultati sperimentali ottenuti nei laboratori del DIMEAS dove si è riprodotto il diagramma movimento-fasi utilizzando il banco prova reale.

Nella prima configurazione di figura 8.15 le parti del banco che simulano tronco e bacino sono erette (flessione pari a 0° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca), nella seconda le medesime parti sono inclinate di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca. Mentre, nella terza configurazione la traversa in alluminio del banco che simula il bacino è inclinata di 20° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca e la parte che rappresenta il tronco è inclinata di 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale (e di conseguenza di 70° rispetto all'anca).

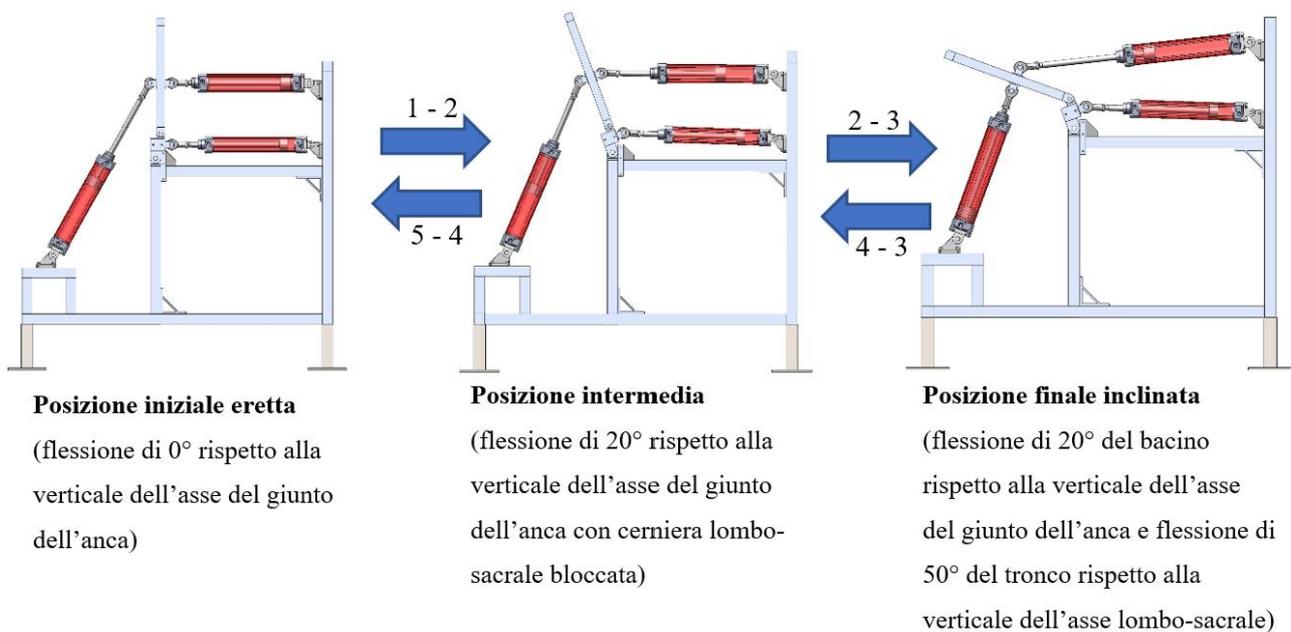


Figura 8.15: Schema con le configurazioni del banco prova durante le fasi del ciclo di lavoro.

È importante sottolineare che gli attuatori durante il ciclo di lavoro non arrivano a fine corsa, ma compiono delle corse specifiche per garantire i corretti angoli di flessione delle parti mobili del banco rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale ed alla verticale dell'asse del giunto dell'anca. In particolare, la corsa geometrica massima di tutti e tre i cilindri è pari a 280 mm , mentre le corse effettive per garantire l'inclinazione di 70° della parte di banco che simula il busto dell'operatore sono pari a:

- Corsa effettiva cilindro 1 (cilindro posteriore tronco): 252 mm ;
- Corsa effettiva cilindro 2 (cilindro anteriore tronco): 232 mm ;

- Corsa effettiva cilindro 3 (cilindro bacino): 22 mm.

A lato del diagramma movimento-fasi (figura 8.14) sono indicate le corse effettive compiute dagli stantuffi dei cilindri pneumatici per evidenziare che i numeri “0” ed “1”, presenti sul diagramma, non indicano i finecorsa degli attuatori.

Sul diagramma sono presenti anche delle indicazioni in rosso che rappresentano i segnali di feedback di fine fase inviati al controllore centrale dai sensori angolari (che saranno da installare sul banco) con lo scopo di comandare l’input delle fasi seguenti. In particolare, “SA” è il sensore che rileva l’angolo di rotazione intorno all’asse del giunto d’anca, mentre “SLS” è il sensore che rileva l’angolo di rotazione intorno all’asse lombo-sacrale.

Nella tabella 8.8 viene proposta la nomenclatura dei sensori e il range angolare di funzionamento.

SENSORI ANGOLARI DA INSTALLARE SUL BANCO PROVA PER LA LOGICA DI CONTROLLO PROPOSTA	
Sensore angolare “SA”	È il sensore che misura l’angolo di rotazione rispetto alla verticale dell’asse del giunto d’anca. A seconda della logica di controllo scelta, è in grado di comandare tutte le fasi, ma sicuramente è indispensabile per rilevare la fine della prima e della quinta fase quando la flessione rispetto alla verticale dell’asse del giunto dell’anca passa da 0° a 20° e viceversa.
Sensore angolare “SLS”	È il sensore che misura l’angolo di rotazione rispetto alla verticale dell’asse lombo-sacrale ed è in grado di rilevare la fine della seconda e della quarta fase quando il tronco deve compiere una rotazione da 0° a 50° e viceversa rispetto alla verticale dell’asse lombo sacrale (o da 20° e 70° se si considera come sistema di riferimento assoluto la rotazione rispetto alla verticale dell’asse del giunto dell’anca).

Tabella 8.8: Sensori angolari da installare sul banco prova necessari per la proposta di logica di controllo.

Nel momento in cui inizia il ciclo di lavoro, ovvero all’inizio della prima fase (busto eretto), entrambi i sensori devono misurare un’inclinazione di 0°. Infatti, devono essere calibrati in modo tale che registrino dei valori nulli quando si trovano allineati alla verticale passante per gli assi rispetto ai quali devono essere misurate le variazioni angolari.

CAPITOLO 9: DIMENSIONAMENTO E SCELTA DELLE ELETTROVALVOLE PNEUMATICHE PER IL BANCO PROVA ESOSCHELETRI

In questo capitolo viene svolto il dimensionamento delle elettrovalvole pneumatiche da installare sul banco prova esoscheletri e viene proposto il circuito pneumatico da realizzare per un corretto funzionamento del sistema. Le valvole permetteranno la movimentazione degli attuatori, già presenti sul banco, per simulare la flessione in avanti ed indietro del busto dell'operatore rispetto all'asse del giunto dell'anca, avendo la possibilità di eseguire rotazioni sia rispetto all'asse dell'anca, ma anche rispetto all'asse lombo-sacrale per riprodurre in modo ottimale i movimenti del corpo umano.

All'interno del capitolo vengono proposti più circuiti pneumatici da poter utilizzare per gestire il banco prova, sempre rispettando la logica di controllo proposta nella parte conclusiva del capitolo 8. In particolare, viene presentato un circuito ad azionamento manuale, testato direttamente sul banco prova nei laboratori del DIMEAS, e diversi circuiti ad azionamento elettrico sia con elettrovalvole digitali per un controllo in PWM (pulse-width modulation) sia con elettrovalvole proporzionali.

Una volta ricavata la portata massima di esercizio, vengono selezionate alcune elettrovalvole digitali e proporzionali presenti sui cataloghi commerciali di diverse case costruttrici e vengono proposti dei circuiti pneumatici per far funzionare il banco prova.

Oltre alla portata di esercizio viene calcolato anche il consumo d'aria compressa dei cilindri presenti sul banco prova, valore utile per il dimensionamento delle linee di alimentazione.

Il capitolo è suddiviso in tre macro-parti di seguito elencate.

1. Dimensionamento delle valvole pneumatiche con cui comandare gli attuatori del banco prova, per il quale viene calcolata prima la velocità massima di flessione del tronco umano rispetto all'anca e poi la massima portata istantanea richiesta dagli attuatori del banco.
2. Scelta delle valvole pneumatiche e presentazione dei circuiti pneumatici con cui controllare il banco prova.
3. Calcolo del consumo d'aria dei cilindri pneumatici.

9.1 DIMENSIONAMENTO DELLE VALVOLE PNEUMATICHE PER IL BANCO PROVA ESOSCHELETRI

Per determinare con quali valvole pneumatiche comandare i cilindri, viene utilizzata, come grandezza di riferimento, la portata istantanea massima di esercizio richiesta da ciascun attuatore durante il funzionamento del banco. La portata è ricavata moltiplicando l'alesaggio di ciascun cilindro per la massima velocità angolare con cui l'operatore flette il tronco rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca. Infatti, i cilindri pneumatici, comandati dalle valvole, devono permettere alla parte superiore del banco, che simula il busto dell'operatore, una rotazione massima di 70° in avanti (ed indietro) rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca in un tempo di 3 *secondi*. Gli attuatori del banco prova sono stati dimensionati e scelti dal catalogo Metal Work con l'obiettivo di simulare questa flessione.

Per il calcolo della portata richiesta dai cilindri pneumatici presenti sul banco prova esoscheletri si è deciso di porsi in una condizione conservativa, assumendo la velocità angolare di rotazione del tronco dell'operatore rispetto all'asse dell'anca costante e pari al suo valore massimo. Quest'ultimo, come viene dimostrato nel sotto capitolo 9.1.1, è pari a $\omega_{tronco,max} = 0,815 \text{ rad/s}$ e si ha nel momento in cui l'operatore che flette il busto si trova a metà della flessione, ovvero a 35° di inclinazione rispetto all'anca.

Per il dimensionamento delle valvole vengono adottate due ipotesi di lavoro, già utilizzate all'interno dell'elaborato di tesi [33] per ricavare le forze di spinta dei cilindri pneumatici, che servono a semplificare i calcoli per la scelta delle valvole.

- La prima ipotesi riguarda la cerniera lombo-sacrale del banco prova che si è deciso di mantenere bloccata ed allineata con la parte superiore del banco che simula il tronco dell'operatore, in modo tale da poter approssimare i movimenti con un semplice moto rotatorio rispetto all'asse fisso del giunto dell'anca.
- La seconda ipotesi riguarda i punti di contatto tra i cilindri pneumatici e la parte di banco che simula il busto dell'operatore, che vengono assunti allineati con la cerniera che simula il giunto dell'anca.

Per comprendere meglio queste ipotesi, nella figura 9.1 viene presentato uno schema del banco prova con indicato i punti caratteristici del sistema, gli attuatori e le assunzioni fatte in precedenza.

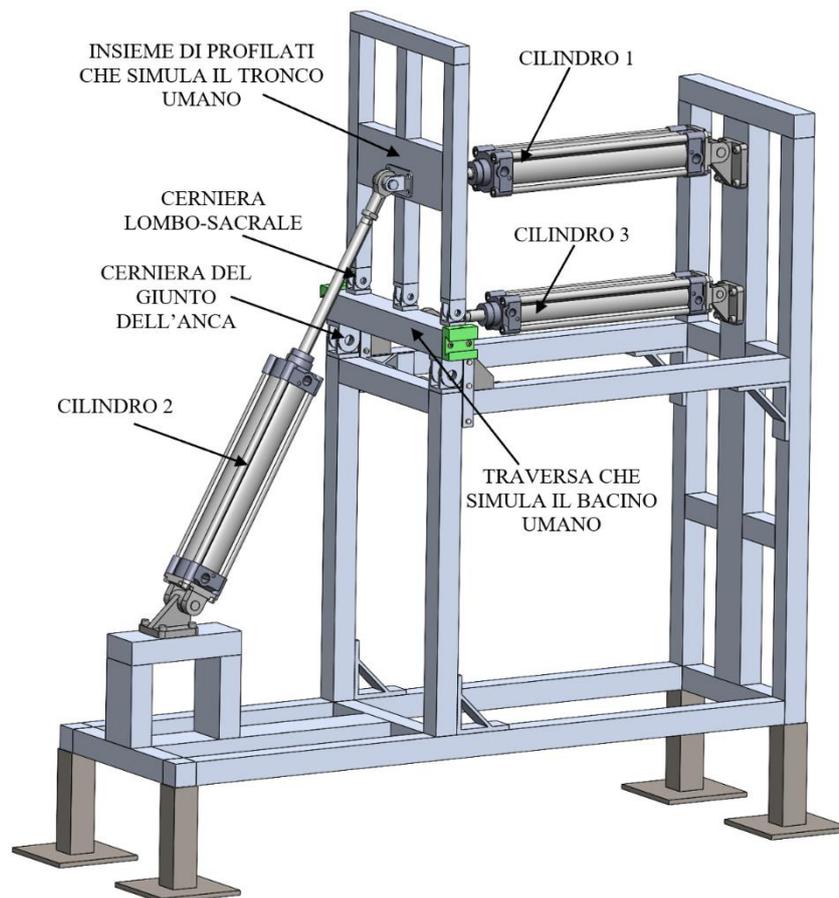


Figura 9.1: Modello virtuale del banco prova esoscheletri con indicati gli elementi più significativi per la movimentazione del sistema.

Utilizzando le ipotesi, precedentemente formulate, la portata richiesta per compiere la flessione del tronco viene calcolata nel caso in cui l'inclinazione del busto, rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca, sia pari a 0° , a 35° (angolo in cui realmente la velocità angolare di rotazione del tronco dell'operatore rispetto all'asse dell'anca è massima) ed a 56° . Quest'ultimo valore angolare è l'angolo limite del banco prova oltre al quale per costruzione non si può più mantenere valida la prima ipotesi, ovvero che la parte di banco che rappresenta il tronco dell'operatore rimanga allineata con l'asse lombo-sacrale. Infatti, le condizioni di funzionamento del banco prova non prevedono di raggiungere i 70° di inclinazione con la cerniera lombo-sacrale bloccata, ma piegando prima il tronco ed il bacino di 20° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca e poi solo il tronco di 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale.

9.1.1 CALCOLO DELLA VELOCITA' ANGOLARE MASSIMA DI FLESSIONE DEL TRONCO UMANO RISPETTO ALL'ASSE DEL GIUNTO DELL'ANCA

Per calcolare la portata istantanea massima di esercizio è necessario ricavare la velocità angolare massima con cui il tronco dell'operatore ruota rispetto all'asse del giunto dell'anca.

Da studi precedentemente eseguiti all'interno dei laboratori del DIMEAS [1], è stato dimostrato che la flessione del tronco rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca può essere approssimata con una legge cicloidale. Con l'ausilio del software MatLab viene ricreata tale legge imponendo 70° come l'angolo di massima inclinazione e 3 *secondi* come il tempo per compiere la flessione. Per svolgere questa operazione, prima vengono ricavate le leggi cicloidali adimensionali di spostamento, velocità ed accelerazione con le formule riportate di seguito.

$$Y = \tau - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\tau)$$
$$Y' = 1 - \cos(2\pi\tau)$$
$$Y'' = 2\pi \sin(2\pi\tau)$$

E poi, conoscendo l'alzata angolare massima ($\Psi = 70^\circ = 1,22 \text{ rad}$) ed il tempo di percorrenza ($t_s = 3\text{s}$), vengono ricavare le grandezze in funzione del tempo: spostamento angolare [*rad*], velocità angolare [*rad/s*] ed accelerazione angolare [*rad/s²*]. Le formule utilizzate per ottenere tali grandezze partendo da quelle adimensionali sono riportate di seguito, mentre gli andamenti dei risultati ottenuti sono visibili nella figura 9.2.

$$y = Y \cdot \Psi$$
$$\dot{y} = Y' \cdot \frac{\Psi}{t_s}$$
$$\ddot{y} = Y'' \cdot \frac{\Psi}{t_s^2}$$

Dalla figura 9.2 e dei risultati numerici forniti dal software di calcolo è stata ricavata la velocità massima di rotazione ($\omega_{tronco,max}$) che è pari a $0,815 \text{ rad/s}$. Questo valore di velocità viene raggiunto dopo 1,5 *secondi* dall'inizio della flessione, che corrisponde all'istante in cui il tronco dell'operatore è inclinato in avanti di 35° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca.

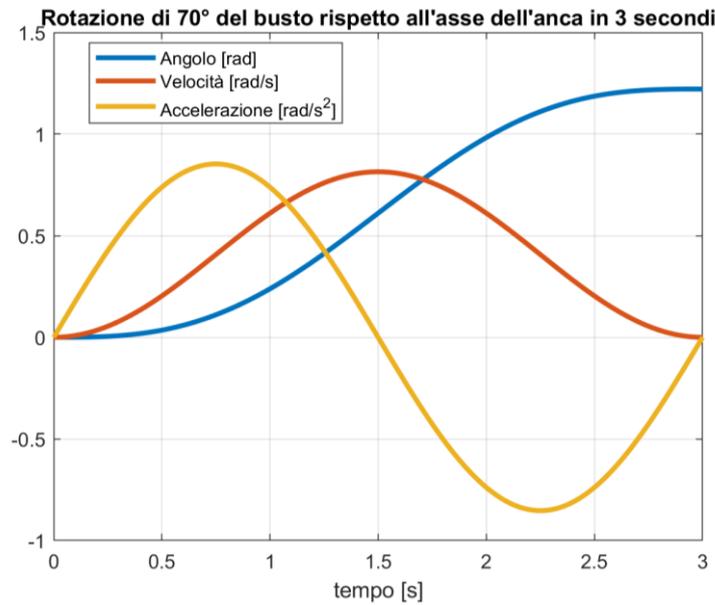


Figura 9.2: Spostamento angolare, velocità angolare ed accelerazione angolare per compiere una rotazione del busto di 70° rispetto all'asse del giunto dell'anca in 3 secondi.

9.1.2 PORTATA MASSIMA DI ESERCIZIO DEL CILINDRO 1

Utilizzando le ipotesi definite all'inizio del capitolo 9.1 e supponendo un moto rotatorio del corpo rigido (tronco e bacino) intorno all'asse fisso del giunto dell'anca con velocità costante e pari al valore massimo $\omega_{tronco,max} = 0,815 \text{ rad/s}$ ricavato dalla legge cicloidale, viene calcolata la velocità di fuoriuscita dello stelo del cilindro 1 quando si ha un'inclinazione del busto pari a 0°, 35° e 56°. Per eseguire i calcoli ed applicare le seguenti formule, le grandezze geometriche del banco prova sono ricavate dal modello realizzato con il software SolidWorks.

$$v_{1n,max} = \omega_{tronco,max} \cdot \overline{OP}$$

$$v_{1,max} = v_{1n,max} / \cos(\alpha)$$

$$Q_{1,max} = v_{1,max} \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2$$

$$Q_{1,max,CS} = Q_{1,max} \cdot CS$$

I parametri all'interno delle equazioni sono elencati di seguito.

- $v_{1n,max} [m/s]$: velocità normale al busto.
- $v_{1,max} [m/s]$: velocità lungo l'asse del cilindro pneumatico.
- $Q_{1,max} [m^3/s]$: portata istantanea richiesta al cilindro pneumatico.

- $Q_{1,max,CS} [m^3/s]$: portata istantanea richiesta al cilindro pneumatico con un coefficiente di sicurezza.
- $\omega_{tronco,max} = 0,815 \text{ rad/s}$ (velocità angolare massima del tronco).
- $\overline{OP} = 0,295 \text{ m}$ (distanza tra l'asse dell'anca il punto di collegamento del cilindro con il banco prova).
- $d_1 = 0,063 \text{ m}$ (alesaggio cilindro 1).
- $CS = 1,3$ (coefficiente di sicurezza).
- $\alpha [^\circ]$: l'angolo che si viene a formare tra l'asse di spinta del cilindro e la velocità normale al busto (nel caso di 0° di inclinazione vale 0° , nel caso di 35° vale $33,6^\circ$ e nel caso di 56° vale $50,5^\circ$).

Nella tabella 9.1 sono riportati i risultati numerici per i tre casi analizzati.

PORTATA ISTANTANEA DI ESERCIZIO PER IL CILINDRO 1			
	Inclinazione di 0°	Inclinazione di 35°	Inclinazione di 56°
$v_{1n,max} [m/s]$	0,24	0,24	0,24
$v_{1,max} [m/s]$	0,24	0,29	0,38
$Q_{1,max} [m^3/s]$	$7,49 \cdot 10^{-4}$	$9,00 \cdot 10^{-4}$	$1,18 \cdot 10^{-3}$
$Q_{1,max} [l/min]$	44,97	53,99	70,67
$Q_{1,max,CS} [m^3/s]$	$9,74 \cdot 10^{-4}$	$1,17 \cdot 10^{-3}$	$2,00 \cdot 10^{-3}$
$Q_{1,max,CS} [l/min]$	58,46	70,18	91,87

Tabella 9.1: Portata istantanea massima del cilindro 1 nel caso di flessione rispetto alla verticale dell'asse dell'anca pari a 0° , 35° e 56° .

Dai risultati presenti nella tabella 9.1 si osserva che la portata istantanea massima di esercizio richiesta dal cilindro 1, collegato al banco prova in modo da simulare i movimenti della parte posteriore del tronco dell'operatore, è pari a $91,87 \text{ l/min}$. Con questo valore di portata verranno scelte le valvole pneumatiche ad azionamento elettrico (digitali o proporzionali) con cui comandare l'attuatore per realizzare il ciclo di lavoro del banco prova proposto nel capitolo 8.5. Per completezza, è necessario sottolineare che i risultati ottenuti sono precauzionalmente conservativi, visto che sono ricavati imponendo un coefficiente di sicurezza e considerando la velocità angolare di rotazione rispetto al giunto dell'anca costante e pari al suo valore massimo.

Di seguito, sono riportati gli schemi realizzati con SolidWorks delle tre configurazioni analizzate. In particolare, la figura 9.3 si riferisce al caso con inclinazione pari a 0° rispetto alla verticale dell'asse

del giunto dell'anca, la figura 9.4 al caso con inclinazione pari a 35° e la figura 9.5 al caso con inclinazione pari a 56° .

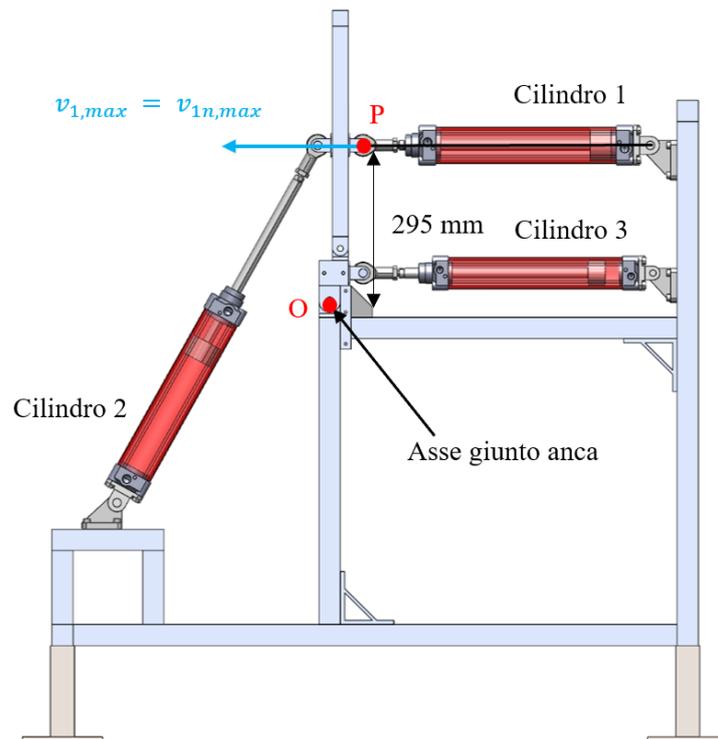


Figura 9.3: Analisi cilindro 1 con un'inclinazione di 0° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

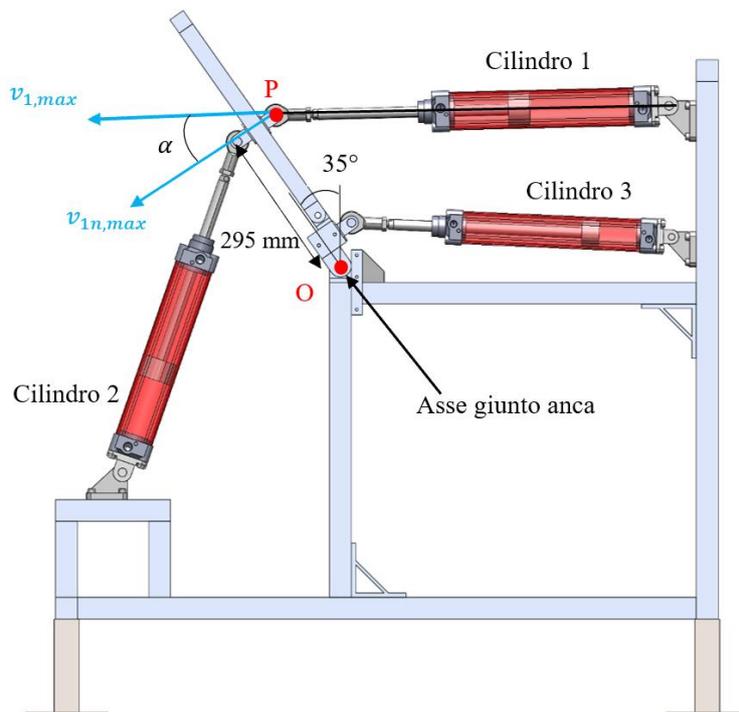


Figura 9.4: Analisi cilindro 1 con un'inclinazione di 35° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

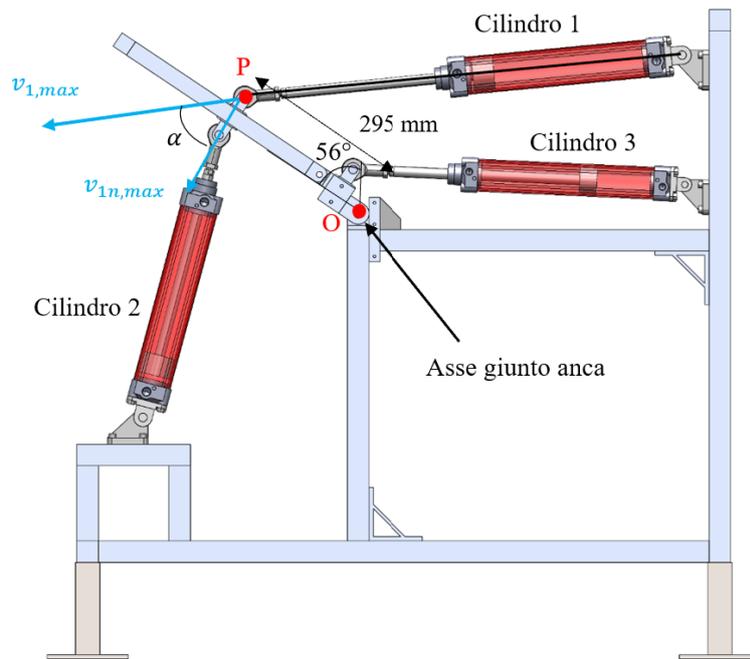


Figura 9.5: Analisi cilindro 1 con un'inclinazione di 56° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

9.1.3 PORTATA MASSIMA DI ESERCIZIO DEL CILINDRO 2

Utilizzando le ipotesi definite all'inizio del capitolo 9.1 e supponendo un moto rotatorio del corpo rigido (tronco e bacino) intorno all'asse fisso del giunto dell'anca con velocità costante e pari al valore massimo $\omega_{tronco,max} = 0,815 \text{ rad/s}$ ricavato dalla legge cicloidale, viene calcolata la velocità di fuoriuscita dello stelo del cilindro 2 quando si ha un'inclinazione del tronco pari a 0° , 35° e 56° .

Per svolgere studi in linea con quelli sviluppati per gli altri cilindri, viene considerata la fase di risalita del busto e quindi la fuoriuscita dello stelo. Inoltre, in questo modo si ottengono risultati più cautelativi perché come superficie di lavoro del cilindro pneumatico viene considerata l'area dello stantuffo senza sottrarre l'area dello stelo.

Per eseguire i calcoli ed applicare le seguenti formule, le grandezze geometriche del banco prova sono ricavate dal modello realizzato con il software SolidWorks.

$$v_{2n,max} = \omega_{tronco,max} \cdot \overline{OP}$$

$$v_{2,max} = v_{2n,max} / \cos(\alpha)$$

$$Q_{2,max} = v_{2,max} \cdot \frac{\pi}{4} d_2^2$$

$$Q_{2,max,CS} = Q_{2,max} \cdot CS$$

I parametri all'interno delle equazioni sono elencati di seguito.

- $v_{2n,max}$ [m/s]: velocità normale al busto.
- $v_{2,max}$ [m/s]: velocità lungo l'asse del cilindro pneumatico.
- $Q_{2,max}$ [m³/s]: portata istantanea richiesta al cilindro pneumatico.
- $Q_{2,max,CS}$ [m³/s]: portata istantanea richiesta al cilindro pneumatico con un coefficiente correttivo.
- $\omega_{tronco,max} = 0,815 \text{ rad/s}$ (velocità angolare massima del tronco).
- $\overline{OP} = 0,295 \text{ m}$ (distanza tra l'asse dell'anca il punto di collegamento del cilindro con il banco prova).
- $d_2 = 0,063 \text{ m}$ (alesaggio cilindro 2).
- $CS = 1,3$ (coefficiente di sicurezza).
- α [°]: l'angolo che si viene a formare tra l'asse di spinta del cilindro e la velocità normale al busto (nel caso di 0° di inclinazione vale 60,9°, nel caso di 35° vale 36° e nel caso di 56° vale 19°).

Nella tabella 9.2 sono riportati i risultati numerici per i tre casi analizzati.

PORTATA ISTANTANEA DI ESERCIZIO PER IL CILINDRO 2			
	Inclinazione di 0°	Inclinazione di 35°	Inclinazione di 56°
$v_{2n,max}$ [m/s]	0,24	0,24	0,24
$v_{2,max}$ [m/s]	0,49	0,30	0,25
$Q_{2,max}$ [m ³ /s]	$1,54 \cdot 10^{-3}$	$9,26 \cdot 10^{-4}$	$7,93 \cdot 10^{-4}$
$Q_{2,max}$ [l/min]	92,52	55,58	47,56
$Q_{2,max,CS}$ [m ³ /s]	$2,00 \cdot 10^{-3}$	$1,20 \cdot 10^{-3}$	$1,03 \cdot 10^{-3}$
$Q_{2,max,CS}$ [l/min]	120,28	72,26	61,83

Tabella 9.2: Portata istantanea massima del cilindro 2 nel caso di flessione rispetto alla verticale dell'asse dell'anca pari a 0°, 35° e 56°.

Dai risultati presenti nella tabella 9.2 si osserva che la portata istantanea massima richiesta dal cilindro 2, collegato al banco prova in modo da simulare i movimenti della parte anteriore del tronco dell'operatore, è pari a 120,28 l/min.

Con questo valore di portata verranno scelte le valvole pneumatiche ad azionamento elettrico (digitali o proporzionali) con cui comandare l'attuatore per realizzare il ciclo di lavoro del banco prova

proposto nel capitolo 8.5. Per completezza, è necessario sottolineare che i risultati ottenuti sono precauzionalmente conservativi, visto che sono ricavati imponendo un coefficiente di sicurezza e considerando la velocità angolare di rotazione rispetto al giunto dell'anca costante e pari al suo valore massimo.

Di seguito, sono riportati gli schemi realizzati con SolidWorks delle tre configurazioni analizzate.

In particolare, la figura 9.6 si riferisce al caso con inclinazione pari a 0° , la figura 9.7 al caso con inclinazione pari a 35° e la figura 9.8 al caso con inclinazione pari a 56° .

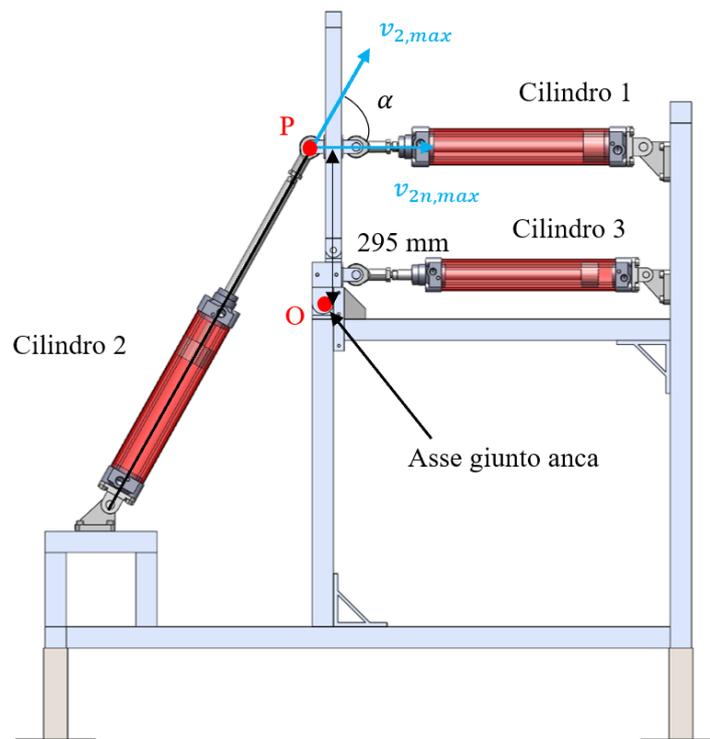


Figura 9.6: Analisi cilindro 2 con un'inclinazione di 0° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

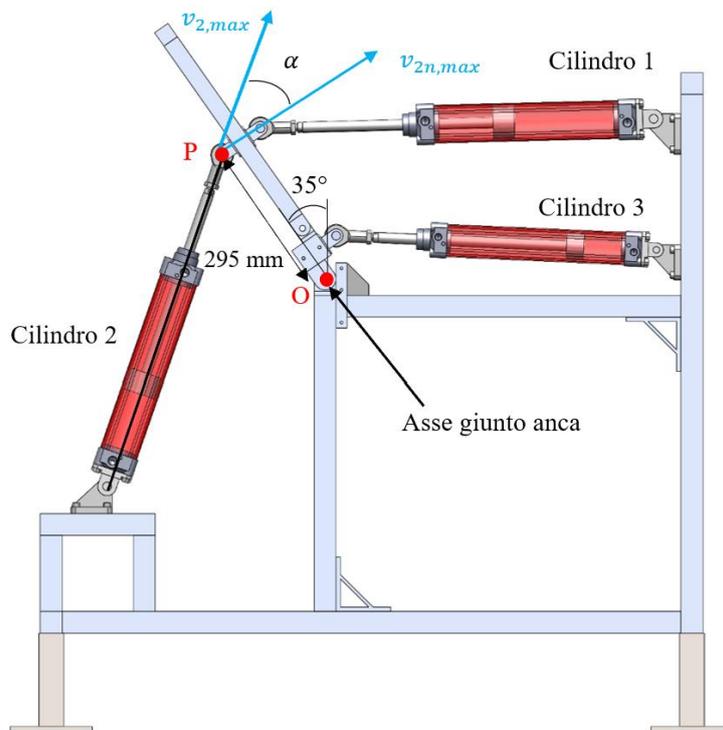


Figura 9.7: Analisi cilindro 2 con un'inclinazione di 35° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

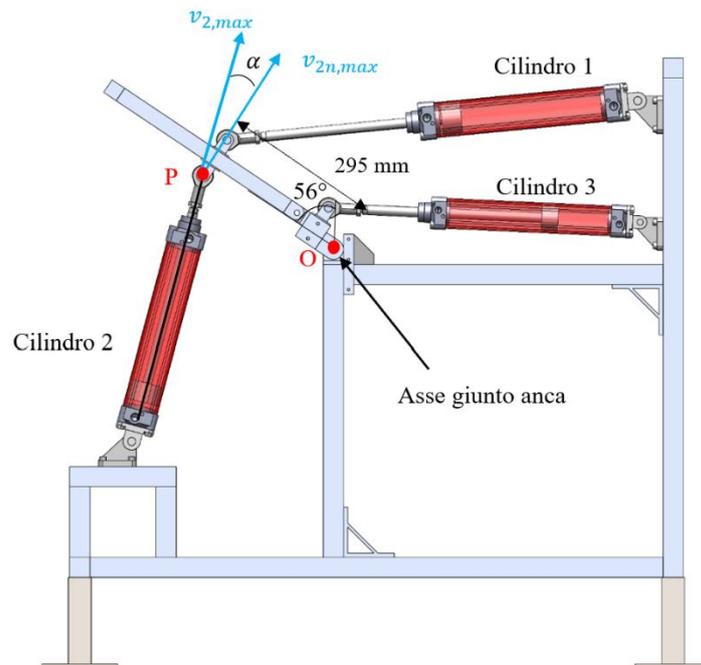


Figura 9.8: Analisi cilindro 2 con un'inclinazione di 56° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

9.1.4 PORTATA MASSIMA DI ESERCIZIO CILINDRO 3

Per calcolare la portata massima di esercizio richiesta dal cilindro 3 viene considerata la configurazione di reale utilizzo del banco prova. Infatti, il banco è progettato per compiere una rotazione di 70° in avanti (ed indietro) al tronco rispetto all'asse dell'anca ed una rotazione di 20° al bacino rispetto all'asse dell'anca, per ricreare la postura reale di un operatore che lavora nelle linee di montaggio. In quest'ottima, i due cilindri posteriori (cilindro 1 e 3) dovranno muoversi simultaneamente per far inclinare la parte superiore del banco (tronco e bacino) di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca, e poi solo il cilindro 1 dovrà continuare il suo movimento per altri 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale per arrivare ad un'inclinazione complessiva di 70° rispetto all'anca. Quindi, concentrando lo studio sul solo cilindro 3 per poter ricavare la portata con cui dimensionare le valvole pneumatiche, è necessario analizzare il caso in cui l'inclinazione della parte superiore del banco (tronco e bacino) è pari a 20° rispetto al giunto dell'anca.

Per eseguire i calcoli si è deciso di simulare il movimento del banco prova con un moto rotatorio del corpo rigido (tronco e bacino) intorno all'asse fisso del giunto dell'anca con velocità angolare costante. Quest'ultima, che risulta essere pari a $\omega = 0,72 \text{ rad/s}$, è ricavata dalla legge cicloidale in corrispondenza dell'istante in cui l'angolo della curva è pari a pari a 20°.

Considerando quindi, la velocità angolare del bacino, rispetto all'asse del giunto dell'anca, costante e pari a $\omega = 0,72 \text{ rad/s}$, è possibile calcolare la velocità massima lungo l'asse del cilindro 3 e la conseguente portata quando la traversa, rappresentante il bacino umano, è inclinata di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca. Le formule utilizzate sono le seguenti.

$$\begin{aligned}v_{3n,max} &= \omega \cdot \overline{OK} \\v_{3,max} &= v_{3n,max} / \cos(\alpha) \\Q_{3,max} &= v_{3,max} \cdot \frac{\pi}{4} d_3^2 \\Q_{3,max,CS} &= Q_{3,max} \cdot CS\end{aligned}$$

I parametri all'interno delle equazioni sono elencati di seguito.

- $v_{3n,max}$ [m/s]: velocità normale al bacino.
- $v_{3,max}$ [m/s]: velocità lungo l'asse del cilindro pneumatico.
- $Q_{3,max}$ [m³/s]: portata istantanea richiesta al cilindro pneumatico.
- $Q_{3,max,CS}$ [m³/s]: portata istantanea richiesta al cilindro pneumatico con un coefficiente correttivo.

- $\omega_{bacino,max} = 0,72 \text{ rad/s}$ (velocità angolare massima del bacino).
- $\overline{OK} = 0,05375 \text{ m}$ (distanza tra l'asse dell'anca il punto di applicazione della forza).
- $d_3 = 0,050 \text{ m}$ (alesaggio cilindro 3).
- $CS = 1,3$ (coefficiente di sicurezza).
- α [°]: l'angolo che si viene a formare tra l'asse di spinta del cilindro e la velocità normale (nel caso di 20° di inclinazione vale 21,80°).

Nella tabella 9.3 sono riportati i risultati numerici per il caso analizzato.

PORTATA ISTANTANEA DI ESERCIZIO PER IL CILINDRO 3	
$v_{3n,max} \text{ [m/s]}$	0,039
$v_{3,max} \text{ [m/s]}$	0,042
$Q_{3,max} \text{ [m}^3\text{/s]}$	$8,18 \cdot 10^{-5}$
$Q_{3,max} \text{ [l/min]}$	4,91
$Q_{3,max,CS} \text{ [m}^3\text{/s]}$	$1,06 \cdot 10^{-4}$
$Q_{3,max,CS} \text{ [l/min]}$	6,38

Tabella 9.3: Portata istantanea massima del cilindro 3 nel caso di flessione rispetto alla verticale dell'asse dell'anca pari a 20°.

Dai risultati presenti nella tabella 9.3 si osserva che la portata istantanea massima richiesta dal cilindro 3, collegato alla traversa del banco prova che simula il bacino dell'operatore, è pari a 6,38 l/min. Con questo valore di portata verranno scelte le valvole pneumatiche ad azionamento elettrico (digitali o proporzionali) con cui comandare l'attuatore per realizzare il ciclo di lavoro del banco prova proposto nel capitolo 8.5. Per completezza, è necessario sottolineare che i risultati ottenuti sono precauzionalmente conservativi, visto che sono ricavati imponendo un coefficiente di sicurezza. Nella figura 9.9 è riportato lo schema realizzato con SolidWorks del caso analizzato con un'inclinazione di 20° della parte superiore del banco che simula il tronco ed il bacino dell'operatore.

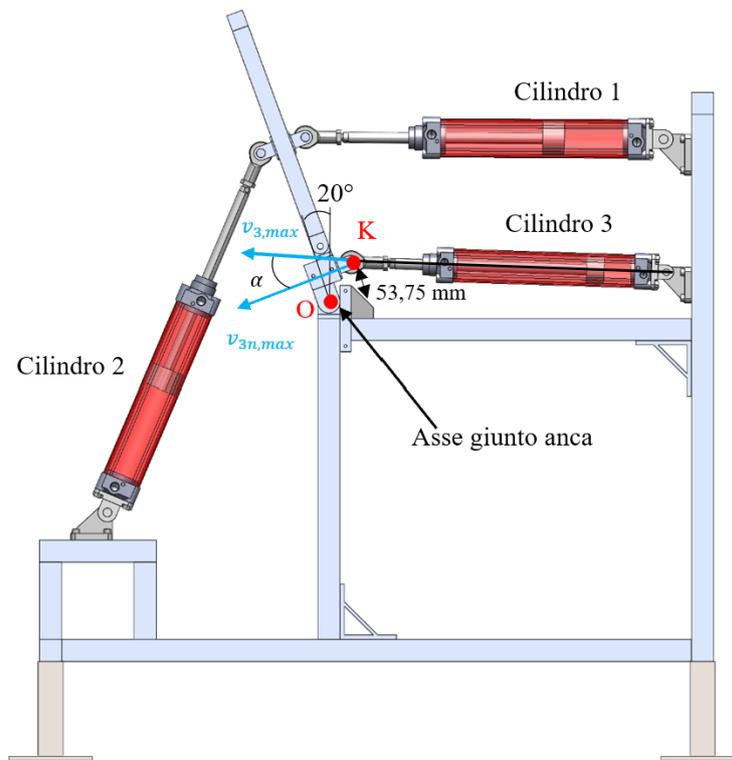


Figura 9.9: Analisi cilindro 3 con un'inclinazione di 20° rispetto alla verticale dell'asse dell'anca.

9.2 SCELTA DELLE VALVOLE PNEUMATICHE PER IL BANCO PROVA E CIRCUITI AD ESSE ASSOCIATE

Dopo aver calcolato la portata istantanea massima di esercizio richiesta da ciascun cilindro ed aver deciso di utilizzare questo parametro per la scelta delle valvole pneumatiche da installare sul banco prova, in questo sotto capitolo vengono selezionate delle possibili valvole dai cataloghi delle principali case costruttrici e vengono proposti dei circuiti pneumatici per riprodurre la logica di controllo formulata nel capitolo 8.5.

Nella tabella 9.4 vengono riportati i valori delle portate massime istantanee richieste dai cilindri, ricavate nel sotto capitolo 9.1, comprensivi di un coefficiente di sicurezza pari a 1,3 con cui si è deciso di scegliere le valvole dai cataloghi delle varie case costruttrici per l'applicazione in esame.

PORTATE MASSIME DI ESERCIZIO RICHIESTE DAI CILINDRI PNEUMATICI			
	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
$Q_{max,CS}$ [l/min]	91,87	120,28	6,38

Tabella 9.4: Portate massime di esercizio richieste dai cilindri del banco prova esoscheletri.

I circuiti che verranno proposti di seguito si basano tutti sullo stesso principio di lavoro ovvero sul fatto che le camere dei cilindri devono sempre essere in pressione ed in una condizione di equilibrio statico. Partendo da questa configurazione lo stantuffo viene movimentato scaricando la camera dal lato in cui si vuole lo scorrimento dello stelo dell'attuatore. Si è deciso di optare per questa soluzione perché i cilindri non devono arrivare a fondo corsa, ma devono compiere piccoli movimenti precisi. I circuiti pneumatici proposti, con cui comandare gli attuatori del banco prova per realizzare la logica di controllo, e le rispettive valvole pneumatiche commerciali con cui realizzarli, sono i seguenti:

- 1) Circuito ad azionamento manuale con valvole digitali 3/2;
- 2) Circuito ad azionamento elettrico con elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata;
- 3) Circuito ad azionamento elettrico con elettrovalvole proporzionali 3/3 in portata;
- 4) Circuito ad azionamento elettrico con modulazione PWM con elettrovalvole digitali 2/2.

Il primo circuito pneumatico proposto, quello ad azionamento manuale, è stato testato con successo direttamente nei laboratori del DIMEAS realizzando un filmato dal quale sono state estrapolate le immagini delle varie fasi del ciclo di funzionamento, riportate nel paragrafo 9.2.1.

I disegni dei circuiti pneumatici proposti nei seguenti paragrafi, sono realizzati con il software PnewDraw della casa costruttrice SMC, ed in ognuno, oltre ai componenti pneumatici, è riportata la struttura schematizzata del banco prova. In quest'ultima sono presenti le due cerniere (quella superiore è la lombo-sacrale e quella inferiore è quella del giunto dell'anca), la traversa che simula il bacino disposta tra le due cerniere, la parte superiore del banco che simula il tronco dell'operatore ed i tre attuatori.

Per completezza, si specifica che il software di disegno utilizzato, non ha permesso di separare gli scarichi dai silenziatori pneumatici e di posizionare il cilindro 2 in posizione obliqua, come invece è nel banco prova reale presente nei laboratori del DIMEAS.

9.2.1 CIRCUITO PNEUMATICO AD AZIONAMENTO MANUALE CON RELATIVA SIMULAZIONE SVOLTA NEI LABORATORI DEL DIMEAS

Il circuito pneumatico ad azionamento manuale, proposto in questo paragrafo, si basa sulla logica di funzionamento illustrata all'inizio del capitolo 9.2, ovvero sul mantenere le camere dei cilindri in pressione ed in equilibrio statico, muovendo lo stantuffo agendo sugli scarichi.

Per garantire di avere le camere sempre in pressione sono state impiegate delle valvole normalmente aperte al cui scarico sono stati collegati dei regolatori di flusso che permettono di regolare la velocità di movimentazione degli stantuffi dei cilindri.

Il circuito pneumatico, riportato in figura 9.10, è costituito dai seguenti componenti pneumatici:

- 3 cilindri pneumatici a doppio effetto Metal Work (già presenti sul banco prova), i cilindri 1 e 2 hanno un alesaggio di 63 mm , mentre il cilindro 3 ha un alesaggio di 50 mm ;
- 6 valvole 3/2 monostabili normalmente aperte ad azionamento manuale;
- 6 regolatori di flusso;
- 3 silenziatori pneumatici;
- 1 alimentazione regolabile con manometro.

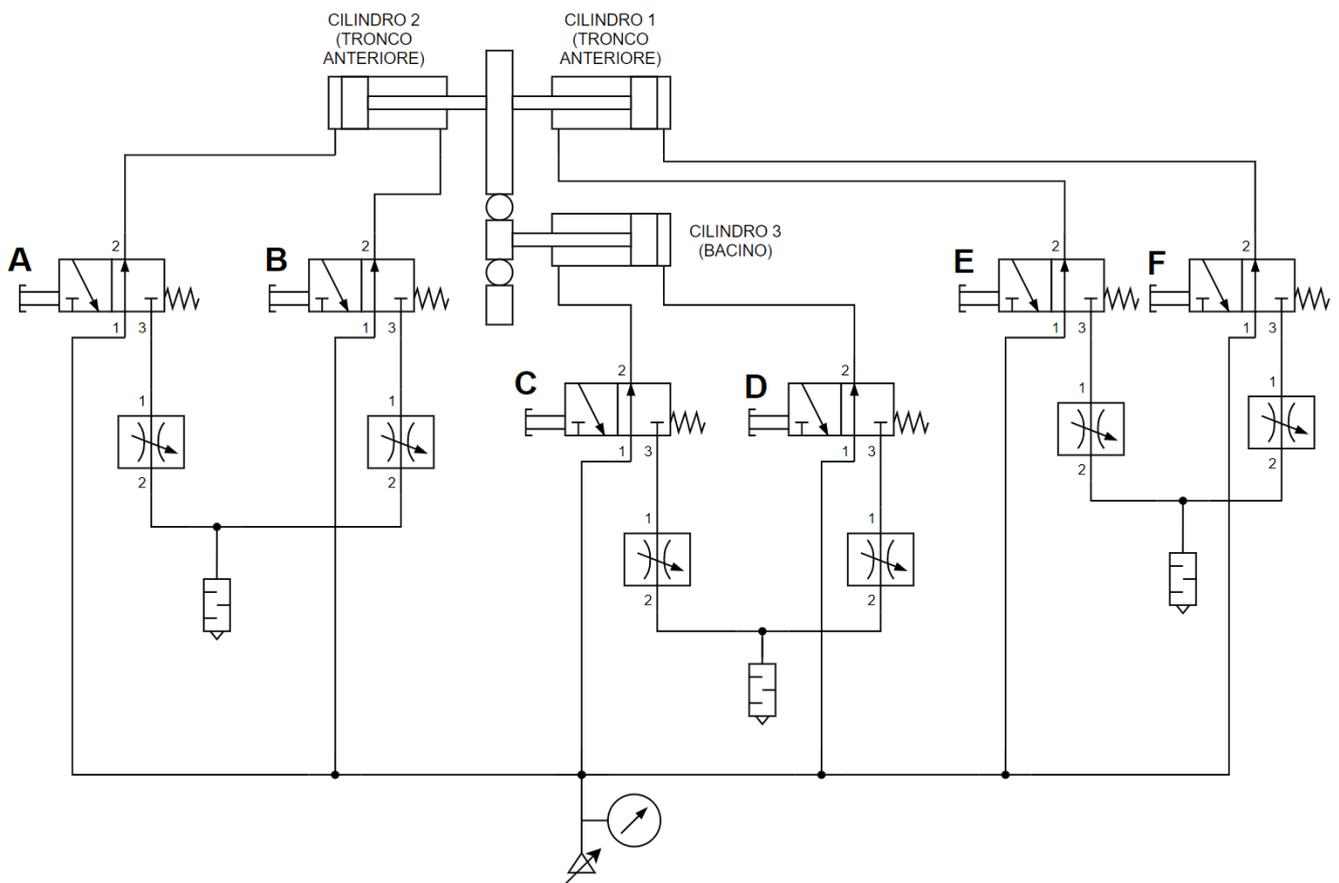


Figura 9.10: Circuito pneumatico ad azionamento manuale per banco prova esoscheletri.

Il circuito manuale è stato testato realmente nei laboratori del DIMEAS e con esso è stato possibile realizzare l'intero ciclo di lavoro del banco prova.

Nella figura 9.11 è riportata una fotografia del circuito manuale collegato al banco prova, mentre nella figura 9.12 è proposta una sequenza di fotogrammi estrapolati dal filmato prodotto durante il funzionamento del banco.



Figura 9.11: Circuito pneumatico ad azionamento elettrico realizzato nei laboratori del DIMEAS.

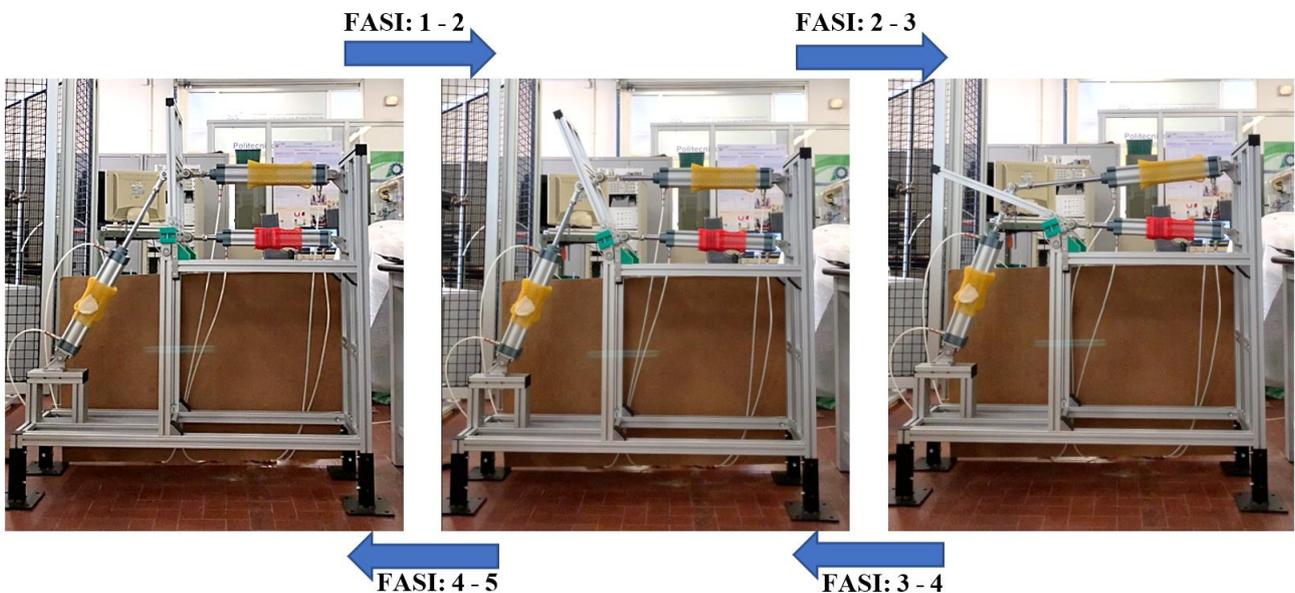


Figura 9.12: Sequenza di fotogrammi del filmato girato nei laboratori del DIMEAS durante la movimentazione del banco prova mediante il circuito pneumatico ad azionamento manuale.

A differenza dello schema di figura 9.10, nella fotografia del circuito utilizzato in laboratorio (figura 9.11) sono presenti due riduttori di pressione, uno che permette di regolare la pressione della camera posteriore (contenente lo stelo) del cilindro 3 ed uno collegato alle camere posteriori (contenenti gli steli) dei cilindri 1 e 2. Sono stati utilizzati per poter garantire l'equilibrio iniziale del banco prova, ovvero quando sia la traversa che simula il bacino sia la parte che simula il tronco dell'operatore sono allineate e disposte verticalmente. Questa soluzione nell'ottica di un azionamento manuale è comoda per evitare di dover tenere continuamente azionate delle valvole per garantire l'equilibrio, facilitando così il funzionamento all'operatore che deve comandare le valvole. Però, nel momento in cui si sostituirà l'azionamento manuale con quello elettrico, non sarà più necessario utilizzare i riduttori. Come si può osservare dalla figura 9.11 non sono state utilizzate delle valvole 3/2 normalmente aperte, non presenti nei laboratori del DIMEAS al momento dell'esperimento, ma dai fincorsa 5/2 della Metal Works riadattati per poter essere utilizzati come valvole 3/2 normalmente aperte. Dalla sequenza di fotogrammi (figura 9.12) e dal filmato prodotto è stato dimostrato il corretto funzionamento del circuito pneumatico, anche se a causa degli azionamenti manuale sono state incontrate alcune difficoltà visto che spesso per passare da una fase all'altra era necessario azionare diverse valvole simultaneamente. Nella tabella 9.5 è riportato un riassunto che ripropone le fasi della logica di controllo, proposte nel capitolo 8.5, spiegando come realizzarle con il circuito pneumatico ad azionamento manuale. La tabella fa riferimento alla nomenclatura indicata in figura 9.10.

CICLO DI LAVORO DEL BANCO PROVA UTILIZZANDO UN CIRCUITO PNEUMATI CON VALVOLE AD AZIONAMENTO MANUALE	
FASE 1	<p>Flessione in avanti di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto d'anca, con tronco e bacino allineati.</p> <p>Per realizzare questa fase è necessario azionare in simultanea le valvole C ed E garantendo, durante il movimento, l'allineamento tra la parte del banco che simula il tronco dell'operatore e la traversa che simula il bacino. Per facilitarne il movimento può essere azionata simultaneamente anche la valvola A.</p> <p>Per svolgere correttamente la fase è importante aver regolato in maniera ottimale i regolatori di flusso collegati alle uscite delle valvole.</p>
FASE 2	<p>Flessione in avanti del tronco di 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale, con il bacino bloccato.</p> <p>Per realizzare questa fase è necessario azionare la valvola E che permette la flessione in avanti della parte del banco che simula il tronco. Per facilitarne il movimento può</p>

	<p>essere azionata simultaneamente anche la valvola A. Un aspetto complicato di questa fase, nell'ottica di un circuito manuale, è mantenere ferma la traversa che simula il bacino che tenderebbe a muoversi in avanti per via del carico applicato dal cilindro 1. Per evitare questa criticità si deve azionare la valvola D ed aver predisposto correttamente i regolatori di flusso collegati agli scarichi delle valvole.</p>
FASE 3	<p>Banco prova fermo con il tronco inclinato di 70° rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca ed il bacino inclinato di 20°.</p> <p>Per realizzare questa fase è sufficiente mantenere azionate le valvole della fase precedente (A, D, E) con i regolatori di flusso opportunamente regolati. In questo modo il banco prova rimarrà fermo visto che il cilindro 2 bilancerà il carico del cilindro 1, e la traversa del bacino verrà mantenuta bloccata dal cilindro 3.</p>
FASE 4	<p>Flessione indietro del tronco di 50° rispetto alla verticale dell'asse lombo-sacrale, con il bacino bloccato.</p> <p>Per realizzare questa fase è necessario azionare la valvola B per realizzare la flessione indietro della parte del banco che simula il tronco. Un aspetto complicato di questa fase, nell'ottica di un circuito manuale, è mantenere ferma la traversa che simula il bacino che tenderebbe a muoversi indietro per via del carico applicato dal cilindro 2. Per evitare questa criticità si deve azionare la valvola C.</p> <p>Per facilitarne il movimento può essere azionata simultaneamente anche la valvola F, ma non è indispensabile per il funzionamento.</p>
FASE 5	<p>Flessione indietro di 20° rispetto alla verticale dell'asse del giunto d'anca, con tronco e bacino allineati.</p> <p>Per realizzare questa fase è necessario azionare in simultanea le valvole B ed C garantendo, durante il movimento, l'allineamento tra la parte del banco che simula il tronco dell'operatore e la traversa che simula il bacino. Per raggiungere tale obiettivo è necessario regolare correttamente i regolatori di flusso collegati alle uscite delle valvole.</p>

Tabella 9.5: Fasi del ciclo di lavoro del banco prova realizzate con un circuito pneumatico ad azionamento manuale.

9.2.2 CIRCUITO PNEUMATICO CON ELETTROVALVOLE 2/2 PROPORZIONALI IN PORTATA

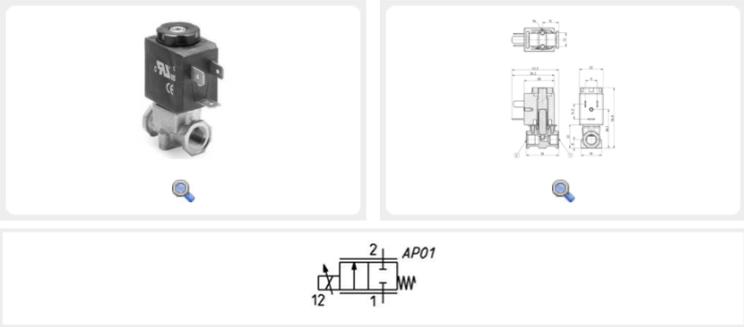
Il circuito pneumatico ad azionamento elettrico con elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata si basa sulla logica spiegata all'inizio del capitolo 9.2, ovvero sul mantenere le camere dei cilindri in pressione ed in equilibrio statico, muovendo lo stantuffo agendo sugli scarichi delle valvole.

Le valvole proposte per questo tipo di circuito appartengono alla serie AP della casa costruttrice Camozzi. Si è deciso di proporre queste elettrovalvole per via delle piccole dimensioni e perché sono già state utilizzate nei laboratori del DIMEAS per altre applicazioni dando ottimi risultati.

La casa costruttrice fornisce diverse valvole all'interno della serie AP che differiscono per le dimensioni, per la portata massima e per la pressione di esercizio. L'elettrovalvola che garantisce la maggior portata e permette di lavorare a 6 bar relativi è la AP-7211-LR2-U7*, di cui è riportato un estratto della scheda tecnica in figura 9.13 (nell'appendice A dell'elaborato di tesi è presente il datasheet completo).

AP-7211-LR2-U7*

AP-7211-LR2-U7*
Series AP proportional valves - 22mm, body with threaded ports



Code properties

Mod.	Port 1	Port 2	Function	Orifice Ø (mm)	kv (l/min)	Max pressure (bar)	Max flow (Nl/min)
AP-7211-LR2-U7*	G1/8	G1/8	2/2 NC	1.6	1.2	6	110

Figura 9.13: Estratto datasheet elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata, serie AP della Camozzi. [6]

Come si può osservare dalla figura 9.13 la massima portata gestibile dalla valvola è 110 Nl/min, contro i 120,28 l/min richiesti dal cilindro 2 del banco prova. Si è deciso ugualmente di scegliere

questa valvola, perché è in grado di soddisfare una pressione massima di esercizio di *6 bar relativi*, garantendo allo stesso tempo un'ampia portata. Inoltre, è possibile disporre senza problemi le valvole in parallelo arrivando così a soddisfare anche la portata richiesta dal cilindro 2. Però, sapendo che la portata richiesta è calcolata con un metodo conservativo ed utilizzando un coefficiente di sicurezza, è consigliato di provare in un primo momento il funzionamento del banco prova utilizzando valvole singole, non disposte in parallelo. In questo modo, nel caso in cui il banco prova funzioni ugualmente, si eviterebbe l'acquisto di valvole in eccesso permettendo un notevole risparmio economico. Infatti, senza considerare il coefficiente di sicurezza, utilizzato per calcolare le portate richieste dai cilindri pneumatici, il cilindro 2 richiederebbe una portata pari a *92,52 l/min*, soddisfabile utilizzando una singola valvola AP-7211-LR2-U7* della serie AP della Camozzi.

Con le elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata vengono proposti due circuiti pneumatici.

- 1) La **prima proposta** di circuito (figura 9.14) consiste nel comandare i cilindri pneumatici con delle elettrovalvole digitali 3/2 a valle delle quali sono posizionate le elettrovalvole proporzionali 2/2 che, come accadeva per i regolatori di flusso nel circuito ad azionamento manuale, permettono di gestire gli scarichi delle valvole 3/2 movimentando gli stantuffi dei cilindri. Sia le valvole digitali 3/2 sia le proporzionali 2/2 sono ad azionamento elettrico così da poter essere gestite da un unico controllore centrale.

Il circuito, riportato in figura 9.14, è costituito dai seguenti componenti pneumatici:

- 3 cilindri pneumatici a doppio effetto Metal Work (già presenti sul banco prova), i cilindri 1 e 2 hanno un alesaggio di *63 mm*, mentre il cilindro 3 ha un alesaggio di *50 mm*;
- 6 valvole digitali 3/2 monostabili normalmente aperte ad azionamento elettrico;
- 8 elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata monostabili normalmente chiuse;
- 3 silenziatori pneumatici;
- 1 alimentazione regolabile con manometro.

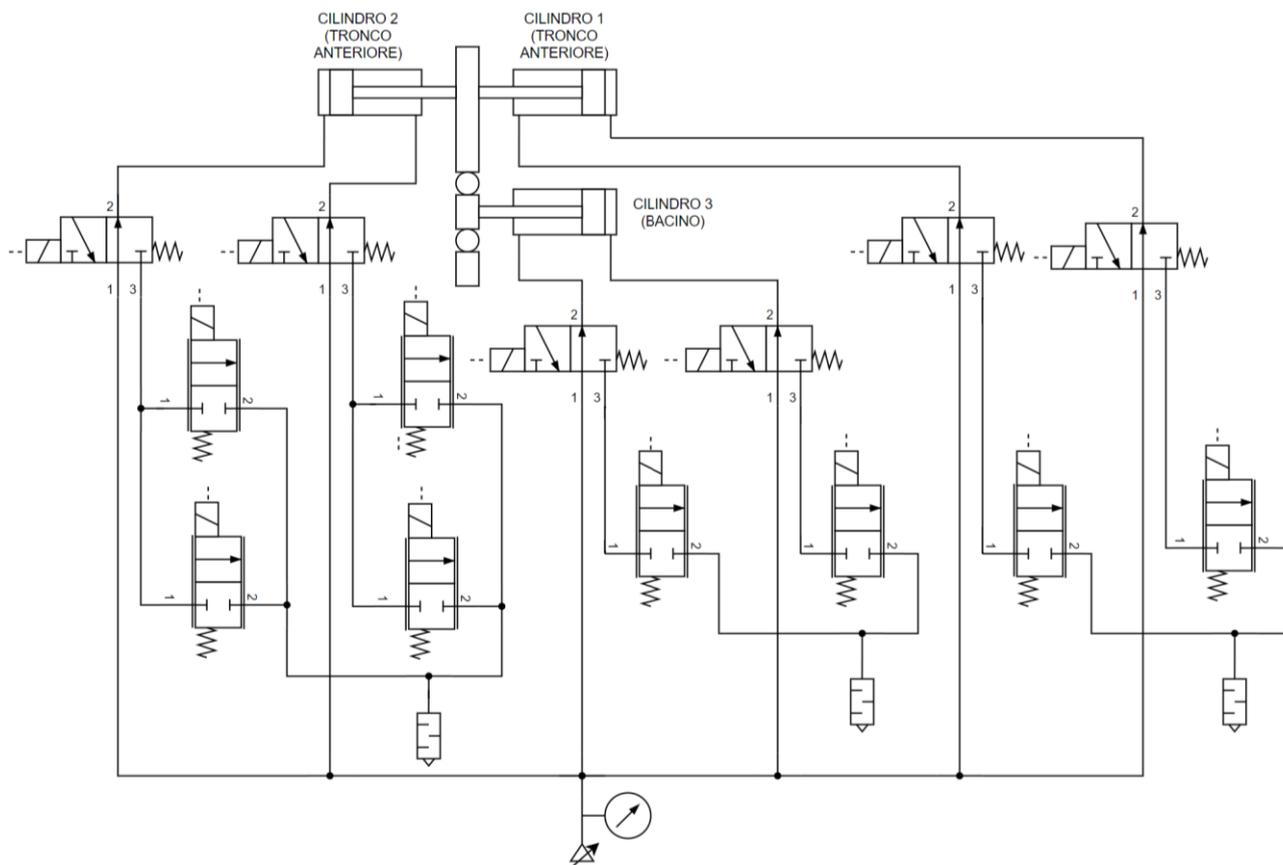


Figura 9.14: Prima proposta di circuito pneumatico con elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata e elettrovalvole digitali 3/2 per banco prova esoscheletri.

2) La **seconda proposta** (figura 9.15) consiste nell'utilizzare direttamente le elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata per comandare i cilindri pneumatici, collegando ad ogni camera due valvole, una per gestire il riempimento ed una per lo scarico. Come detto in precedenza, la soluzione proposta prevede valvole in parallelo, ma è consigliato provare prima a realizzare il circuito con valvole singole e nel caso disporre un parallelismo in seguito.

Il circuito, riportato in figura 9.15, è costituito dai seguenti componenti pneumatici:

- 3 cilindri pneumatici a doppio effetto Metal Work (già presenti sul banco prova), i cilindri 1 e 2 hanno un alesaggio di 63 mm, mentre il cilindro 3 ha un alesaggio di 50 mm;
- 16 elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata monostabili normalmente chiuse;
- 3 silenziatori pneumatici;
- 1 alimentazione regolabile con manometro.

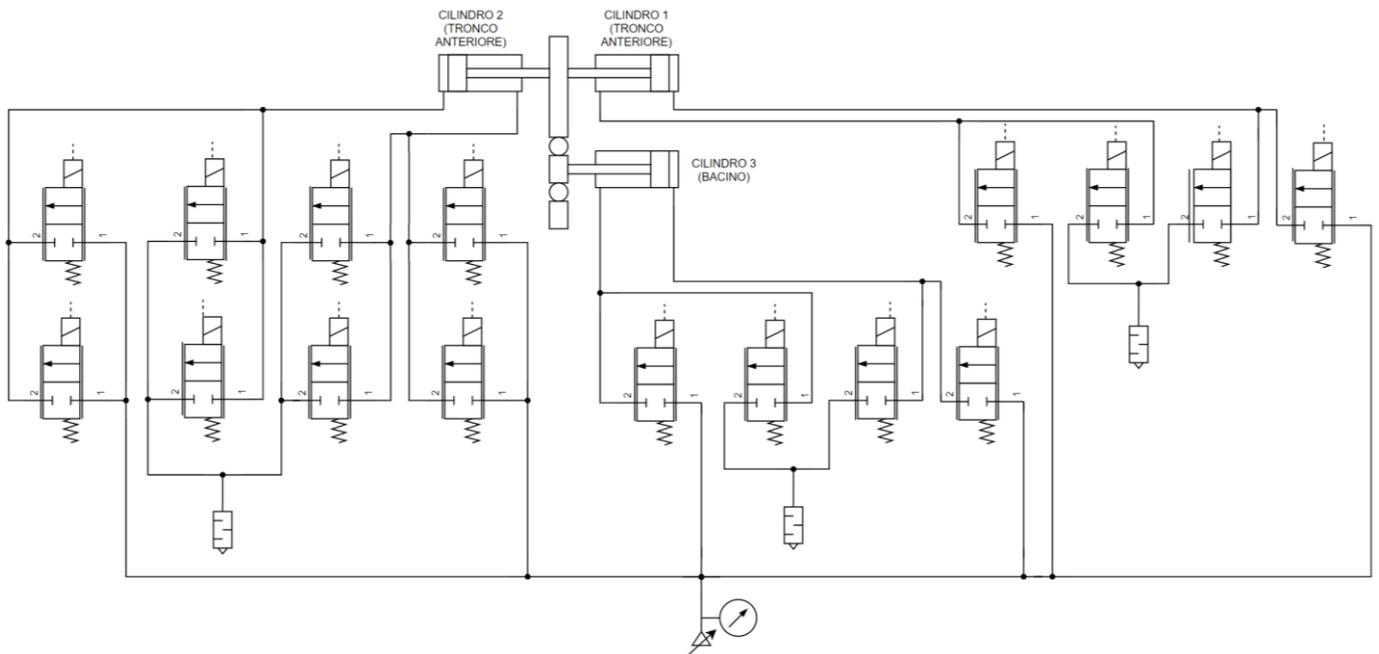


Figura 9.15: Seconda proposta di circuito pneumatico con elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata per banco prova esoscheletri.

Un aspetto da tenere in considerazione soprattutto per il secondo circuito proposto è che queste elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata vengono prodotte, da tutte le case costruttrici, soltanto come valvole normalmente chiuse (per questo motivo nella figura 9.14 e nella 9.15 sono disegnate normalmente chiuse). Di conseguenza, nella seconda soluzione proposta, per mantenere le camere dei cilindri in pressione sarà necessario fornire corrente in maniera continuativa alle elettrovalvole predisposte per il riempimento in modo tale che queste risultino normalmente aperte.

9.2.3 CIRCUITO PNEUMATICO CON ELETTROVALVOLE 3/3 PROPORZIONALI IN PORTATA

Il circuito pneumatico con elettrovalvole proporzionali 3/3 in portata si basa sulla logica spiegata all'inizio del capitolo 9.2, ovvero sul mantenere le camere dei cilindri in pressione ed in equilibrio statico, muovendo lo stantuffo agendo sugli scarichi delle valvole.

Inizialmente, si era ipotizzato di utilizzare delle elettrovalvole proporzionali 3/2 in portata, ma da un'indagine di mercato si è riscontrato che in commercio si trovano solo delle elettrovalvole 3/3 proporzionali in portata. Ed in particolare, per l'applicazione in esame si è deciso di proporre l'elettrovalvola proporzionale 3/3 in portata dell'azienda FESTO, chiamate VPCF G3/8-6.

Nella figura 9.16 è riportato un estratto della scheda tecnica, mentre nell'appendice A dell'elaborato è presente il datasheet completo.



General technical data		VPCF-...-G3/8-6	VPCF-...-G3/8-10
Type			
Pneumatic connection		G3/8	
Nominal width	[mm]	6	
Flow rate range	[l/min]	0 ... 1000	0 ... 1500
Flow rate control range ¹⁾	[l/min]	20 ... 1000	30 ... 1500
Valve function		3-way proportional flow control valve	
Design		Piston spool with integrated sensor	
Sealing principle		Hard	
Actuation type		Electrical	
Reset method		Magnetic spring	
Type of control		Direct	
Flow direction		Non-reversible	
Type of mounting		Direct mounting via through-hole Direct mounting via thread	
Short circuit current rating		Yes	
Diagnostic function		Via LED	
Mounting position		Any	
Product weight	[g]	856	
Electrical connection		8-pin M12x1 Plug A-coded	
Pressure sensors			
Repetition accuracy FS	[%]	< ±0.5	
Absolute accuracy FS	[%]	< 3	
Hysteresis FS	[%]	< 0.8	

Figura 9.16: Estratto datasheet elettrovalvole proporzionali 3/3 in portata, serie VPCF della FESTO. [8]

L'unico aspetto critico di questa famiglia di valvole è che hanno un range di portata pari a $(0 \div 1000) \text{ l/min}$, ma un range gestibile con una logica di controllo pari a $(20 \div 1000) \text{ l/min}$. Di conseguenza il cilindro 3 del banco prova, collegato alla traversa che simula il bacino dell'operatore, che richiede una portata inferiore ai 20 l/min potrebbe non funzionare utilizzando questa famiglia di valvole. In ogni modo, si è deciso di proporre questa soluzione come alternativa a quella con valvole proporzionali 2/2 per avere un ventaglio più ampio di possibilità.

Il circuito, riportato in figura 9.17, è costituito dai seguenti componenti pneumatici:

- 3 cilindri pneumatici a doppio effetto Metal Work (già presenti sul banco prova), i cilindri 1 e 2 hanno un alesaggio di 63 mm , mentre il cilindro 3 ha un alesaggio di 50 mm ;
- 6 elettrovalvole proporzionali 3/3 in portata normalmente chiuse;
- 3 silenziatori pneumatici;
- 1 alimentazione regolabile con manometro.

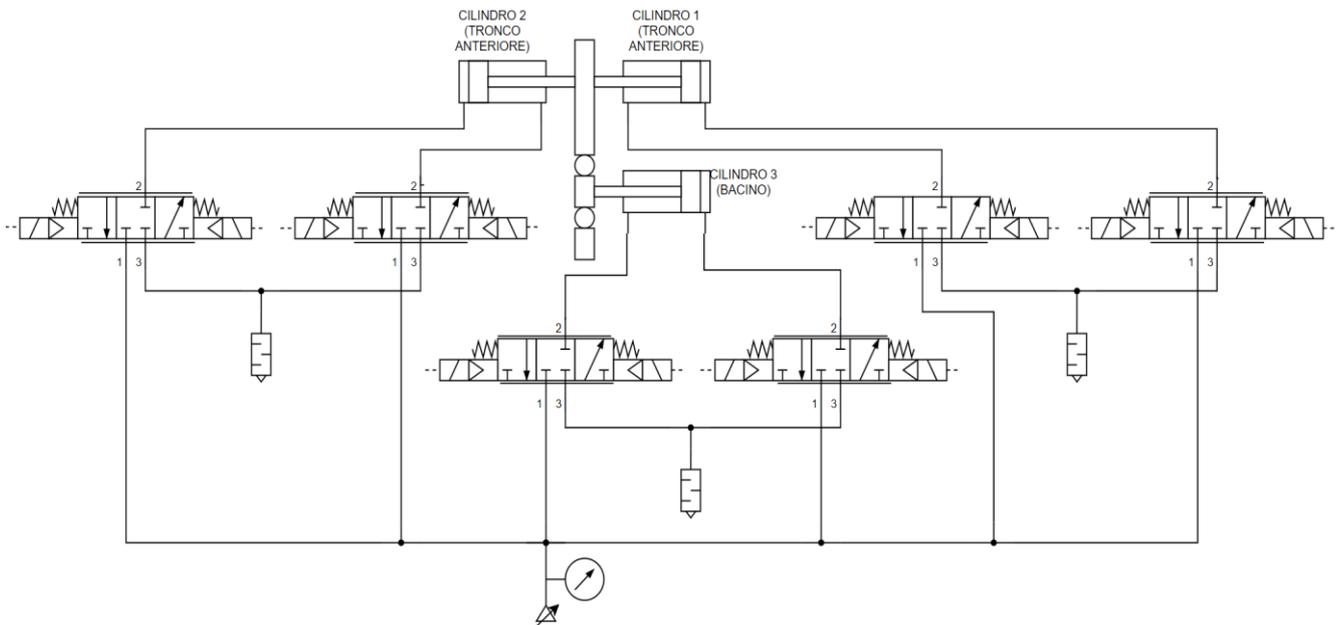


Figura 9.17: Circuito pneumatico con elettrovalvole proporzionali 3/3 in portata per banco prova esoscheletri.

Per completezza, si specifica che il simbolo utilizzato per l'elettrovalvola 3/3 in figura 9.17 non coincide con quello presente nel catalogo della FESTO perché non era presente nel software di disegno utilizzato per la realizzazione del circuito.

Come per le valvole della serie AP della Camozzi, proposte nel paragrafo 9.2.2, anche queste elettrovalvole per poter essere utilizzate come normalmente aperte devono sempre essere alimentate continuamente con la corrente perché la posizione di riposo non corrisponde alla configurazione in cui tutte e tre le bocche sono chiuse.

9.2.4 CIRCUITO PNEUMATICO CON ELETTROVALVOLE DIGITALI 2/2 PER MODULAZIONE PWM

Il circuito pneumatico con elettrovalvole digitali 2/2 controllabili con una modulazione PWM si basa sulla logica spiegata all'inizio del capitolo 9.2, ovvero sul mantenere le camere dei cilindri in pressione ed in equilibrio statico, muovendo lo stantuffo agendo sugli scarichi.

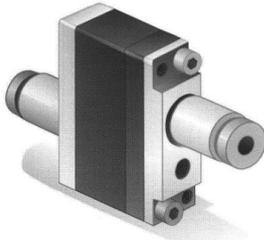
Le valvole digitali scelte per questa proposta sono prodotte dalla MATRIX S.p.A. ed appartengono a diverse famiglie di valvole presenti nel loro catalogo commerciale. In particolare, quelle compatibili con l'applicazione e con le portate richieste dai cilindri presenti sul banco prova, sono elencate di seguito.

- Elettrovalvole della serie 720 (modello 721, 2/2) con due diversi flow rate “H” (50 l/min) e “B” (80 l/min), da controllare senza speed-up. Questa serie di valvole è prodotta sia nella configurazione normalmente chiusa sia in quella normalmente aperta.
- Elettrovalvole della serie 820 (modello 821, 2/2) con flow rate “M” (100 l/min), da controllare senza speed-up. Questa serie di valvole è prodotta solo nella configurazione normalmente chiusa.
- Mini-elettrovalvole della serie 320 (modello 321, 2/2) con un unico flow rate pari a 30 l/min. Questa serie di valvole è prodotte sia nella configurazione normalmente chiusa sia in quella normalmente aperta, e richiede l’acquisto di un manifold fornito dalla casa costruttrice.

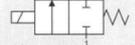
Nelle figure 9.18, 9.19 e 9.20 sono riportati gli estratti delle schede tecnica delle valvole della MATRIX S.p.A. precedentemente elencate, mentre nell’appendice A dell’elaborato di tesi sono riportate le schede tecniche complete.

721 • 2/2

NC NO



CONTROL:
DIRECT
PFM
PWM

N. 1 NC


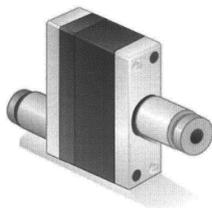
N. 1 NO


GENERAL CHARACTERISTICS			
FLUID	Non-lubricated dry air, neutral gases (-10 + 50°C)		
FILTRATION RATING	Min 40 micron		
TEMPERATURE	- 10 + 50°C (Standard version)		
RESPONSE TIME IN OPENING	12 / 24 < 7 ms	JJ < 5 ms	XX / KK < 2 ms
RESPONSE TIME IN CLOSING	12 / 24 < 3 ms	JJ < 2 ms	XX / KK < 2 ms
MAXIMUM FREQUENCY	100 Hz	200 Hz	300 Hz
WEIGHT	35 g		
PRODUCT LIFE EXPECTANCY	≥ 500 M/s cycles		
IP RATING	IP 62		

● FLOW RATE (at 6 bar)

H	50 Nl / min
B	80 Nl / min
M	100 Nl / min (control tension JJ XX KK)

Figura 9.18: Estratto datasheet elettrovalvole digitali serie 720 (modello 721, 2/2) della MATRIX S.p.A. [7]



CONTROL:		DIRECT	PFM	PWM	
N. 1 NC					
GENERAL CHARACTERISTICS					
FLUID	Non-lubricated dry air, neutral gases(-10 + 50°C)				
FILTRATION RATING	Min 40 micron				
TEMPERATURE	- 10 + 50°C (Standard version)				
RESPONSE TIME IN OPENING	24 < 5 ms	XX / KK < 1 ms			
RESPONSE TIME IN CLOSING	24 < 2 ms	XX / KK < 1 ms			
MAXIMUM FREQUENCY	200 Hz	500 Hz			
WEIGHT	25 g				
PRODUCT LIFE EXPECTANCY	≥ 500 M/s cycles				
IP RATING	IP 62				
♦ FLOW RATE (at 6 bar)					
M	100 NI/min				
N	140 NI/min (control tension XX KK)				
O	180 NI/min (control tension XX KK)				

Figura 9.19: Estratto datasheet elettrovalvole digitali serie 820 (modello 821, 2/2) della MATRIX S.p.A. [7]

320 Series - Model 321

3/2 2/2 NC NO



CONTROL		DIRECT	PFM	PNM	PWM
2/2		3/2			
NC	NO	NC	NO		
GENERAL CHARACTERISTICS					
Working fluid (0 to 50 °C)	Non-lubricated dry air, inert gases				
Filtration requirements	40 micron (min.)				
Temperature range	-10 to 50 °C (ambient)				
Opening time	3 ms				
Closing time	1,5 ms				
Maximum working frequency	200 Hz				
Weight	~ 9 gr.				
Product life expectancy	up to ½ billion cycles				
IP rating	IP52 (std.) - IP62 (opt.)				
♦ SINGLE OUTLET FLOW RATE (at 6 bar)					
C	30 L/min.				

Figura 9.20: Estratto datasheet mini-elettrovalvole digitali serie 320 (modello 321, 2/2) della MATRIX S.p.A. [7]

Nella figura 9.21 è riportato il circuito pneumatico con elettrovalvole digitali 2/2 per modulazione PWM. Per soddisfare la richiesta di portata dei cilindri 1 e 2 sono disposte delle valvole in parallelo per evitare di dover utilizzare un controllo speed-up. I componenti pneumatici del circuito sono i seguenti:

- 3 cilindri pneumatici a doppio effetto Metal Work (già presenti sul banco prova), i cilindri 1 e 2 sono con un alesaggio di 63 mm, mentre il cilindro 3 con un alesaggio di 50 mm;

- 10 valvole 2/2 monostabili normalmente aperte ad azionamento elettrico;
- 8 valvole 2/2 monostabili normalmente chiuse ad azionamento elettrico;
- 6 silenziatori pneumatici;
- 1 alimentazione regolabile con manometro.

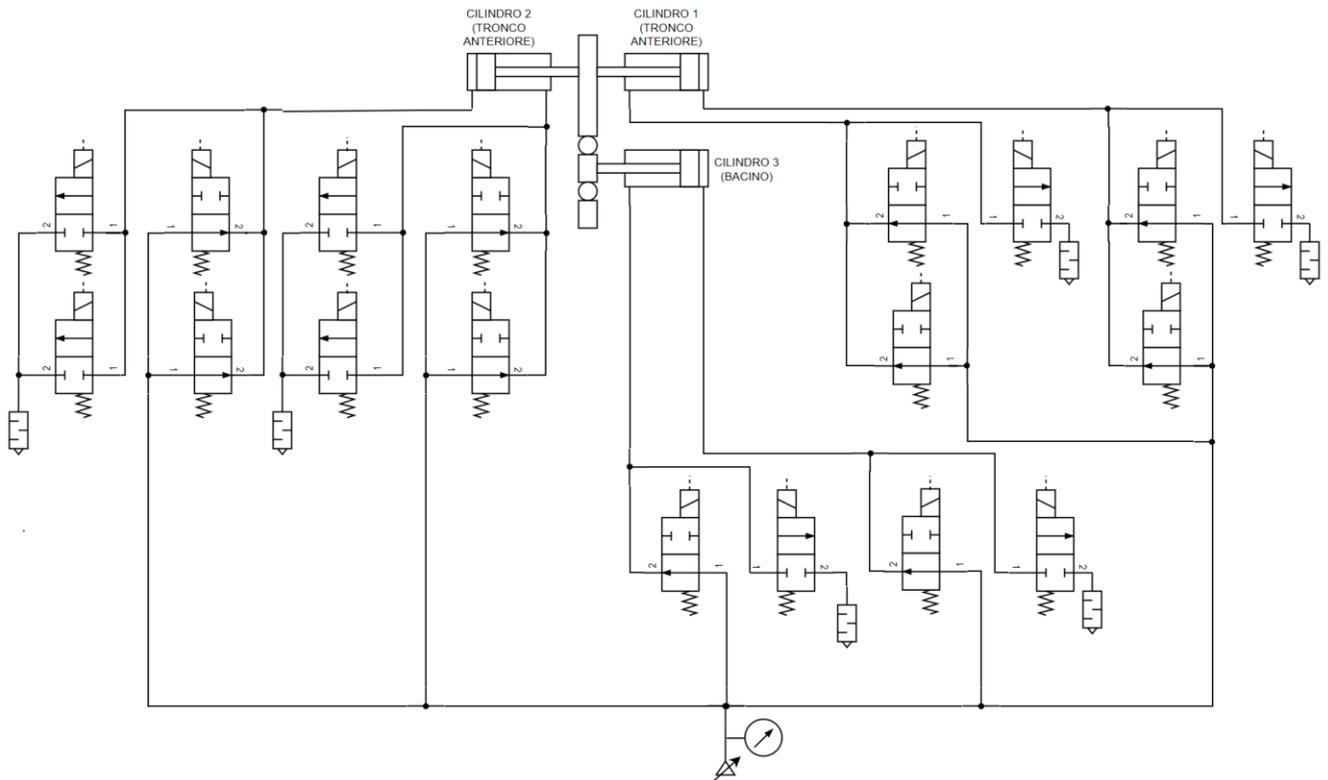


Figura 9.21: Circuito pneumatico con elettrovalvole digitali 2/2 (logica PWM) per banco prova esoscheletri.

Come si può osservare dalla figura 9.21, i cilindri 1 e 2 del banco prova richiedono più valvole in parallelo per poter soddisfare la portata da loro richiesta. Sapendo che quest'ultima è calcolata con un metodo conservativo ed utilizzando un coefficiente di sicurezza, è consigliato di provare in un primo momento il funzionamento del banco prova utilizzando valvole singole, non disposte in parallelo. In questo modo nel caso in cui il banco prova funzioni ugualmente, si eviterebbe l'acquisto di valvole in eccesso permettendo un notevole risparmio economico.

Avendo a disposizione più valvole digitali 2/2 tra cui scegliere sono state proposte quattro diverse combinazioni per la costruzione del circuito pneumatico. Di seguito sono illustrate le quattro proposte.

1) PRIMA PROPOSTA

La prima proposta corrisponde alla soluzione di figura 9.21 e consiste nell'utilizzare delle valvole in parallelo della serie 720 per l'alimentazione dei cilindri 1 e 2, valvole singole della serie 820 per lo scarico del cilindro 1, valvole in parallelo della serie 820 per lo scarico del cilindro 2 e valvole della serie 720 per il cilindro 3. Questa scelta è dovuta al fatto che le valvole della serie 820 hanno dei tempi di risposta inferiori rispetto alla serie 720 e questo è utile nell'ottica della logica di controllo proposta per il banco prova dove è lo scarico che comanda il movimento degli stantuffi dei cilindri. Non è stato però possibile utilizzare tutte valvole della serie 820 perché vengono prodotte solo nella configurazione normalmente chiusa.

Nella tabella 9.6 sono riportate le elettrovalvole digitali da utilizzare per comandare i tre cilindri del banco prova nell'ottica di questa prima proposta di circuito pneumatico con controllo in PWM.

PRIMA PROPOSTA DI CIRCUITO PNEUMATICO CON CONTROLLO PWM	
CILINDRO 1 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 91,87 l/min)	<ul style="list-style-type: none">- 2 valvole 821, 2/2 NC, con flow rate "M" (100 l/min)- 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "H" (50 l/min)
CILINDRO 2 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 120,28 l/min)	<ul style="list-style-type: none">- 4 valvole 821, 2/2 NC, con flow rate "M" (100 l/min)- 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "B" (80 l/min)
CILINDRO 3 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 6,38 l/min)	<ul style="list-style-type: none">- 2 valvole 721, 2/2 NC, con flow rate "H" (50 l/min)- 2 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "H" (50 l/min)

Tabella 9.6: Prima proposta per il circuito con elettrovalvole digitali 2/2 (logica PWM).

2) SECONDA PROPOSTA

La seconda proposta è molto simile alla precedente e corrisponde alla figura 9.21. Consiste nell'utilizzare delle valvole in parallelo della serie 720 per l'alimentazione dei cilindri 1 e 2, valvole singole della serie 820 per lo scarico del cilindro 1, valvole in parallelo della serie 820 per lo scarico del cilindro 2 e mini-valvole della serie 320 per il cilindro 3. Questa proposta differisce dalla prima solo per le valvole che comandano il cilindro 3 che in questo caso hanno una portata più simile a quella richiesta dal cilindro, ma essendo mini-valvole hanno una struttura e delle dimensioni diverse da quella della serie 720.

Nella tabella 9.7 sono riportate le elettrovalvole digitali da utilizzare per comandare i tre cilindri del banco prova nell'ottica di questa seconda proposta di circuito pneumatico con controllo in PWM.

SECONDA PROPOSTA DI CIRCUITO PNEUMATICO CON CONTROLLO PWM	
<p>CILINDRO 1 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 91,87 l/min)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - 2 valvole 821, 2/2 NC, con flow rate "M" (100 l/min) - 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "H" (50 l/min)
<p>CILINDRO 2 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 120,28 l/min)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - 4 valvole 821, 2/2 NC, con flow rate "M" (100 l/min) - 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "B" (100 l/min)
<p>CILINDRO 3 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 6,38 l/min)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - 2 valvole 321, 2/2 NC, con flow rate pari a 30 l/min - 2 valvole 321, 2/2 NO, con flow rate pari a 30 l/min

Tabella 9.7: Seconda proposta per il circuito con elettrovalvole digitali 2/2 (logica PWM).

3) TERZA PROPOSTA

La terza proposta consiste nell'utilizzare solo valvole della serie 720 per tutti e tre i cilindri per avere in questo modo un sistema più omogeneo. Questa scelta comporta sicuramente dei vantaggi dal punto di vista dell'assemblaggio e della manutenzione, oltre alla possibilità di ricevere uno sconto dal venditore visto l'ordine cospicuo.

Questa proposta non può essere riferita al circuito disegnato in figura 9.21 perché utilizzando valvole della serie 720 e non della serie 820 è necessario utilizzare un parallelismo anche per lo scarico del cilindro 1.

Nella tabella 9.8 sono riportate le elettrovalvole digitali da utilizzare per comandare i tre cilindri del banco prova nell'ottica di questa terza proposta di circuito pneumatico con controllo in PWM.

TERZA PROPOSTA DI CIRCUITO PNEUMATICO CON CONTROLLO PWM	
<p>CILINDRO 1 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 91,87 l/min)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - 4 valvole 721, 2/2 NC, con flow rate "H" (50 l/min) - 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "H" (50 l/min)
<p>CILINDRO 2 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 120,28 l/min)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - 4 valvole 721, 2/2 NC, con flow rate "B" (80 l/min) - 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "B" (80 l/min)

CILINDRO 3 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 6,38 l/min)	<ul style="list-style-type: none"> - 2 valvole 721, 2/2 NC, con flow rate "H" (50 l/min) - 2 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "H" (50 l/min)
--	--

Tabella 9.8: Terza proposta per il circuito con elettrovalvole digitali 2/2 (logica PWM).

4) QUARTA PROPOSTA

La quarta proposta consiste nell'acquistare valvole della serie 720 per i cilindri 1 e 2, e mini-valvole della serie 320 per il cilindro 3. Questa proposta differisce dalla terza solo per le valvole che comandano il cilindro 3 che in questo caso hanno una portata più simile a quella richiesta dal cilindro, ma essendo mini-valvole hanno una struttura e delle dimensioni diverse da quella della serie 720.

Questa proposta non può essere riferita al circuito disegnato in figura 9.21 perché utilizzando valvole della serie 720 e non della serie 820 è necessario utilizzare un parallelismo anche per lo scarico del cilindro 1.

Nella tabella 9.9 sono state riportate le elettrovalvole digitali da utilizzare per comandare i tre cilindri del banco prova nell'ottica di questa quarta proposta di circuito pneumatico con controllo in PWM.

QUARTA PROPOSTA DI CIRCUITO PNEUMATICO CON CONTROLLO PWM	
CILINDRO 1 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 91,87 l/min)	<ul style="list-style-type: none"> - 4 valvole 721, 2/2 NC, con flow rate "H" (50 l/min) - 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "H" (50 l/min)
CILINDRO 2 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 120,28 l/min)	<ul style="list-style-type: none"> - 4 valvole 721, 2/2 NC, con flow rate "B" (80 l/min) - 4 valvole 721, 2/2 NO, con flow rate "B" (80 l/min)
CILINDRO 3 (Portata massima d'esercizio richiesta pari a 6,38 l/min)	<ul style="list-style-type: none"> - 2 valvole 321, 2/2 NC, con flow rate pari a 30 l/min - 2 valvole 321, 2/2 NO, con flow rate pari a 30 l/min

Tabella 9.9: Quarta proposta per il circuito con elettrovalvole digitali 2/2 (logica PWM).

9.2.5 VALUTAZIONE ECONOMICA DELLE VARIE PROPOSTE DI CIRCUITO PNEUMATICO

In questo paragrafo conclusivo sullo studio del circuito pneumatico con cui comandare gli attuatori del banco prova esoscheletri viene proposta una valutazione economica per capire i costi delle varie soluzioni proposte precedentemente. Per quest'analisi sono state contattate le varie case costruttrici chiedendo un preventivo informativo su carta intestata per quantificare quanto costerebbe realizzare il circuito pneumatico con elettrovalvole di loro produzione.

Per la soluzione che prevede l'utilizzo di elettrovalvole proporzionali 2/2 in portata (capitolo 9.2.2), il preventivo richiesto alla casa costruttrice fa riferimento alla figura 9.15, dove sono presenti solo valvole proporzionali, e non alla proposta di figura 9.14 dove sono presenti anche valvole digitali 3/2, visto che quest'ultime sarebbero già disponibili nei laboratori del DIMEAS.

Invece, per la soluzione che prevede l'utilizzo di elettrovalvole digitali da integrare in una logica di controllo PWM (capitolo 9.2.4), si è deciso di chiedere un preventivo solo della seconda proposta di circuito pneumatico (tabella 9.7) perché prevede l'utilizzo, oltre delle valvole della serie 720, anche delle valvole performanti della serie 820 e delle mini-valvole della serie 320 più idonee alle portate dell'applicazione in esame. Per questo preventivo, avendo valvole di serie differenti, si è preferito chiedere alla casa costruttrice di comprendere nel prezzo complessivo anche dei manifold per disporre le valvole a seconda del cilindro a cui si riferiscono.

Nella tabella 9.10 sono stati riportati i risultati ottenuti dall'indagine economica.

VALUTAZIONE ECONOMICA PER LA REALIZZAZIONE DEL CIRCUITO PNEUMATICO DEL BANCO PROVA ESOSCHELETRI		
Circuito pneumatico con elettrovalvole proporzionali 2/2 della Camozzi (capitolo 9.2.2)	Per la costruzione del circuito proposto in figura 9.15 sono necessarie sedici elettrovalvole proporzionali 2/2 della serie AP (AP-7211-LR2-U7*). Il costo singolo di ogni valvola è di 44,26€ + IVA.	708,16€ + IVA.
Circuito pneumatico con elettrovalvole proporzionali 3/3 della Festo (capitolo 9.2.3)	Per la costruzione del circuito proposto in figura 9.17 sono necessarie sei elettrovalvole proporzionali 3/3 della famiglia VPCF. Il costo singolo di ogni valvola è di 1070,33€ + IVA.	5779,78€ + IVA.

	Acquistando tutte e sei le valvole si otterrebbe uno sconto del 10% spendendo complessivamente 5779,78€ + IVA.	
Circuito pneumatico con elettrovalvole digitali 2/2 della Matrix (capitolo 9.2.4, seconda proposta)	<p>Per la costruzione del circuito proposto in figura 9.21 sono necessarie diciotto elettrovalvole digitali 2/2. Avendo previsto l'utilizzo di valvole di serie diverse (tabella 9.7) e confrontandosi con la casa costruttrice è stato deciso di utilizzare manifold per suddividere le valvole in base al cilindro del banco prova a cui si riferiscono.</p> <p>Per il cilindro 1 sono stati predisposti due manifold, per un costo complessivo di 244€ + IVA. Ogni manifold conterrà le tre valvole necessarie alla gestione di una camera del cilindro.</p> <p>Per il cilindro 2 sono stati predisposti due manifold, per un costo complessivo di 298€ + IVA. Ogni manifold conterrà le quattro valvole necessarie alla gestione di una camera del cilindro.</p> <p>Per il cilindro 3 sono stati predisposti un manifold, per un costo complessivo di 95€ + IVA. Il manifold conterrà le quattro mini-valvole necessarie alla gestione di una dell'intero cilindro.</p>	490€ + IVA.

Tabella 9.10: Risultati della valutazione economica per la realizzazione del circuito pneumatico con elettrovalvole del banco prova esoscheletri.

9.3 CONSUMO ARIA COMPRESSA DEI CILINDRI PRESENTI NEL BANCO PROVA

Un ulteriore studio che viene proposto all'interno di questo capitolo, tipicamente impiegato per il dimensionamento delle linee di alimentazione, riguarda il consumo d'aria compressa dei cilindri pneumatici. Questo parametro può essere utile per avere un'indicazione di quanta aria serve ai cilindri per far compiere allo stantuffo la corsa completa o la corsa effettiva per l'applicazione del banco prova. La corsa completa è un valore costruttivo ed è pari a 280 mm per tutti e tre i cilindri, mentre la corsa effettiva varia ed è quella necessaria al raggiungimento delle configurazioni limite di lavoro. Queste ultime corrispondono a far compiere una rotazione alla traversa, che simula il bacino dell'operatore, pari a 20° rispetto all'asse dell'anca ed una rotazione di 70° rispetto all'asse dell'anca alla parte superiore del banco, che simula il tronco dell'operatore.

Le corse effettive dei tre cilindri pneumatici sono:

- Corsa effettiva cilindro 1 (cilindro posteriore tronco): 252 mm;
- Corsa effettiva cilindro 2 (cilindro anteriore tronco): 232 mm;
- Corsa effettiva cilindro 3 (cilindro bacino): 22 mm.

Inoltre, il calcolo del consumo d'aria permette di introdurre un parametro importante ovvero la pressione di esercizio che nel caso del banco prova è di 6 bar *relativi*.

Per calcolare il consumo d'aria compressa è necessario anche definire il numero di cicli di lavoro al minuto che vengono svolti dai cilindri pneumatici del banco prova. Nell'applicazione reale del banco prova esoscheletri, i cicli di lavoro al minuto sono molto limitati visto che si vuole simulare un operatore che deve compiere una flessione in avanti, rimanere fermo per diverso tempo ed infine tornare nella posizione eretta. Per questo motivo, si è scelto di considerare come numero di cicli completi di lavoro 2 *cicli/ora*.

Con i dati appena definiti e le dimensioni geometriche dei cilindri sono state applicate le seguenti formule, illustrate nel "Manuale di pneumatica – III edizione" di Guido Belforte [21], per definire il consumo d'aria compressa degli attuatori presenti sul banco prova.

$$q_s = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot 10 \cdot P \cdot 10^{-6} \left[\frac{dm^3(ANR)}{cm} \right]$$

$$q_t = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_a^2) \cdot 10 \cdot P \cdot 10^{-6} \left[\frac{dm^3(ANR)}{cm} \right]$$

$$Q_s = q_s \cdot c \cdot n \left[\frac{dm^3(ANR)}{min} \right] \quad Q_t = q_t \cdot c \cdot n \left[\frac{dm^3(ANR)}{min} \right] \quad Q = Q_s + Q_t \left[\frac{dm^3(ANR)}{min} \right]$$

I parametri presenti nell'equazioni sono elencati di seguito.

- $q_s [dm^3(ANR)/cm]$: volume d'aria per centimetro di corsa di spinta.
- $q_t [dm^3(ANR)/cm]$: volume d'aria per centimetro di corsa di trazione.
- $Q_s [dm^3(ANR)/min]$: portata d'aria consuma per realizzare la corsa di spinta.
- $Q_t [dm^3(ANR)/min]$: portata d'aria consuma per realizzare la corsa di trazione.
- $Q [dm^3(ANR)/min]$: portata d'aria consuma per realizzare la corsa di spinta e trazione.
- $d [mm]$: alesaggio cilindro pneumatico.
- $d_a [mm]$: diametro asta cilindro pneumatico.
- $P [bar]$: pressione assoluta di esercizio (assunta pari a 7 bar).
- $c [cm]$: corsa dello stantuffo del cilindro pneumatico.
- $n [cicli/min]$: cicli completati dal cilindro pneumatico ogni minuto.

Nelle tabelle 9.11, 9.12 e 9.13 sono riportati i risultati del consumo d'aria dei cilindri pneumatici riferiti a 2 cicli completi di lavoro all'ora. Nelle tabelle sono distinti i cicli in cui i cilindri compiono una corsa geometrica totale e i cicli in cui compiono la corsa effettiva per l'applicazione reale del banco prova (flessione in avanti ed indietro di 20° del bacino e di 70° del tronco rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca).

CONSUMO D'ARIA CILINDRO 1 CON $n = 2$ cicli/ora		
	Corsa totale: 280 mm	Corsa effettiva: 252 mm
$q_s [dm^3(ANR)/cm]$	0,218	0,218
$q_t [dm^3(ANR)/cm]$	0,196	0,196
$Q_s [dm^3(ANR)/min]$	0,202	0,181
$Q_t [dm^3(ANR)/min]$	0,181	0,163
$Q [dm^3(ANR)/min]$	0,383	0,345

Tabella 9.11: Consumo d'aria cilindro 1 con una frequenza di lavoro pari a 2 cicli completi all'ora.

CONSUMO D'ARIA CILINDRO 2 CON $n = 2$ cicli/ora		
	Corsa totale: 280 mm	Corsa effettiva: 232 mm
$q_s [dm^3(ANR)/cm]$	0,218	0,218
$q_t [dm^3(ANR)/cm]$	0,196	0,196
$Q_s [dm^3(ANR)/min]$	0,202	0,167

Q_t [$dm^3(ANR)/min$]	0,181	0,150
Q [$dm^3(ANR)/min$]	0,383	0,318

Tabella 9.12: Consumo d'aria cilindro 2 con una frequenza di lavoro pari a 2 cicli completi all'ora.

CONSUMO D'ARIA CILINDRO 3 CON $n = 2$ cicli/ora		
	Corsa totale: 280 mm	Corsa effettiva: 22 mm
q_s [$dm^3(ANR)/cm$]	0,137	0,137
q_t [$dm^3(ANR)/cm$]	0,115	0,115
Q_s [$dm^3(ANR)/min$]	0,127	0,010
Q_t [$dm^3(ANR)/min$]	0,107	0,009
Q [$dm^3(ANR)/min$]	0,234	0,019

Tabella 9.13: Consumo d'aria cilindro 3 con una frequenza di lavoro pari a 2 cicli completi all'ora.

I calcoli per ottenere i risultati delle precedenti tabelle sono svolti per avere una visione più ampia del problema, ma non sono utili per il dimensionamento delle valvole pneumatiche da installare sul banco prova. Infatti, la scelta di utilizzare come frequenza di lavoro $n = 2$ cicli/ora non permette di creare un legame con il tempo che si vuole impiegare per compiere la flessione della parte di banco che simula il busto, ovvero 3 secondi. Per questo motivo si è deciso di utilizzare come metodo per il dimensionamento delle valvole il procedimento riportato nel capitolo 9.1 e quindi come grandezza caratteristica la portata istantanea massima di esercizio. Però, per cercare di creare un legame, almeno nell'ordine di grandezza, tra i risultati del capitolo 9.1 e quelli ottenuti con il consumo d'aria compressa si è deciso di modificare il numero di cicli al minuto, cercando di utilizzare al massimo il banco prova, ovvero facendolo lavorare continuamente. Sapendo che per compiere la rotazione in avanti o indietro del busto rispetto all'asse del giunto dell'anca sono necessari 3 secondi, la durata di un ciclo completo risulterà pari a 6 secondi. Di conseguenza, i cicli completi di lavoro al minuto del banco prova saranno $n = 10$ cicli/min. Utilizzando quest'ultimo parametro e mantenendo costanti gli altri, precedentemente definiti, vengono eseguiti nuovamente i calcoli del consumo d'aria. Nelle tabelle 9.14, 9.15 e 9.16 sono riportati i risultati del consumo d'aria dei cilindri pneumatici riferiti a 10 cicli completi di lavoro al minuto. Nelle tabelle sono stati distinti i cicli in cui i cilindri compiono una corsa geometrica totale e i cicli in cui compiono la corsa effettiva per l'applicazione reale del banco prova (flessione in avanti ed indietro di 20° del bacino e di 70° del tronco rispetto alla verticale dell'asse del giunto dell'anca).

Come si può osservare dai valori numerici ottenuti le portate sono differenti da quelle ricavate nel capitolo 9.1, ma sono in linea con l'ordine di grandezza. Però, guardando solo le portate necessarie a compiere la fase di spinta del cilindro e confrontandole con quelle ricavate nel capitolo 9.1 con il metodo della portata massima istantanea, si osserva che quelle ricavate con il metodo del consumo d'aria compresso sono molto inferiori. Di conseguenza, per essere cautelativi e conservativi si è deciso di utilizzare i risultati ottenuti nel capitolo 9.1 per la scelta delle elettrovalvole con cui comandare gli attuatori del banco prova.

CONSUMO D'ARIA CILINDRO 1 CON $n = 10$ cicli/min		
	Corsa totale: 280 mm	Corsa effettiva: 252 mm
q_s [$dm^3(ANR)/cm$]	0,218	0,218
q_t [$dm^3(ANR)/cm$]	0,196	0,196
Q_s [$dm^3(ANR)/min$]	61,10	54,99
Q_t [$dm^3(ANR)/min$]	54,94	49,45
Q [$dm^3(ANR)/min$]	116,04	104,44

Tabella 9.14: Consumo d'aria cilindro 1 con una frequenza di lavoro pari a 10 cicli completi al minuto.

CONSUMO D'ARIA CILINDRO 2 CON $n = 10$ cicli/min		
	Corsa totale: 280 mm	Corsa effettiva: 232 mm
q_s [$dm^3(ANR)/cm$]	0,218	0,218
q_t [$dm^3(ANR)/cm$]	0,196	0,196
Q_s [$dm^3(ANR)/min$]	61,10	50,69
Q_t [$dm^3(ANR)/min$]	54,94	45,58
Q [$dm^3(ANR)/min$]	116,04	96,27

Tabella 9.15: Consumo d'aria cilindro 2 con una frequenza di lavoro pari a 10 cicli completi al minuto.

CONSUMO D'ARIA CILINDRO 3 $n = 10$ cicli/min		
	Corsa totale: 280 mm	Corsa effettiva: 22 mm
q_s [$dm^3(ANR)/cm$]	0,137	0,137
q_t [$dm^3(ANR)/cm$]	0,115	0,115
Q_s [$dm^3(ANR)/min$]	38,49	3,08
Q_t [$dm^3(ANR)/min$]	32,33	2,59
Q [$dm^3(ANR)/min$]	70,81	5,67

Tabella 9.16: Consumo d'aria cilindro 3 con una frequenza di lavoro pari a 10 cicli completi al minuto.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Durante lo sviluppo della prima parte di questo elaborato di tesi si è arrivati a costruire completamente un esoscheletro posturale ad azionamento elettrico per uso industriale, con il quale facilitare la flessione e l'estensione del tronco, rispetto al giunto dell'anca, degli operatori delle linee di montaggio. Partendo dal progetto teorico, sviluppato in precedenti lavori, sono state studiate le varie parti strutturali e di attuazione del dispositivo posturale, andando ad eseguire delle modifiche sui pezzi, che nel frattempo sono stati costruiti, per permettere l'assemblaggio complessivo dell'esoscheletro ed ottimizzarne il funzionamento. Infatti, dopo questa fase di analisi e di modifiche costruttive, il prototipo è stato realmente assemblato nei laboratori del DIMEAS, verificando la possibilità di montare e smontare correttamente tutti i componenti.

Sicuramente uno sviluppo futuro per questo prototipo è l'integrazione dell'elettronica di controllo, di cui si è iniziato a discutere nel capitolo 7 dell'elaborato insieme ad uno studio sui motori elettrici del gruppo di azionamento, che permetterebbe di poter utilizzare l'esoscheletro e di verificarne il corretto funzionamento. Prima di poter sviluppare questa logica di controllo, sarà necessario sostituire i pezzi stampati in PLA, presenti all'interno dei due gruppi di azionamento, con i due riduttore Harmonic Drive, appena questi saranno disponibili in laboratorio. Infatti, come spiegato nel capitolo 5 dell'elaborato di tesi, non avendo a disposizione i riduttori al momento dell'assemblaggio dell'esoscheletro, si è deciso di sostituirli con dei pezzi prototipati rapidamente con cui poter montare l'assieme e testare manualmente i movimenti delle varie parti della struttura.

Una volta integrati i due riduttori Harmonic Drive e aver costruito fisicamente l'elettronica di controllo sarà possibile eseguire dei test elettrici sull'esoscheletro e finire di ottimizzare l'albero flangiato di uscita della frizione elettromagnetica e di ingresso del riduttore. Infatti, come descritto nel capitolo 4, sul componente non è stata ancora realizzata la cava per la linguetta con cui trasmettere il moto al riduttore Harmonic Drive visto che per il momento non si ha disposizione il riduttore. Inoltre, probabilmente sarà necessario eseguire degli scavi sulla flangia dell'albero in cui inserire i tre risalti dell'armatura della frizione elettromagnetica per garantirne il corretto funzionamento. Questa seconda modifica non è ancora stata eseguita perché prima di poterla realizzare è necessario svolgere i test elettrici per valutare se gli scavi sulla flangia siano realmente indispensabili e capire se devono essere profondi quanto i risalti dell'armatura o meno.

Un ulteriore lavoro da svolgere per migliorare il prototipo di esoscheletro riguarda l'implementazione dei nuovi progetti, sviluppati nel capitolo 6 dell'elaborato, con cui rendere indossabile ad un operatore il dispositivo posturale. In particolare, questi progetti riguardano gli agganci pelvici e cosciali con cui

vincolare l'esoscheletro alle gambe e al bacino dell'individuo che dovrà indossarlo, e il sistema di regolazione discreta antropometrica con cui adattare il prototipo alla corporatura dell'operatore.

Nella seconda parte dell'elaborato viene analizzato ed utilizzato il banco prova per esoscheletri presente nei laboratori del DIMEAS, che grazie al suo sistema di attuazione pneumatico, costituito da tre cilindri a doppio effetto, è in grado di simulare la flessione del busto umano rispetto all'anca e, di conseguenza, è in grado di verificare il corretto funzionamento di esoscheletri posturali. Lo studio svolto si è concentrato sul far riprodurre al banco prova il ciclo di lavoro di un operatore in campo industriale al quale è richiesto di flettere in avanti il busto rispetto al giunto dell'anca, di restare fermo per compiere le proprie mansioni e di flettere nuovamente il busto indietro per tornare alla posizione eretta. Nel capitolo 8 viene presentata una logica di controllo ed un diagramma movimento-fasi con cui comandare i tre cilindri pneumatici per poter riprodurre questo ciclo di lavoro movimentando le parti mobili del banco prova che simulano il busto ed il bacino umano. Il ciclo di lavoro, definito da questa proposta di logica di controllo, è stato poi realmente testato con successo nei laboratori del DIMEAS comandando il banco prova con un circuito pneumatico ad azionamento manuale.

Nel capitolo 9 sono state dimensionate e scelte dai cataloghi delle case costruttrici delle elettrovalvole pneumatiche con cui poter realizzare un circuito ad azionamento elettrico con cui riprodurre nuovamente il ciclo di lavoro in modo automatico e in maniera più versatile rispetto all'azionamento manuale. Visto che nell'elaborato vengono selezionate più elettrovalvole e vengono proposti più circuiti nell'ottica di un controllo con valvole proporzionali o di un controllo PWM con valvole digitali, il conseguente sviluppo futuro del progetto sarà quello di scegliere quale soluzione adottare, andando ad acquistare i componenti pneumatici ed elettrici ed implementandoli sul banco prova.

BIBLIOGRAFIA

- [1] “Analisi ed ottimizzazione di componenti di un esoscheletro per applicazioni industriali”, Pappadà I., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, A.A. 2018-2019, Relatore: Prof. Raparelli T., Correlatori: Ing. Mala R., Ing. Pontin M.
- [2] “Assemblaggio di un prototipo di esoscheletro ad uso industriale e progettazione di un simulatore della persona per testare dispositivi esoscheletrici industriali attivi per sostegno busto”, Pietrafesa F., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, A.A. 2019-2020, Relatore: Prof. Raparelli T., Correlatori: Prof.ssa Eula G., Prof. Mazza L.
- [3] “Automazione dei sistemi meccanici, Corso di base – quinta edizione”, Viktorov V., Colombo F., CLUT, 2018, ISBN:978-8879924252
- [4] “Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX)”, Berkeley Robotics & Human Engineering Laboratory, [Online] Available: <https://bleex.me.berkeley.edu/research/exoskeleton/bleex/>
- [5] “Biomechanical design of an agile, electricity-powered lower-limb exoskeleton for weight-bearing assistance”, Dong Jin Hyun, Hyunseok Park, Taejun Ha, Sangin Park, Kyungmo Jung, 2017, Elsevier B.V.
- [6] Catalogo prodotti, Camozzi, [Online] Available: <http://catalogue.camozzi.com/?culture=it-IT>
- [7] Catalogo prodotti, Matrix S.p.A., [Online] Available: <http://www.matrix.to.it/brochures.htm>
- [8] Catalogo prodotti, Festo, [Online] Available: https://www.festo.com/it/it/c/prodotti-id_pim1/
- [9] Catalogo prodotti, Metal Work S.p.A., [Online] Available: <https://media.metalwork.it/browse/catalogo-ita>
- [10] “Clutches and Brakes”, Warner Electric, Product Catalog
- [11] “Disegno tecnico industriale – volume 1 e volume 2”, Chirone E., Tornincasa S., Gruppo editoriale il capitello, 2018, ISBN: 978-8842676218
- [12] “Do You Even Lift, Bro? Hardiman Was GE’s Muscular Take On The Huma-Machine Interface”, General Electric, 2016, [Online] Available: <https://www.ge.com/news/reports/do-you-even-lift-bro-hardiman-and-the-human-machine-interface>
- [13] “EC 90 flat Ø90 mm, brushless, 160 Watt“, Catalogo prodotti (pag.297), Maxon Group, Aprile 2020
- [14] “Electro-Magnetic Single Disc Clutches SFM and Brakes PBM”, Warner Electric, Service Manual
- [15] “Exoskeletons for industrial application and their potential effects on physical work load”, Michiel P. de Looze, Tim Bosch, Frank Krause, Konrad S. Stadler & Leonard W. O’Sullivan

- (2015), Ergonomics, DOI: 10.1080/00140139.2015.1081988
- [16] “HULC robotic exoskeleton undergoing biomechanical testing with the U.S. Army”, Sahrish Shamim, 2011, [Online] Available: <http://informations-it.blogspot.com/2011/07/hulc-robotic-exoskeleton-undergoing.html>
- [17] “Human Universal Load Carrier (HULC)”, Army Technology, [Online] Available: <https://www.army-technology.com/projects/human-universal-load-carrier-hulc/>
- [18] “Hybrid Control of the Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX)”, Lihua Huang, John Ryan Steger, H. Kazerooni, 2005, IMECE2005-80109
- [19] “Improvement and quantitative performance estimation of the back support muscle suit”, Y. Muramatsu, H. Umehara, H. Kobayashi, 2013, IEEE, DOI: 10.1109/EMBC.2012.6610133
- [20] “Industrial Exoskeleton Technology: Classification Structural Analysis and Structural Complexity Indicator”, A. Voilqué, J. Masood, JC. Fayroux, L. Sabourin, O. Guezet, 2019, IEEE, DOI: 10.1109/WEARRACON.2019.8719395
- [21] “Manuale di pneumatica - terza edizione”, Belforte G., Tecniche nuove, 2019, ISBN:978-8848139038
- [22] “Misurazioni di base del corpo umano per la progettazione tecnologica”, Normativa UNI EN ISO 7250, 2010
- [23] “Pressure pain thresholds: Subject factors and the meaning of peak pressures”, Melia M., Geissler B., et al., 2018, European Journal of Pain, EFIC, DOI: 10.1002/ejp.1298
- [24] “Progettazione e controllo di un esoscheletro industriale azionato con motori brushless”, Campisi P., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, A.A. 2018-2019, Relatore: Prof. Raparelli T., Correlatori: Prof. Mazza L., Prof.ssa Eula G., Ing. Mala R., Ing. Pontin M.
- [25] “Progettazione, modellazione e controllo di un esoscheletro pneumatico per uso industriale”, Aloe G., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, A.A. 2018-2019, Relatore: Prof. Terenziano Raparelli T., Correlatori: Ing. Mala R., Ing. Pontin M.
- [26] “Progetto di un esoscheletro con attuatori elettrici per applicazioni industriali”, Rigogliuso G., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, A.A. 2018-2019, Relatore: Prof. Raparelli T., Correlatori: Prof. Mazza L., Prof.ssa Eula G., Ing. Mala R., Ing. Pontin M.
- [27] “Review of Exoskeleton: History, Design and Control”, Vikash Kumar, Yogesh V. Hote, Shivam Jain, 2019, IEEE, DOI: 10.1109/RDCAPE47089.2019.8979099

- [28] Scheda tecnica cuscinetto meccanico 3201 A-2RS1, SKF, [Online] Available: <https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3201%20A-2RS1TN9%2FMT33>
- [29] Scheda tecnica cuscinetto meccanico 3205 A-2RS1, SKF, [Online] Available: <https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3205%20A-2RS1>
- [30] Scheda tecnica lubrificante secco al PTFE, L051, Ambro-Sol, [Online] Available: <https://www.ambro-sol.it/wp-content/uploads/L051-rev.0.pdf>
- [31] Scheda tecnica perni autobloccanti a sfere, GN 113.3, ELESA, [Online] Available: <https://www.elesa.com/it/elesab2bstoreit/Elementi-di-posizionamento--Perni-autobloccanti-a-sfere--GN1133>
- [32] "Speed Reducers for Precision Motion Control", Harmonic Drive, Reducer Catalog FB, 2019
- [33] "Studio progettuale e sperimentale di un prototipo di esoscheletro industriale e del suo banco prova", Seminara S., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, A.A. 2020-2021, Relatore: Prof. Raparelli T., Correlatori: Prof.ssa Eula G., Prof. Mazza L., Ing. Pietrafesa F.
- [34] "Study and design of a hip joint for exoskeleton applications", Tilloca G., Master of Science Thesis in Mechatronic Engineering, Politecnico di Torino, Dicembre 2018, Relatore: Prof. Mazza L., Correlatori: Prof.ssa Eula G., Raparelli T., Prof. Ivanov A.
- [35] Traceparts (libreria di file 3D), [Online] Available: <https://www.traceparts.com/it>

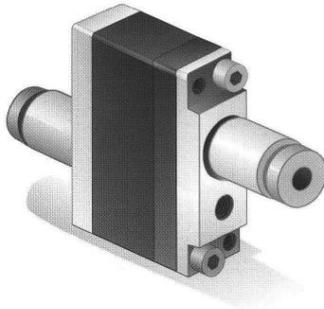
APPENDICE A

In questa appendice vengono riportate le schede tecniche dei vari componenti commerciali introdotti e trattati all'interno dell'elaborato di tesi.

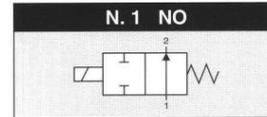
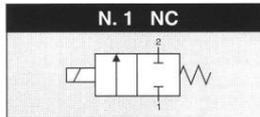
1) Elettrovalvola digitale serie 720 dell'azienda MATRIX S.p.A. (Modello: 721, 2/2). [7]

721 • 2/2

NC NO



CONTROL: DIRECT PFM PWM



GENERAL CHARACTERISTICS

FLUID	Non-lubricated dry air, neutral gases (-10 + 50°C)		
FILTRATION RATING	Min 40 micron		
TEMPERATURE	- 10 + 50°C (Standard version)		
RESPONSE TIME IN OPENING	12 / 24 < 7 ms	JJ < 5 ms	XX / KK < 2 ms
RESPONSE TIME IN CLOSING	12 / 24 < 3 ms	JJ < 2 ms	XX / KK < 2 ms
MAXIMUM FREQUENCY	100 Hz	200 Hz	300 Hz
WEIGHT	35 g		
PRODUCT LIFE EXPECTANCY	≥ 500 M/s cycles		
IP RATING	IP 62		

IDENTIFICATION CODE

	H	X	7	2	1	1	0	2	C	2	24
--	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

● **OUTLETS**

1	1 Outlet
---	----------

● **FLOW RATE (at 6 bar)**

H	50 NI / min
B	80 NI / min
M	100 NI / min (control tension JJ XX KK)

● **VERSION**

	Body ported
H	Body ported - HNBR Shutters
F	Manifold
J	Manifold - HNBR Shutters

● **No. ELECTRICAL CONTROLS**

1	1 Control
---	-----------

● **PORT CONNECTION**

0	Integrated cables IP 62 L = 500 mm
1	Integrated cables IP 62 L = 100 mm

● **FUNCTION**

A	NO
C	NC

● **TYPE**

2	2/2
---	-----

● **CONTROL TENSION**

12	12 VDC ± 10 %	ED 100 %	1.4 W
24	24 VDC ± 10 %	ED 100 %	1.2 W
JJ	24 VDC ± 10 %	ED 100 % ⁽¹⁾	1.9 W
XX	Speed-up in current	ED 100 % ⁽¹⁾	—
KK	Speed-up in tension	ED 100 % ⁽¹⁾	—

(1) Only with Electronic Driver Boards PRB or UDB

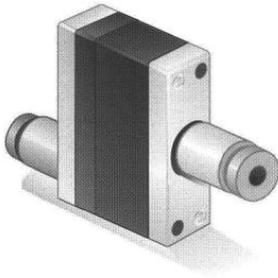
● **OPERATING PRESSURE**

	RANGE	MODELS
1	0 - 4 bar	All
2	4 - 8 bar	All
3	0 - 8 bar	... XX KK
8	2 - 6 bar	All

2) Elettrovalvola digitale serie 820 dell'azienda MATRIX S.p.A. (Modello: 821, 2/2). [7]

821 • 2/2

NC



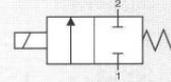
CONTROL:

DIRECT

PFM

PWM

N. 1 NC



GENERAL CHARACTERISTICS

FLUID	Non-lubricated dry air, neutral gases(-10 + 50°C)	
FILTRATION RATING	Min 40 micron	
TEMPERATURE	- 10 + 50°C (Standard version)	
RESPONSE TIME IN OPENING	24 < 5 ms	XX / KK < 1 ms
RESPONSE TIME IN CLOSING	24 < 2 ms	XX / KK < 1 ms
MAXIMUM FREQUENCY	200 Hz	500 Hz
WEIGHT	25 g	
PRODUCT LIFE EXPECTANCY	≥ 500 M/s cycles	
IP RATING	IP 62	

IDENTIFICATION CODE

	M	X	8	2	1	1	0	0	C	2	24
--	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

• FLOW RATE (at 6 bar)

M	100 Nl/min
N	140 Nl/min (control tension [XX] [KK])
O	180 Nl/min (control tension [XX] [KK])

• VERSION

	Body ported
D	Manifold

• No. ELECTRICAL CONTROLS

1	1 Control
---	-----------

• PORT CONNECTION

0	Integrated cables IP 62 L = 500 mm
1	Integrated cables IP 62 L = 100 mm

• OUTLETS

1	1 Outlet
---	----------

• FUNCTION

C	NC
---	----

• TYPE

2	2/2
---	-----

• CONTROL TENSION

24	24 VDC ± 10%	2.9 W
XX	Speed-up in current (24 VDC)	1.3 W
KK	Speed-up in tension (24 VDC)	0.8 W

• OPERATING PRESSURE

	RANGE	MODELS
0	2 - 8 bar	All
3	0 - 8 bar	[M] [XX] / [KK]
4	0 - 6 bar	All

3) Mini-elettrovalvola digitale serie 320 dell'azienda MATRIX S.p.A. (Modello: 321, 2/2). [7]

320 Series - Model 321

3/2 2/2 NC NO



CONTROL		DIRECT	PFM	PNM	PWM
		2/2		3/2	
NC	NO	NC	NO		

GENERAL CHARACTERISTICS	
Working fluid (0 to 50 °C)	Non-lubricated dry air, inert gases
Filtration requirements	40 micron (min.)
Temperature range	-10 to 50 °C (ambient)
Opening time	3 ms
Closing time	1,5 ms
Maximum working frequency	200 Hz
Weight	~ 9 gr.
Product life expectancy	up to ½ billion cycles
IP rating	IP52 (std.) - IP62 (opt.)

PRODUCT IDENTIFICATION

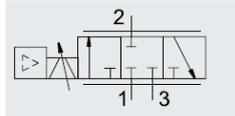
D C X 3 2 1 1 E 3 C 3 2 4

<p>● OUTLETS</p> <table border="1"> <tr> <td>1</td> <td>1 Outlet</td> </tr> </table>		1	1 Outlet	<p>● FUNCTION</p> <table border="1"> <tr> <td>C</td> <td>NC</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>NO</td> </tr> </table>		C	NC	A	NO			
1	1 Outlet											
C	NC											
A	NO											
<p>● SINGLE OUTLET FLOW RATE (at 6 bar)</p> <table border="1"> <tr> <td>C</td> <td>30 L/min.</td> </tr> </table>		C	30 L/min.	<p>● TYPE</p> <table border="1"> <tr> <td>3</td> <td>3/2</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>2/2</td> </tr> </table>		3	3/2	2	2/2			
C	30 L/min.											
3	3/2											
2	2/2											
<p>● VERSION</p> <table border="1"> <tr> <td>D</td> <td>Manifold version (NBR flap)</td> </tr> </table>		D	Manifold version (NBR flap)	<p>● CONTROL TENSION</p> <table border="1"> <tr> <td>24</td> <td>24 Vdc ±10%</td> </tr> <tr> <td>KK</td> <td>24/5 voltage speed-up [V] (Coming soon)</td> </tr> </table>		24	24 Vdc ±10%	KK	24/5 voltage speed-up [V] (Coming soon)			
D	Manifold version (NBR flap)											
24	24 Vdc ±10%											
KK	24/5 voltage speed-up [V] (Coming soon)											
<p>● No. ELECTRICAL CONTROLS</p> <table border="1"> <tr> <td>1</td> <td>N°1</td> <td>Control</td> </tr> </table>		1	N°1	Control	<p>● OPERATING PRESSURE</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>RANGE</th> <th>MODELS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td>0-8 bar</td> <td>ALL</td> </tr> </tbody> </table>			RANGE	MODELS	3	0-8 bar	ALL
1	N°1	Control										
	RANGE	MODELS										
3	0-8 bar	ALL										
<p>● PORT CONNECTION</p> <table border="1"> <tr> <td>E</td> <td>Integrated connection (Compatible Molex Pico-spox IP52)</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>500 mm. Moulded-in IP62 cable (Coming soon)</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>100 mm. Moulded-in IP62 cable (Coming soon)</td> </tr> </table>				E	Integrated connection (Compatible Molex Pico-spox IP52)	0	500 mm. Moulded-in IP62 cable (Coming soon)	1	100 mm. Moulded-in IP62 cable (Coming soon)			
E	Integrated connection (Compatible Molex Pico-spox IP52)											
0	500 mm. Moulded-in IP62 cable (Coming soon)											
1	100 mm. Moulded-in IP62 cable (Coming soon)											

4) Elettrovalvola proporzionale serie VPCF dell'azienda FESTO (Modello: VPCF, 3/2, G3/8-6). [8]

Data sheet

Function



-  - Voltage
24 V DC
-  - Flow rate
20 ... 1000 l/min
-  - Pressure
1 ... 6 bar



General technical data		VPCF-...-G3/8-6	VPCF-...-G3/8-10
Type			
Pneumatic connection		G3/8	
Nominal width	[mm]	6	
Flow rate range	[l/min]	0 ... 1000	0 ... 1500
Flow rate control range ¹⁾	[l/min]	20 ... 1000	30 ... 1500
Valve function		3-way proportional flow control valve	
Design		Piston spool with integrated sensor	
Sealing principle		Hard	
Actuation type		Electrical	
Reset method		Magnetic spring	
Type of control		Direct	
Flow direction		Non-reversible	
Type of mounting		Direct mounting via through-hole Direct mounting via thread	
Short circuit current rating		Yes	
Diagnostic function		Via LED	
Mounting position		Any	
Product weight	[g]	856	
Electrical connection		8-pin M12x1 Plug A-coded	
Pressure sensors			
Repetition accuracy FS	[%]	< ±0.5	
Absolute accuracy FS	[%]	< 3	
Hysteresis FS	[%]	< 0.8	

 **Note**

1)

For VPCF-...-6:

Control takes place as of 20 l/min. The valve switches to the exhaust position below this setpoint value.

The accuracy specifications provided are based on a flow rate control range of 50 ... 1000 l/min.

For VPCF-...-10:

Control takes place as of 30 l/min. The valve switches to the exhaust position below this setpoint value.

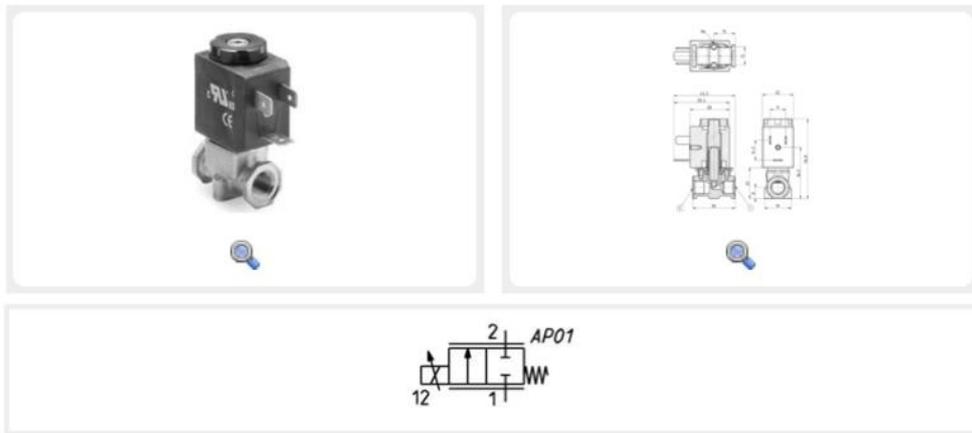
The accuracy specifications provided are based on a flow rate control range of 75 ... 1500 l/min.

5) Elettrovalvola proporzionale serie AP dell'azienda Camozzi (Modello: AP-7211-LR2-U7*).
[6]

AP-7211-LR2-U7*

AP-7211-LR2-U7*

Series AP proportional valves - 22mm, body with threaded ports



Code properties

Mod.	Port 1	Port 2	Function	Orifice Ø (mm)	kv (l/min)	Max pressure (bar)	Max flow (NI/min)
AP-7211-LR2-U7*	G1/8	G1/8	2/2 NC	1.6	1.2	6	110

Series general data

Function	2/2 NC
Operation	proportional directly operated
Ports	M5 - G1/8 - with rear flanges - with lower flanges
Hysteresis	Size 16mm: 12% FS - Size 22mm: 10% FS
Repeatability	Size 16mm: 7% FS - Size 22mm: 7% FS
Operating temperature	0 ÷ 60°C
Medium	filtered compressed air, unlubricated, according to ISO 8573-1 class 3.4.3, inert gas. All the valves are suitable for use with oxygen.
Installation	any position
Materials	body = brass / PVDF (size 16mm only) seals = NBR, FKM, EPDM
Nominal resistance	GP7 GPH U711 U712
Rated current	193 ohm 48 ohm 85 ohm 22 ohm 125 mA 250 mA 271 mA 542 mA

6) Spray lubrificante secco al PTFE dell'azienda Ambro-Sol. [30]



SCHEDA TECNICA |

01



Lubrificante secco al PTFE (L051)

Bomboletta spray che dà vita, sulla parte trattata, a una pellicola al PTFE asciutta, senza lasciare macchie e senza trattenere la polvere. Resiste a temperature sia molto alte che notevolmente rigide.



MODO D'USO Agitare la bombola per almeno un minuto. Erogare il prodotto da una distanza di 20 cm circa. Attendere la distensione del "velo" di prodotto sulla superficie. Se necessario ripetere l'operazione.

Quantità	400 ml
Barcode	EAN 13: 8034108890098
Confezione:	12 pz

LUBRIFICANTE SECCO AL PTFE – E un lubrificante antiadesivo idrorepellente asciutto. Non trattiene la polvere, non macchia. La sua applicazione forma sulla parte trattata una pellicola di PTFE asciutta, flessibile, che aderisce tenacemente ai metalli, al legno, alla plastica, ecc.. Resiste ad una temperatura tra i -80°C e i +260°C in continuo. Protegge dalla corrosione. Ideale per catene di trasmissione, filettature, rulli, nastri, guide e utensili ad alto carico, ecc.

Specifiche Tecniche:

Aspetto	Bombola contenente liquido sotto pressione
Colore	Bianco tenue
Odore	Caratteristico di solvente
Densità relativa	a 20°C 0,61 ÷ 0,65 g/ml
Punto di infiammabilità	Inf. 0° C estremamente infiammabile
Pressione a 20°C	4/6 bar
Melting Point	ASTM D4591 deg C 334,70
PTFE Average Particle Size	INTERN micron 3,0 +/- 2
Specific Gravity	ASTM D4894 g/cm ³ 2,18 +/- 0,05
Punto di fusion PTFE	327°C \cap 340 °C
Temperatura max	400 °C (picchi)

MODALITÀ DI STOCCAGGIO

Prima dell'utilizzo: Stoccare il prodotto in un posto asciutto e non stoccarlo a temperature sotto 0°C e sopra 45°C, dopo l'uso tenere i contenitori ben chiusi. Se stoccato nella confezione originale il prodotto può essere conservato per 24 mesi (garanzia). Il prodotto non è soggetto a scadenza.

Dopo il primo utilizzo: Conservare in luogo fresco e asciutto, lontano da fonti di calore. Tenere fuori dalla portata dei bambini.

Le presenti informazioni, seppur ritenute attendibili, debbono essere considerate indicative. Il loro utilizzo non implica alcuna responsabilità da parte nostra ivi compresa la violazione di eventuali brevetti o licenze. E' responsabilità degli utilizzatori verificare preventivamente l'idoneità del prodotto per l'impiego specifico.

CONSULTARE LA SCHEDA DI SICUREZZA DEL PRODOTTO PRIMA DELL'USO



Ambro-Sol – Via per Pavone del Mella, 21 – 25020 - Cigole (BS) Italy - www.ambro-sol.com - info@ambro-sol.com

7) Perno autobloccante a sfere dell'azienda Elesa. [31]

GN 113.3 | Perna autobloccanti a sfere

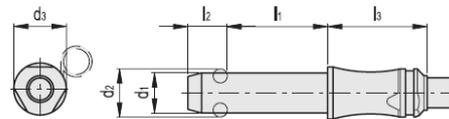
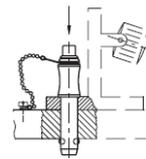
Acciaio INOX



- 1  **PERNO E PULSANTE**
Acciaio INOX AISI 303.
- 2  **SFERE**
Acciaio INOX AISI 420C.
- 3  **MOLLA**
Acciaio INOX AISI 631.
- 4  **CORPO CILINDRICO DA IMPUGNARE**
Sagomato per una presa sicura, con scanalatura per il fissaggio di anello e catenella di aggancio.
- 5  **ANELLO DI AGGANCIO (REMOVIBILE)**
Acciaio INOX.
- 6  **TEMPERATURA MASSIMA DI ESERCIZIO**
250°C.
- 7  **CARATTERISTICHE E APPLICAZIONI**
I perni autobloccanti a sfere GN 113.3 sono molto compatti, ideali per impiego in spazi molto ristretti e sono generalmente usati per fissaggi rapidi fra componenti o parti in lavorazione, in particolare quando devono continuamente essere rimossi e riposizionati.
- 8  **ACCESSORI A RICHIESTA**
Per ottimizzare l'impiego di questi perni autobloccanti a sfere sono disponibili:
- catenelle a sfere GN 111 (vedi pag. 611);
- cavetti di ritegno GN 111.2 (vedi pag. 612);
- cavetti di ritegno a spirale GN 111.4 (vedi pag. 613).
- 9  **ESECUZIONI SPECIALI A RICHIESTA**
Dimensioni diverse.
- 10  **ISTRUZIONI D'USO**
Effettuando una pressione sul pulsante le due sfere vengono liberate consentendo di inserire o disinserire il perno di bloccaggio.
- 11  **Elementi di posizionamento**
- 12
- 13
- 14
- 15
- 16
- 17
- 18
- 2



Esempio di applicazione



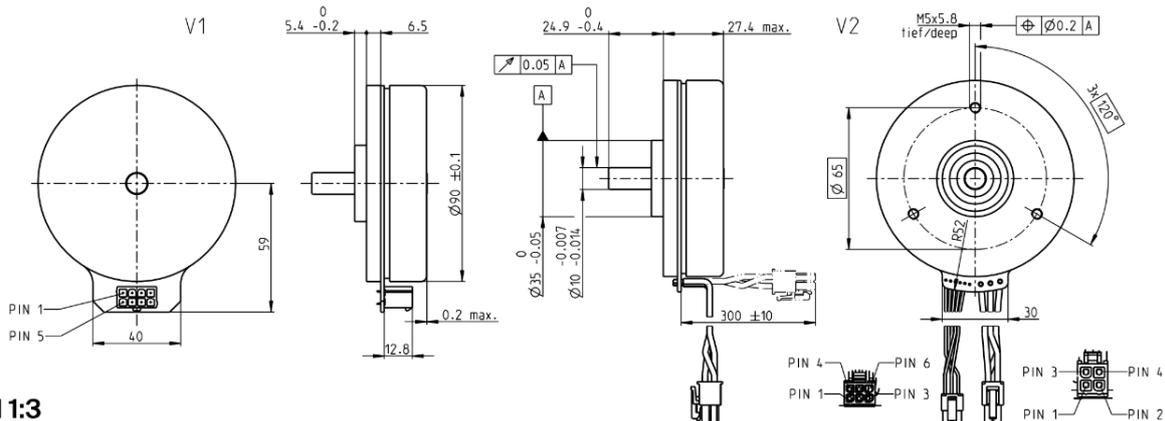
Codice	Descrizione	d1-0.04-0.08	d2	d3	l1+0.6	l2±1	l3+0.2	Foro montaggio H11	Resistenza al taglio [KN]	⚙️
GN.37981	GN 113.3-5-10	5	5.5	10	10	6	22	5	14	17
GN.37982	GN 113.3-5-15	5	5.5	10	15	6	22	5	14	17
GN.37983	GN 113.3-5-20	5	5.5	10	20	6	22	5	14	17
GN.37984	GN 113.3-5-25	5	5.5	10	25	6	22	5	14	20
GN.38011	GN 113.3-6-10	6	7	10	10	7	22	6	21	29
GN.38012	GN 113.3-6-15	6	7	10	15	7	22	6	21	30
GN.38013	GN 113.3-6-20	6	7	10	20	7	22	6	21	31
GN.38014	GN 113.3-6-25	6	7	10	25	7	22	6	21	32
GN.38015	GN 113.3-6-30	6	7	10	30	7	22	6	21	33
GN.38016	GN 113.3-6-40	6	7	10	40	7	22	6	21	35
GN.38021	GN 113.3-8-20	8	9.5	14	20	8.2	27	8	38	35
GN.38022	GN 113.3-8-25	8	9.5	14	25	8.2	27	8	38	37
GN.38023	GN 113.3-8-30	8	9.5	14	30	8.2	27	8	38	38
GN.38025	GN 113.3-8-40	8	9.5	14	40	8.2	27	8	38	42
GN.38027	GN 113.3-8-50	8	9.5	14	50	8.2	27	8	38	46
GN.38031	GN 113.3-10-20	10	12	14	20	9.6	27	10	60	72
GN.38032	GN 113.3-10-25	10	12	14	25	9.6	27	10	60	75
GN.38033	GN 113.3-10-30	10	12	14	30	9.6	27	10	60	78
GN.38035	GN 113.3-10-40	10	12	14	40	9.6	27	10	60	84
GN.38037	GN 113.3-10-50	10	12	14	50	9.6	27	10	60	90
GN.38041	GN 113.3-12-25	12	14.5	20	25	10.6	32	12	87	86
GN.38042	GN 113.3-12-30	12	14.5	20	30	10.6	32	12	87	90
GN.38044	GN 113.3-12-40	12	14.5	20	40	10.6	32	12	87	98
GN.38046	GN 113.3-12-50	12	14.5	20	50	10.6	32	12	87	107
GN.38047	GN 113.3-12-60	12	14.5	20	60	10.6	32	12	87	115
GN.37985	GN 113.3-16-30	16	19	20	30	14	32	16	155	120
GN.37986	GN 113.3-16-40	16	19	20	40	14	32	16	155	130
GN.37987	GN 113.3-16-50	16	19	20	50	14	32	16	155	160
GN.37988	GN 113.3-16-60	16	19	20	60	14	32	16	155	160
GN.37989	GN 113.3-20-60	20	20.5	28	60	20.5	39	20	244	323
GN.37990	GN 113.3-20-80	20	20.5	28	80	20.5	39	20	244	350
GN.37991	GN 113.3-20-100	20	20.5	28	100	20.5	39	20	244	420

elesa 3/2021

Proprietà dei modelli riservata ai termini di legge. Disegni e immagini non riproducibili se non citando la fonte.

Ganter Norm

8) Motore elettrico Brushless dell'azienda Maxon (Modello: EC 90 flat Ø90 mm, brushless, 160 Watt, cod. 607321). [13]



EC flat

M 1:3

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

	586655	515458	505592	580047
V1 with Hall sensors	586655	515458	505592	580047
V2 with Hall sensors and cables	607321	607322	607323	607324

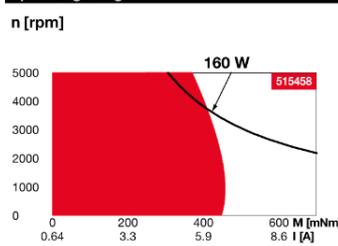
Motor Data

Values at nominal voltage		12	24	36	60
1 Nominal voltage	V	12	24	36	60
2 No load speed	rpm	3170	3170	3070	2600
3 No load current	mA	1320	658	420	197
4 Nominal speed	rpm	2710	2720	2640	2200
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	458	457	453	460
6 Nominal current (max. continuous current)	A	12.8*	6.39	4.09	2.1
7 Stall torque ¹	mNm	7400	7910	7580	6410
8 Stall current	A	208	111	68.9	29.6
9 Max. efficiency	%	85	85	85	85
Characteristics					
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.0577	0.216	0.523	2.03
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.058	0.232	0.554	2.15
12 Torque constant	mNm/A	35.6	71.2	110	217
13 Speed constant	rpm/V	268	134	86.8	44.1
14 Speed/torque gradient	rpm/mNm	0.435	0.407	0.412	0.412
15 Mechanical time constant	ms	14.4	13.5	13.7	13.7
16 Rotor inertia	gcm ²	3170	3170	3170	3170

Specifications

- 17 Thermal resistance housing-ambient: 1.75 K/W
- 18 Thermal resistance winding-housing: 3.71 K/W
- 19 Thermal time constant winding: 69.8 s
- 20 Thermal time constant motor: 260 s
- 21 Ambient temperature: -40...+100°C
- 22 Max. winding temperature: +125°C
- Mechanical data (preloaded ball bearings)**
- 23 Max. speed: 5000 rpm
- 24 Axial play at axial load: 0.14 mm
- 25 Radial play: preloaded
- 26 Max. axial load (dynamic): 34 N
- 27 Max. force for press fits (static) (static, shaft supported): 440 N
- 28 Max. radial load, 10 mm from flange: 8000 N
- 29 Number of pole pairs: 11
- 30 Number of phases: 3
- 31 Weight of motor: 630 g

Operating Range



Comments

- **Continuous operation**
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.
- Short term operation**
The motor may be briefly overloaded (recurring).
- **Assigned power rating**

Values listed in the table are nominal.

Connection V1		V2 (sensors, AWG 24)	
Pin 1	Hall sensor 1	Hall sensor 1	
Pin 2	Hall sensor 2	Hall sensor 2	
Pin 3	V _{Hall} 4.5...24 VDC	Hall sensor 3	
Pin 4	Motor winding 3	GND	
Pin 5	Hall sensor 3	V _{Hall} 4.5...24 VDC	
Pin 6	GND	N.C.	
Pin 7	Motor winding 1		
Pin 8	Motor winding 2		

V2 (motor, AWG 16)	
Pin 1	Motor winding 1
Pin 2	Motor winding 2
Pin 3	Motor winding 3
Pin 4	N.C.

Wiring diagram for Hall sensors see p. 49

Connector	Part number
Molex 46015-0806	43025-0600
Molex	39-01-2040

Connection cable for V1
Universal, L = 500 mm **339380**
to EPOS4, L = 500 mm **354045**
¹Calculation does not include saturation effect (p. 61/168)

maxon Modular System

Details on catalog page 38



Encoder MILE
512 - 6400 CPT,
2 channels
Page 448

Recommended Electronics:

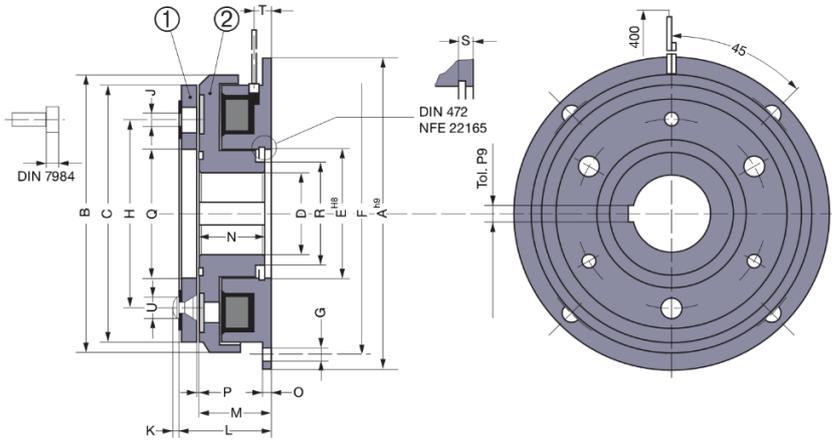
Notes	Page 38
ESCON Mod. 50/4 EC-S	487
ESCON Mod. 50/5	487
ESCON Mod. 50/8 (HE)	488
ESCON 50/5	489
ESCON 70/10	489
DEC Module 50/5	491
EPOS4 Mod./Comp. 50/5	496
EPOS4 Mod./Comp. 50/8	497
EPOS4 Mod./Comp. 50/15	500
EPOS4 50/5	501
EPOS4 70/15	501

¹In combination with EPOS4 positioning controllers, the connector technology limits the nominal current (max. continuous current load) is limited to 11 A.

9) Frizione elettromagnetica dell'azienda Warner Electric (Modello: SFM VAR 00 size 10). [10]

SFM VAR 00

Electro-Magnetic Single Disc Clutch



**EUROstandard
Indirect Drive**

Sizes		10	20	40	70	150	250	500
Nom. Torque	[Nm]	7	15	30	60	120	250	500
Max. Speed	[min ⁻¹]	8000	6000	5000	4000	3000	3000	2000
Power	P20[U=12/24/103,5V] [W]	12,5	17	27	31	44	59	83
A		80	100	125	150	190	230	290
B		68	86	107	134	170	213	267
C		63	80	100	125	160	200	250
D min		10H8	10H8	14H8	14H7	20H7	25H7	25H7
D Std		10/15/17	10/17/20	20/25/30	25/30/35	30/40/45	40/50/60	50/60/80
D max		17H8	22H8	30H8	40H7	50H7	65H7	80H7
E		35	42	52	62	80	100	125
F		72	90	112	137	175	215	270
G For screw		4xM4	4xM5	4xM6	4xM6	4xM8	4xM8	4xM10
H		46	60	76	95	120	158	210
J (1) For screw		3xM3	3xM4	3xM5	3xM6	3xM8	3xM10	4xM12
K		1,5	1,5	2,5	3	3	3	5
L		28	31	36	40,5	46,5	55,5	64
M		24	26,5	30	33,5	37,5	44	51
N		22	24	27	30	34	40	47
O		2	2,5	3	3,5	4	5	6
P		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5
Q		35	41	52	62	80	100	125
R		23	28,5	40	45	64	77	100
S		3,5	4,3	5	5,5	6	7	8
T		5,6	6,5	9	9,5	11	10	12
U		6	6	10	12	12	17	20
Inertia	① [kgm ²]	0,00004	0,00012	0,0005	0,0013	0,0049	0,0140	0,0360
Inertia	② [kgm ²]	0,00011	0,00027	0,0008	0,0022	0,0065	0,0195	0,0550
Weight	[kg]	0,5	0,9	1,7	3	5,5	10	18,5
Connection		Leads			Cable			

Connector Options

(Delivered without cable)

2 poles, capacity : 0,5/2,5mm²



Keyway according to ISO R773 / BS 4235 / DIN 6885-1 / NF E 22-175, tolerance P9 (1) Armature, Fixing "J" by screws DIN7984 (not provided)

10) Riduttore Harmonic Drive (Modello: Serie FB, size 25, ratio 100). [32]

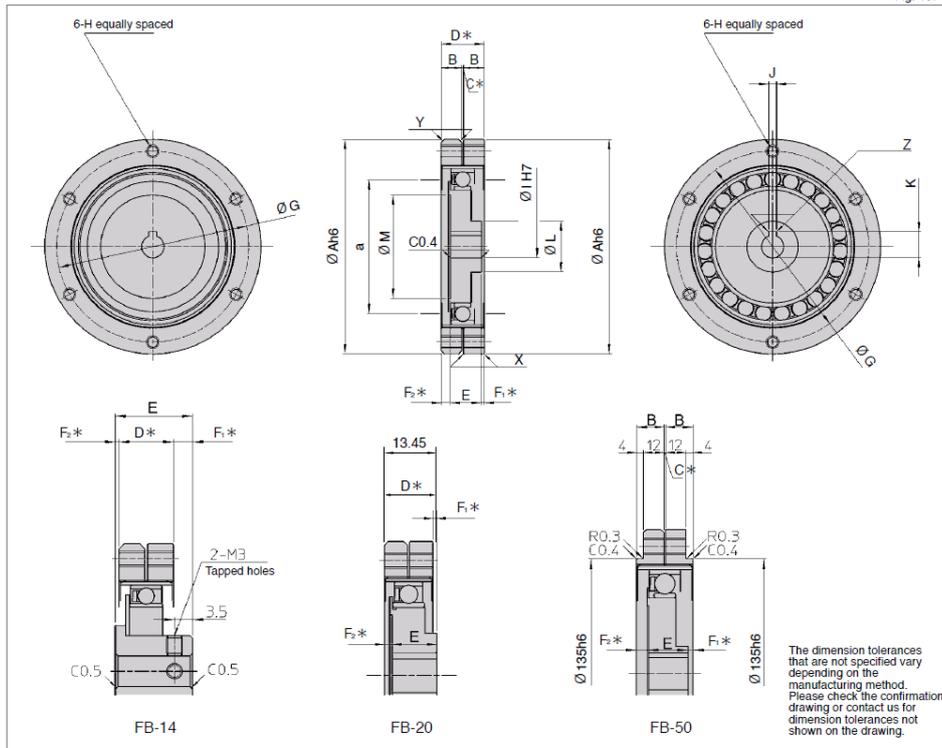
Rating table

Table 106-1

Size	Ratio	Rated torque at 2000rpm		Repeated Peak Torque		Max. Average Load Torque		Max. Momentary Torque		Rated input rotational speed rpm	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 ³ kgm ²	J x10 ³ 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 ^a							
	100	5.9	0.6	9.8	1.0	9.8	1.0	15.7	1.6 ^a							
	110	5.9	0.6	9.8	1.0	9.8	1.0	15.7	1.6 ^a							
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 ^a							
25	50	23	2.3	30	3.1	30	3.1	54	5.5	2000	5000	3600	3000	2500	0.36	0.37
	80	31	3.2	39	4.0	39	4.0	70	7.1							
	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 ^a							
	160	39	4.0	76	7.8	61	6.2	86	8.8 ^a							

Outline dimensions

Fig. 107-1



Dimensions

Table 107-1

Unit: mm

Symbol	Size	14	20	25	32	40	50
ØA (h6)		50	70	85	110	135	170
B		5	6	8	10	13	16
C*		0.5	0.5	0.5	0.5	1.0	1.0
D*		10.5	12.5	16.5	20.5	27	33
E ₁		15.0	11.4	12.8	15.6	19.4	23.2
F ₁ *		3.75	0.95	0.35	0.95	1.8	2.9
F ₂ *		0.75	2.05	3.35	3.95	5.8	6.9
ØG		44	60	75	100	120	150
H		M3	M4	M5	M6	M8	M10
ØI (H7)	Standard	6	9	14	14	14	19
	Max. size	8	12	15	15	20	20
J (Js9)		—	3	5	5	5	6
K _{±1}		—	10.4	16.3	16.3	16.3	21.8
ØL		14	20	26	26	32	32
ØM		—	31.5	41	52	65	80
X		C0.2	C0.2	C0.2	C0.2	C0.4	C0.4
Y		C1.0	C1.0	C1.5	C1.5	C2.0	C2.0
Z		—	R0.08~0.16	R0.16~0.25	R0.16~0.25	R0.16~0.25	R0.16~0.25
a		29	42	53	69	84	105
Mass (kg)		0.1	0.3	0.5	1.0	1.8	2.9

(Note) For Circular spline D, the peripheral chamfering is Y.

*The C, D and F₁ and F₂ values indicate relative position of individual gearing components (wave generator, flexspline, circular spline). Please strictly adhere to these values when designing your housing and mating parts.

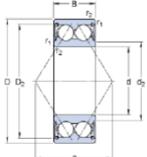
● Four parts (wave generator, flexspline, circular spline D, circular spline S) are not assembled when delivered.

11) Cuscinetti dell'azienda SKF (Modelli: 3205 A-2RS1, 3201 A-2RS1). [28] [29]

SKF

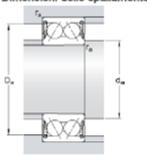
3205 A-2RS1
Popular item
SKF Explorer

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 _a	min. 30.6	mm
d _a '	max. 32.5	mm
D _{sa}	max. 46.4	mm
r _a	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	

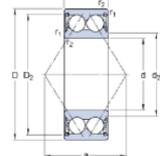
Massa

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

SKF

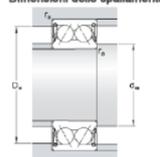
3201 A-2RS1

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 _{sa}	max. 27.6	mm
r _a	max. 0.6	mm

Dati di calcolo

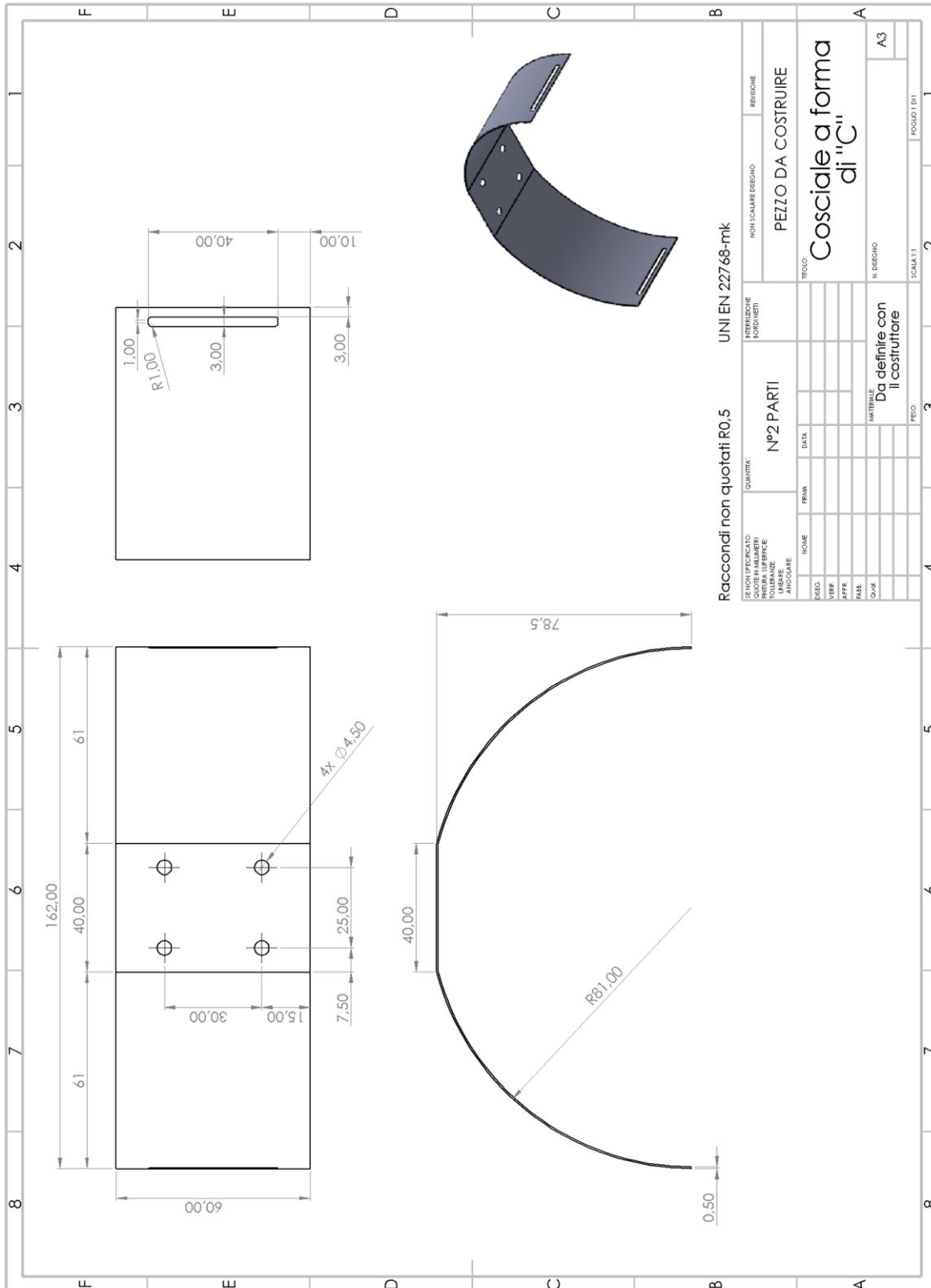
Coefficiente di carico dinamico	C	10.1	kN
Coefficiente di carico statico di base	C ₀	5.6	kN
Carico limite di fatica	P _u	0.24	kN
Velocità limite		15000	r/min
Fattore di calcolo	k _r	0.06	
Fattore di calcolo	e	0.8	
Fattore di calcolo	X	0.63	
Fattore di calcolo	Y ₀	0.66	
Fattore di calcolo	Y ₁	0.78	
Fattore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

Massa

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

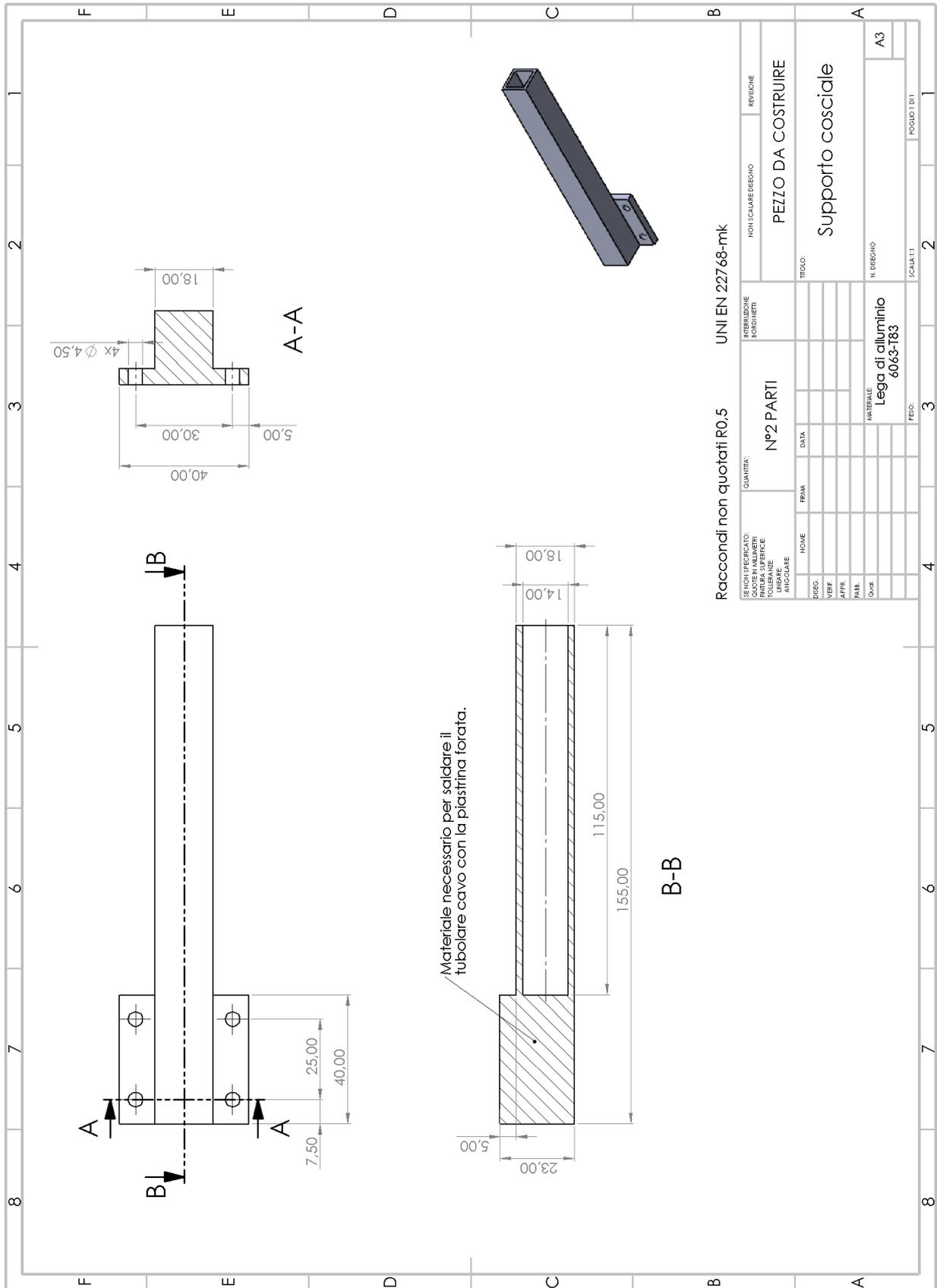
APPENDICE B

In questa appendice vengono riportati i disegni tecnici dei componenti sviluppati all'interno di questo elaborato di tesi.



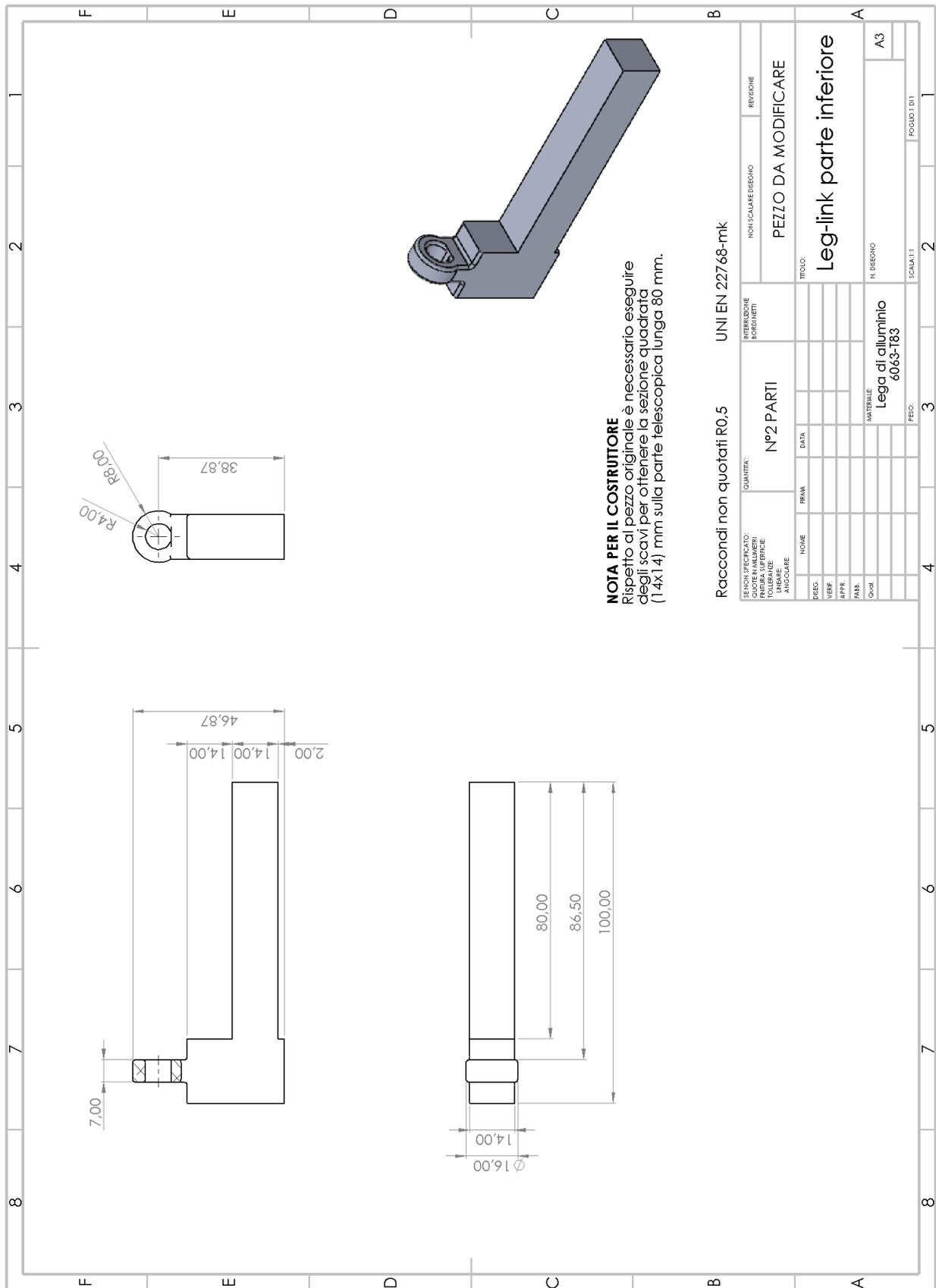
Raccomandi non quotati R0.5 UNI EN 22768-mk

DESCRIZIONE:		QUANTITÀ:		MATERIE PLASTICHE:		NON SCALARE DEGRADO:		REPERICHI:	
PRODOTTORE:	QUANTITÀ:								
PRODOTTORE:	QUANTITÀ:								
DEGR.		NO		NO		NO		NO	
VERIF.		NO		NO		NO		NO	
APPR.		NO		NO		NO		NO	
PAK.		NO		NO		NO		NO	
COU.		NO		NO		NO		NO	
MATERIALE:		MATERIALE:		MATERIALE:		MATERIALE:		MATERIALE:	
Da definire con il costruttore		Da definire con il costruttore		Da definire con il costruttore		Da definire con il costruttore		Da definire con il costruttore	
N. DEGRADO:		N. DEGRADO:		N. DEGRADO:		N. DEGRADO:		N. DEGRADO:	
A3		A3		A3		A3		A3	
SCALA 1:1		SCALA 1:1		SCALA 1:1		SCALA 1:1		SCALA 1:1	
FOGLIO 1/1		FOGLIO 1/1		FOGLIO 1/1		FOGLIO 1/1		FOGLIO 1/1	



Raccordi non quotati R0,5 UNI EN 22768-mk

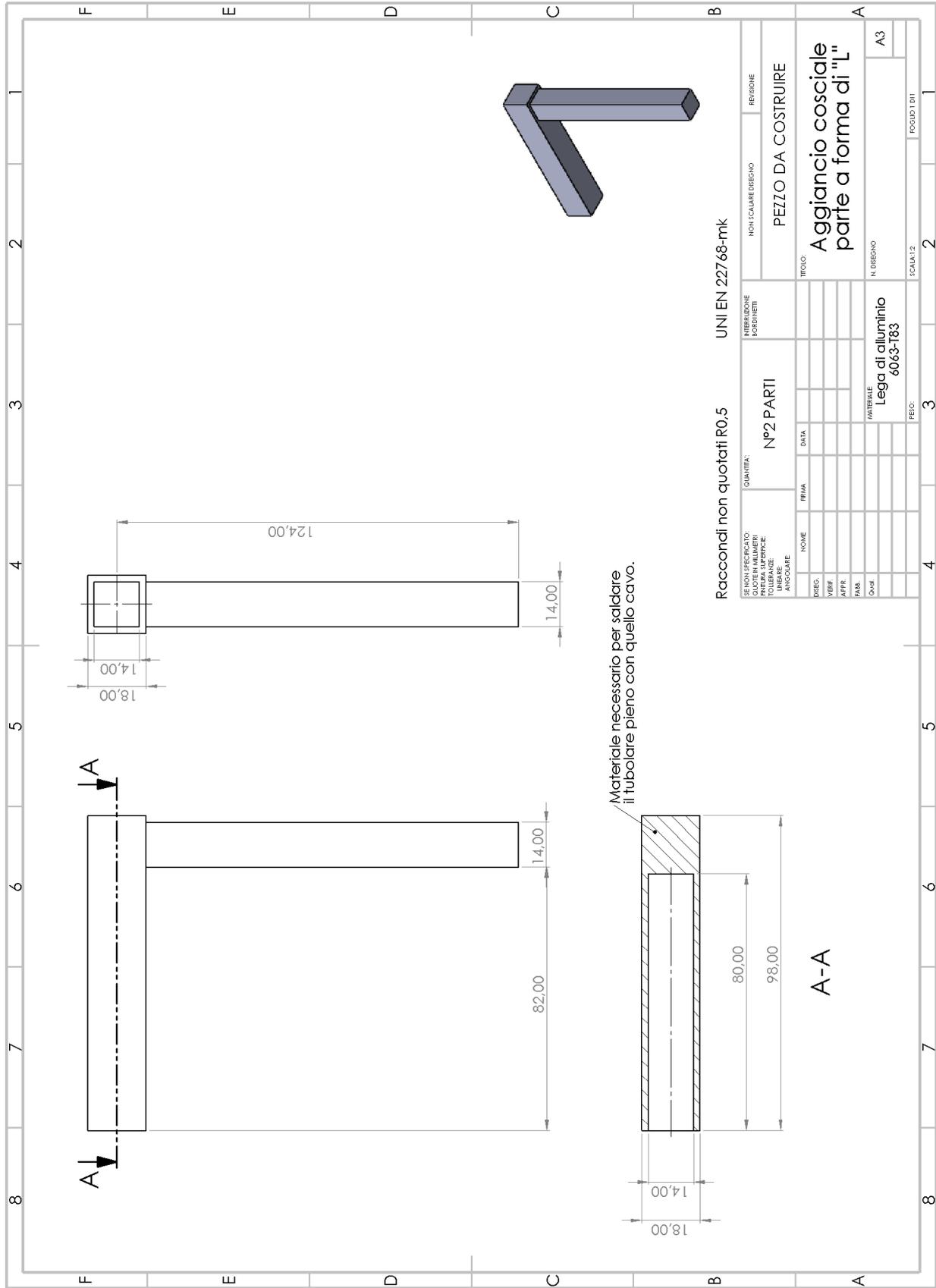
SE NON SPECIFICATO: QUANTITÀ: GLI SPAZZI IN MILLEMETRI TOLERANZE: LINEARE ANGOLARE		N°2 PARTI		INTERIEZIONE BORDI NETTI		NON SCALARE DEDICHO		REVISIONE	
DIREG.	VERIF.	APPR.	PARR.	CONS.	NOME	FRMA	DATA	PEZZO DA COSTRUIRE	
								Supporto cocciale	
								MATERIALE Legga di alluminio 6063-T83	
								N. DISEGNO A3	
								SCALATI: 1	
								2	
								3	
								4	
								5	
								6	
								7	
								8	



NOTA PER IL COSTRUTTORE
 Rispetto al pezzo originale è necessario eseguire degli scavi per ottenere la sezione quadrata (14x14) mm sulla parte telescopica lunga 80 mm.

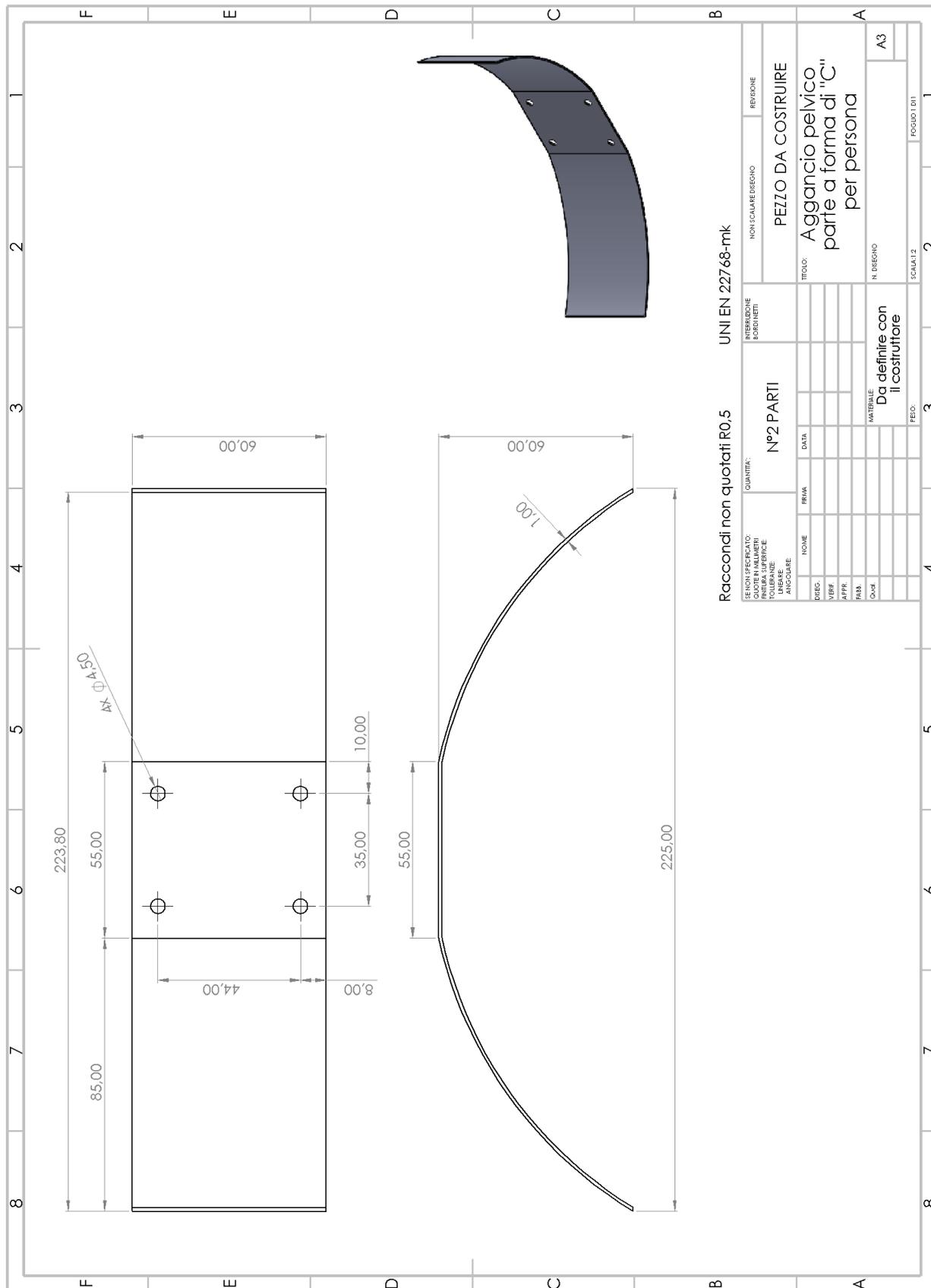
Raccordi non quotati R0,5 UNI EN 227 68-mk

SEZIONI SPECIFICATE: QUOTI IN MILLIMETRI TOLERANZE LINEARE ANGOLARE		QUANTITÀ:	INTERPRETAZIONE SORDI/INFI	NON SCALARE/RECHIO	REVISIONE
		N°2 PARTI		PEZZO DA MODIFICARE	
DESIG.	NOVITÀ	DATA	TITOLO:		
VERIF.	IRMA		Leg-link parte inferiore		
APPR.			N. DISEGNO		
DATA			A3		
DATA			MATERIALE		
DATA			Legga di alluminio		
DATA			6063-T83		
DATA			PECO:		
DATA			SCALA: 1:1		
DATA			FOGLIO 1 DI 1		



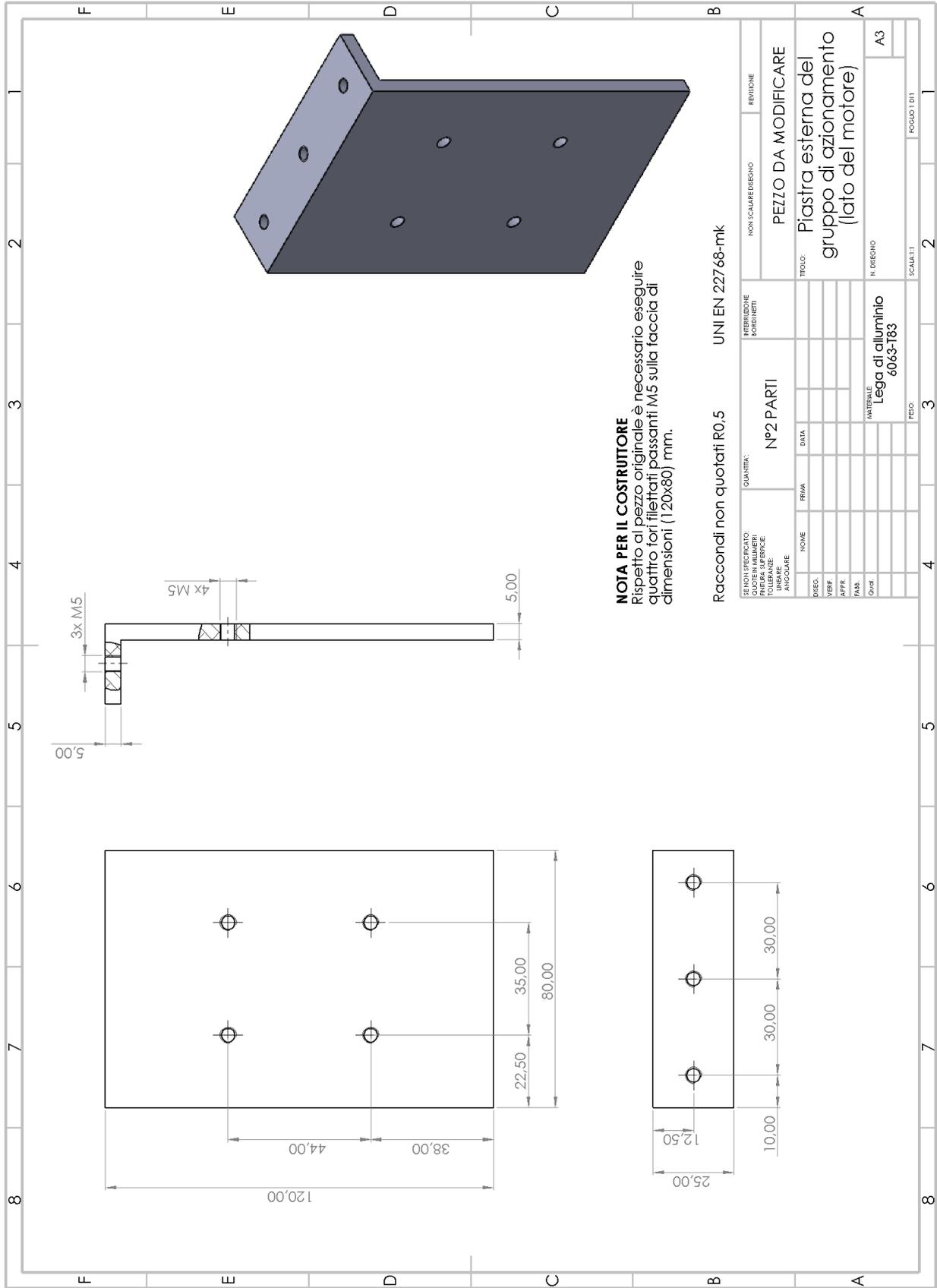
Racconti non quotati R0,5 UNI EN 22768-mk

SE NON SPECIFICATO GLI SPAZZI IN MILLIMETRI SONO DA INTENDERSI TOLLANZA LINEARE ANGOLARE		QUANTITÀ:		N°2 PARTI		NON SCALARE DISEGNO RORDINATI		REVISIONE	
DIREC.	VERIF.	APPR.	DATA	NOME	FRIMA	DATA	TITOLO	PEZZO DA COSTRUIRE	
								Aggiaccio cosciale parte a forma di "L"	
								MATERIALE Legga di alluminio 6063-T83	
								N. DISEGNO A3	
								SCALA: 1:2	
								FOGLIO 1 DI 2	



Raccordi non quotati R0,5 UNI EN 22768-mk

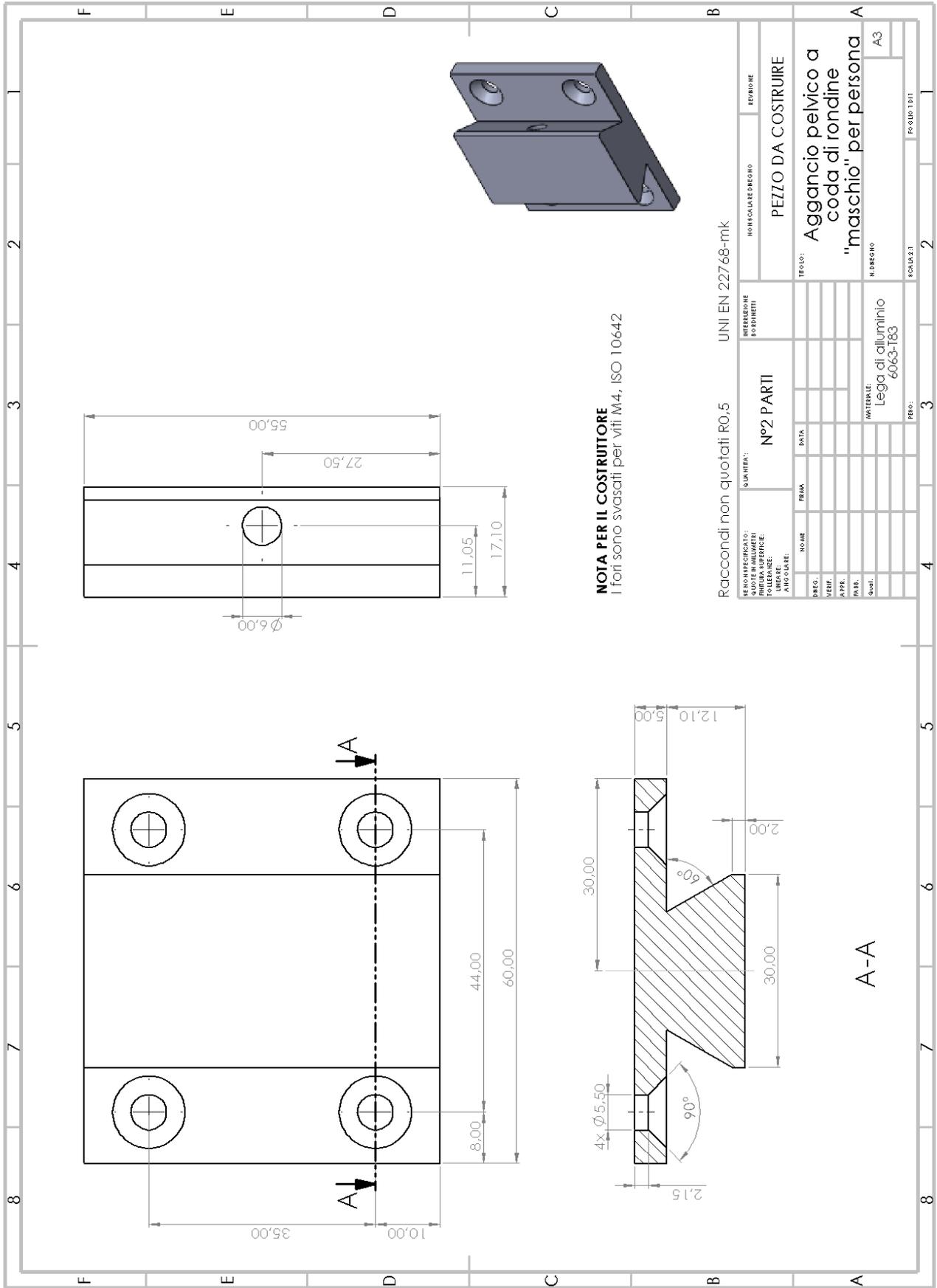
REGIONE SPECIFICATA: QUOTI IN MILLIMETRI IN UNO DEI SECONDI LUNGHEZZE ANGOLARE		QUANTITA': N°2 PARTI		INTEREDIZIONE BORDI/NETI		NON SCALARE/DIRETTO		REGIONE	
DIREC:		NOME		FRAMA		DATA		TITOLO:	
VIRIF:		MATERIALE: Da definire con il costruttore		N. DISEGNO		A3		PEZZO DA COSTRUIRE	
APPR:		FECCO:		SCALATI 1,2		FOGLIO 1 DI 1		Aggancio pelvico parte a forma di "C" per persona	
PALL:									
DALL:									



NOTA PER IL COSTRUTTORE
 Rispetto al pezzo originale è necessario eseguire quattro fori filettati passanti M5 sulla faccia di dimensioni (120x80) mm.

Racconti non quotati R0.5 UNI EN 227 68-mk

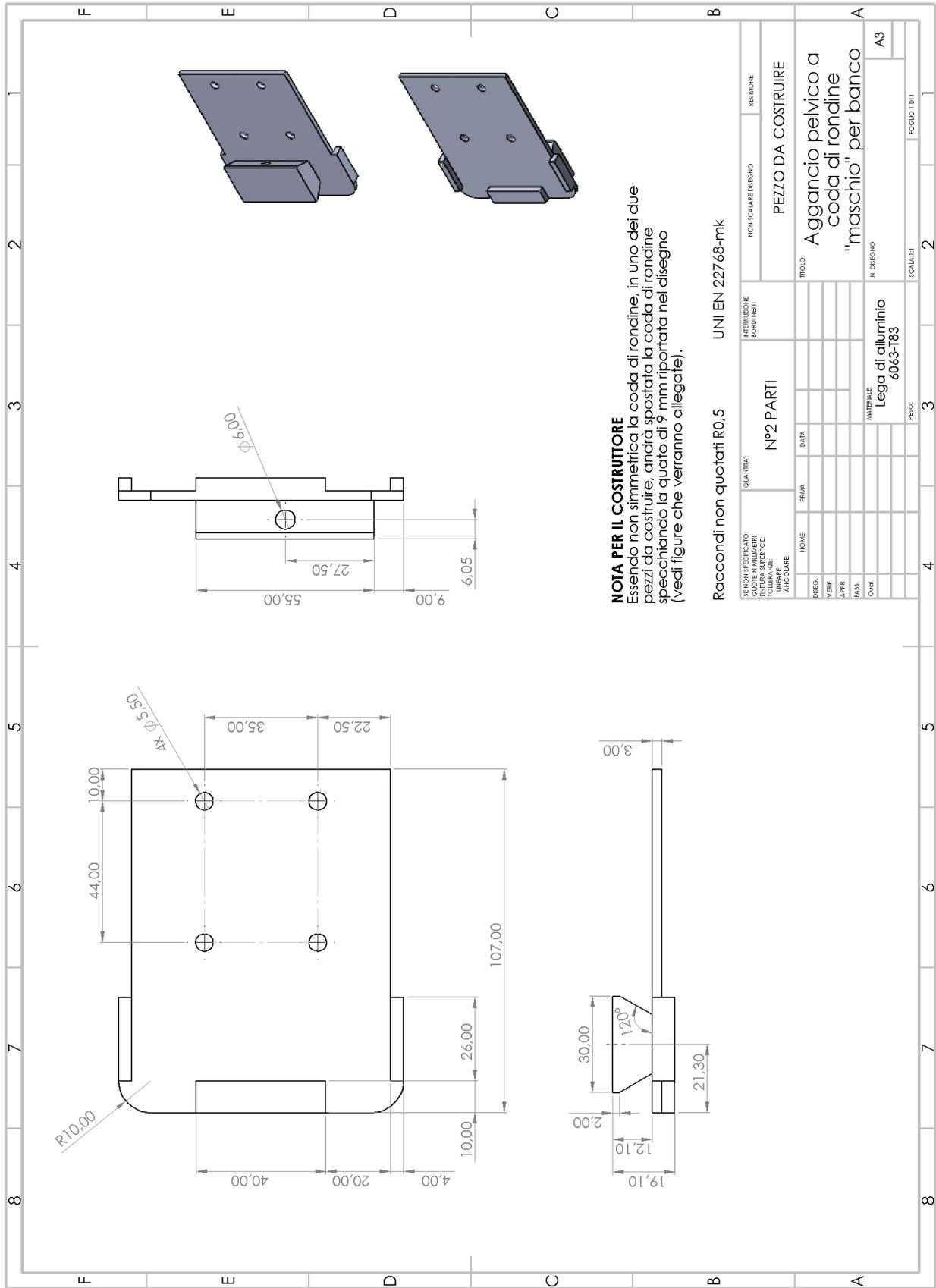
SE NON SPECIFICATO: GLI SPACI IN MILLEMETRI SONO DA INTENDERSI TOLERANZE LINEARE ANGOLARE		QUANTITÀ:		INTERDIZIONE BORDI/NERI		NON CALARE DRECHIO		REVISIONE	
		N°2 PARTI				PEZZO DA MODIFICARE			
NO	NOME	FRMA	DATA						
DIREC.									
VERIF.									
APPR.									
PAR.									
Qual.									
MATERIALE Legga di alluminio 6063-T83		N° DRECHIO		SCALA: 1:1		FOGLIO: 2 DI 2		A3	

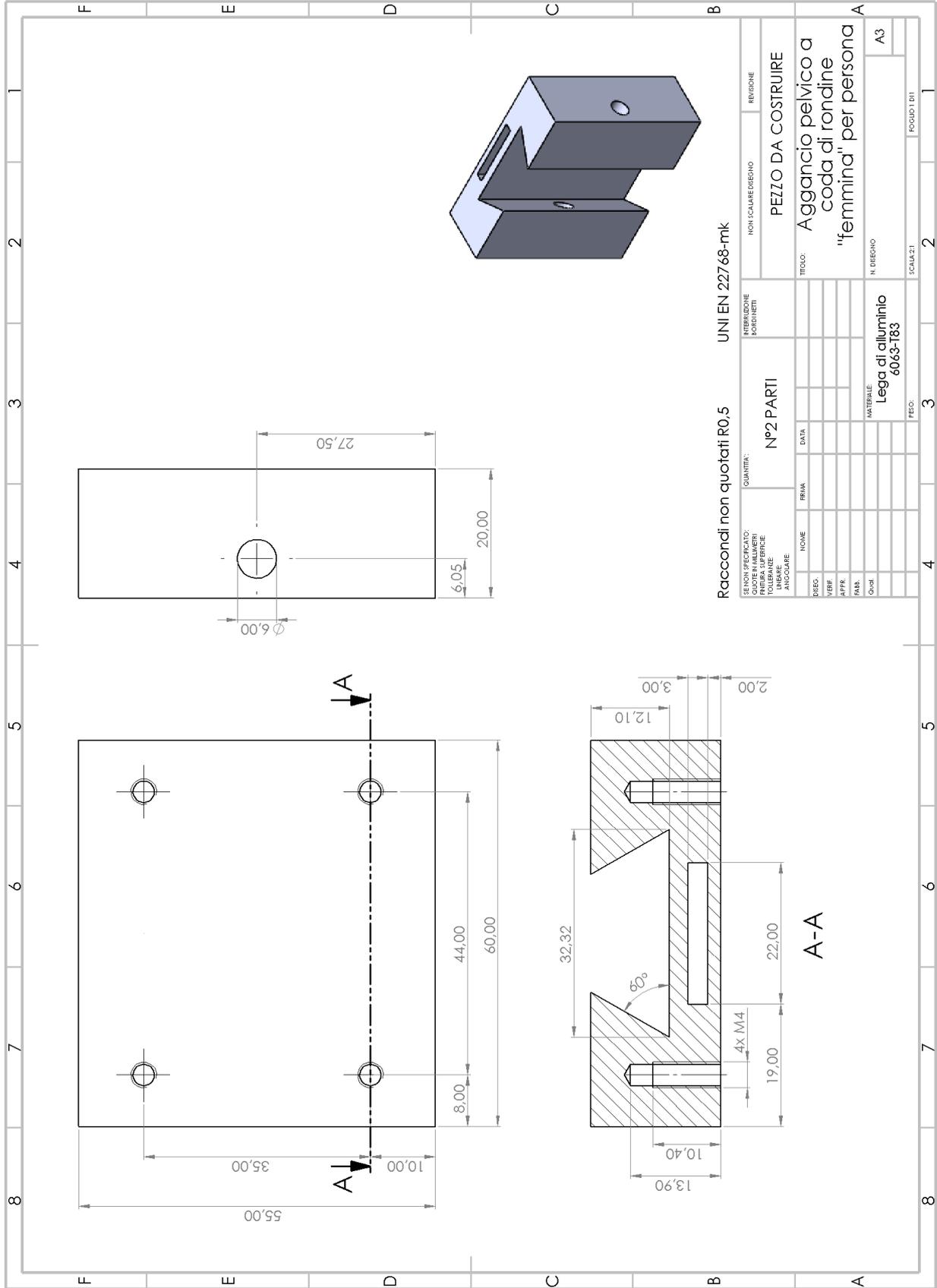


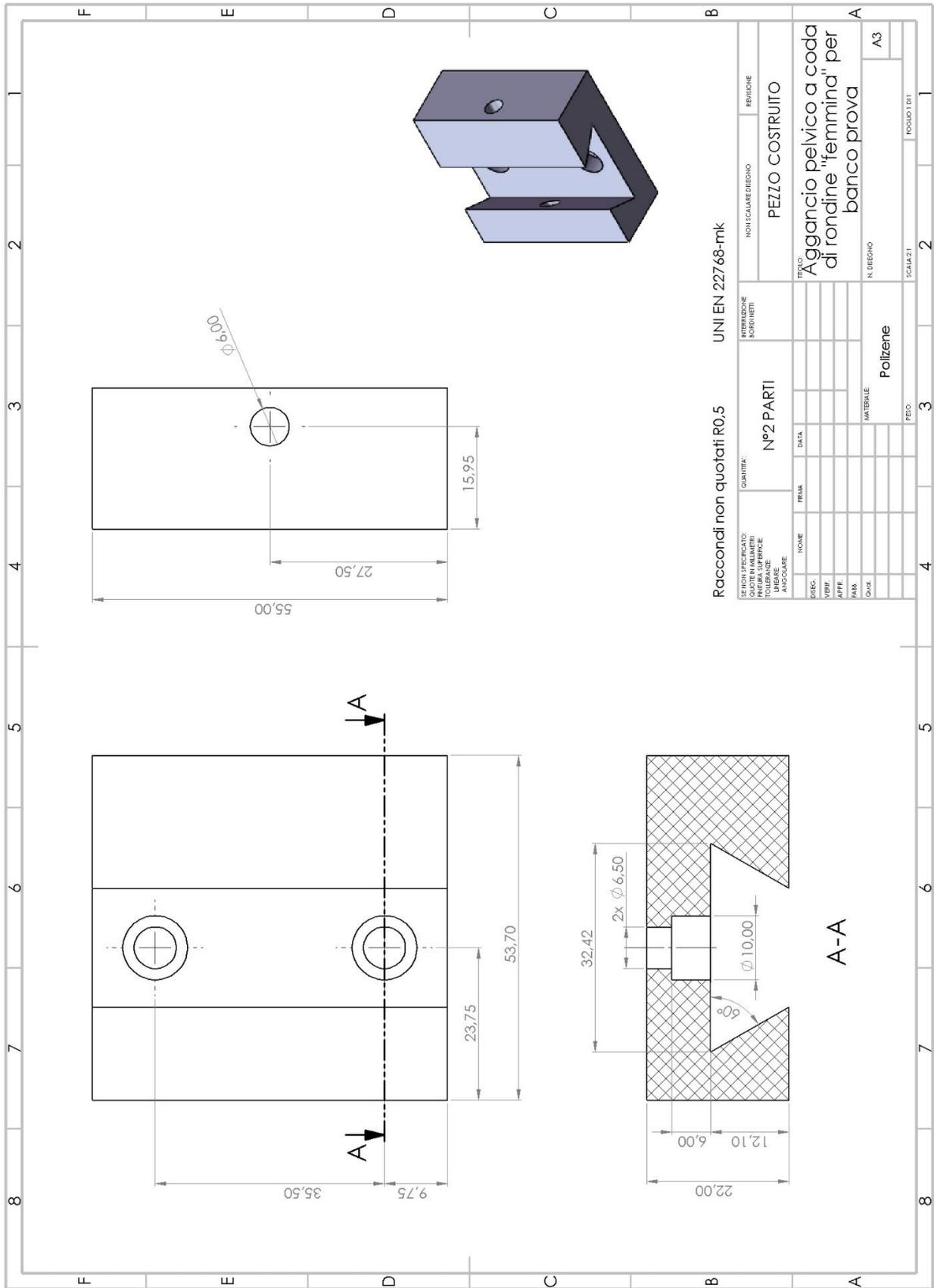
NOTA PER IL COSTRUTTORE
I fori sono svasati per viti M4, ISO 10642

Racconti non quotati R0,5 UNI EN 22768-mk

REVISIONI		INTEREDIZIONE		NON COLABORARE DEDICATO		REVISIONE	
DATA	QUANTITA'	N°2 PARTI		PEZZO DA COSTRUIRE		TEGOLA:	
NO. PROGETTO	NO. PRODOTTO	MATERIALE:		MATERIALE:		MATERIALE:	
NO. PROGETTO	NO. PRODOTTO	Legga di alluminio		Legga di alluminio		Legga di alluminio	
NO. PROGETTO	NO. PRODOTTO	6063-T83		6063-T83		6063-T83	
NO. PROGETTO	NO. PRODOTTO	A3		A3		A3	
NO. PROGETTO	NO. PRODOTTO	SCALA 2:1		SCALA 2:1		SCALA 2:1	

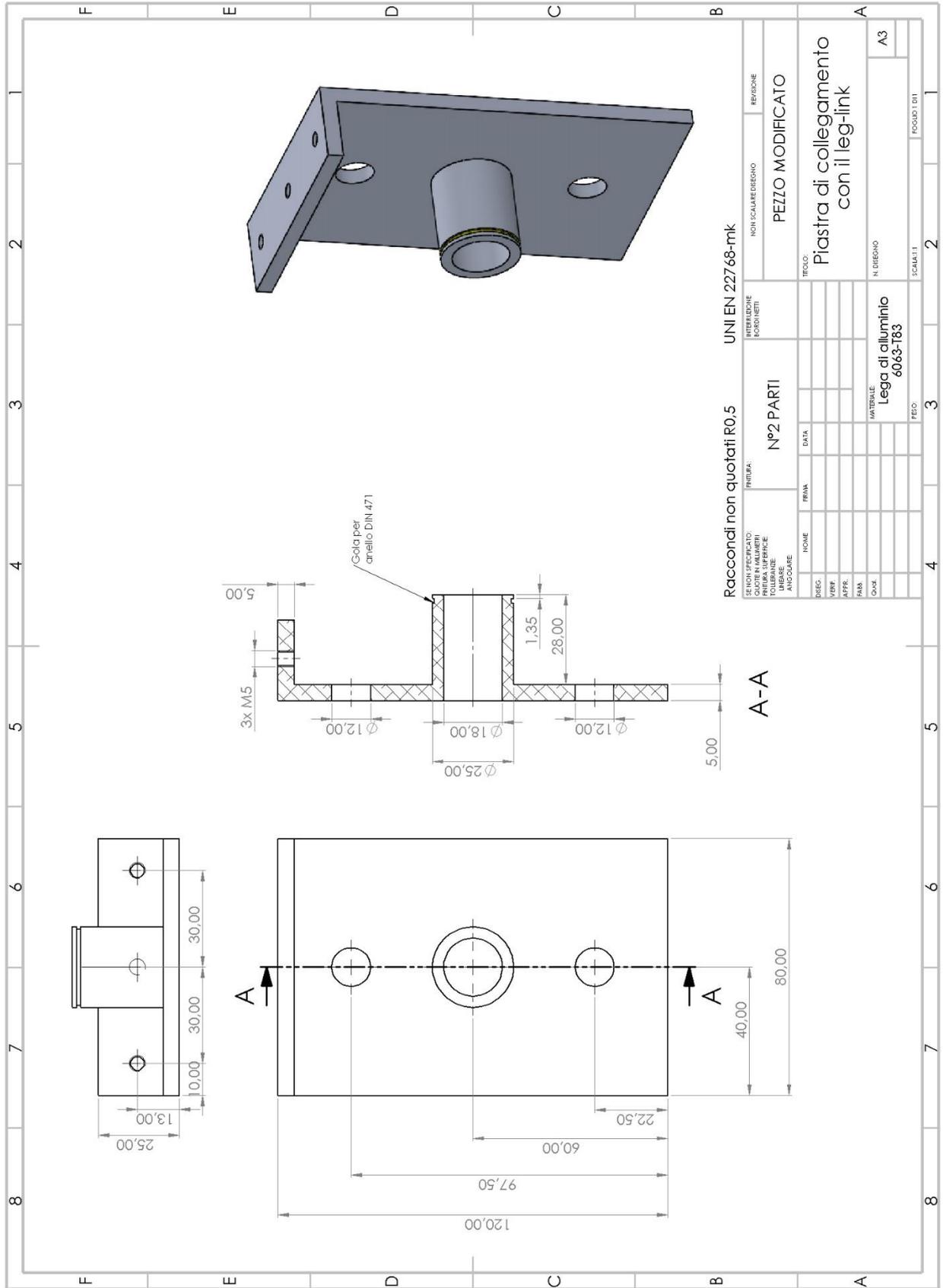


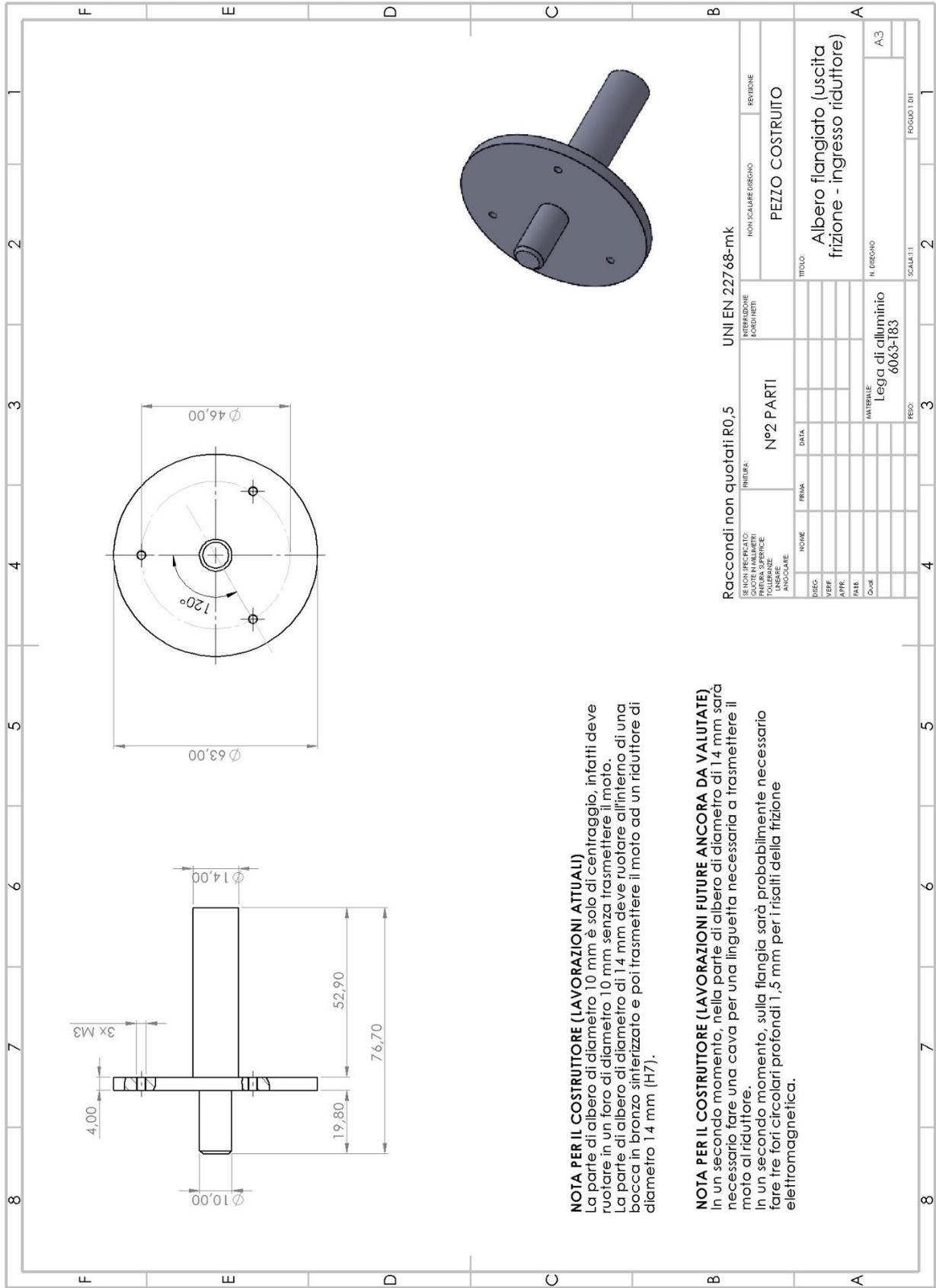




Racconti non quotati R0,5 UNI EN 22768-mk

SE NON SPECIFICATO: QUANTITÀ: GLI ALTRI VALORI LINEARI ANGOLI		N°2 PARTI		NON SCALARE/REGNO		REVISIONE	
INTERROGARE RIFORNITI	FRMA	DATA	PEZZO COSTRUITO		TITOLO		REVISIONE
DIEG.					Aggancio pelvico a coda di rondine "fermind" per banco prova		
VIRIF.					N. DIEGNO		A3
APPR.					MATERIALE		
PASS.					Polizene		
COUL.					SCALA 2:1		2
FEDE.			3		FOGLI DI D.T.		2





NOTA PER IL COSTRUTTORE (LAVORAZIONI ATTUALI)

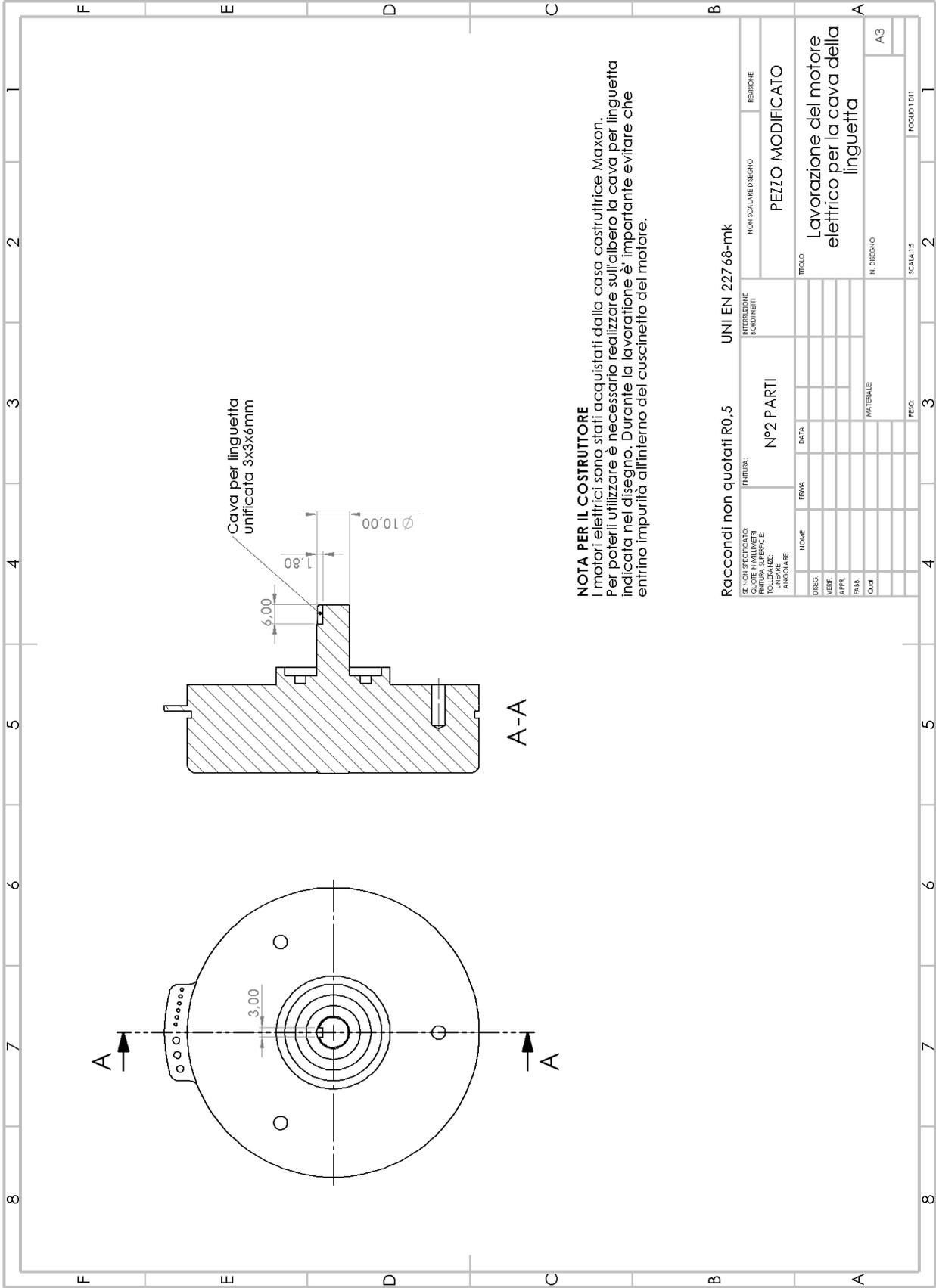
La parte di albero di diametro 10 mm è solo di centraggio, infatti deve ruotare in un foro di diametro 10 mm senza trasmettere il moto. La parte di albero di diametro di 14 mm deve ruotare all'interno di una bocca in bronzo sinterizzato e poi trasmettere il moto ad un riduttore di diametro 14 mm (H7).

NOTA PER IL COSTRUTTORE (LAVORAZIONI FUTURE ANCORA DA VALUTATE)

In un secondo momento, nella parte di albero di diametro di 14 mm sarà necessario fare una cava per una linguetta necessaria a trasmettere il moto al riduttore. In un secondo momento, sulla flangia sarà probabilmente necessario fare tre fori circolari profondi 1,5 mm per i risalti della frizione elettromagnetica.

Raccordi non quotati R0,5 UNI EN 227 68-mk

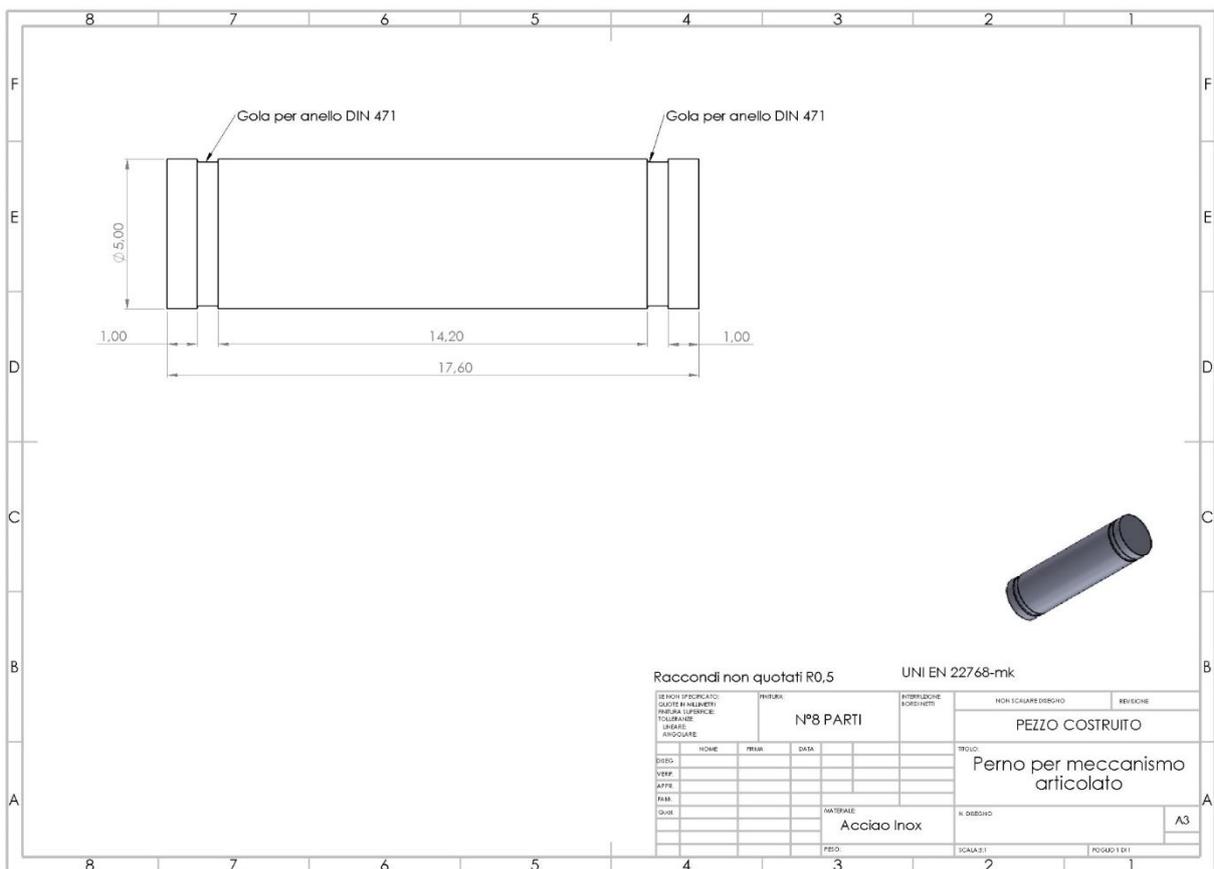
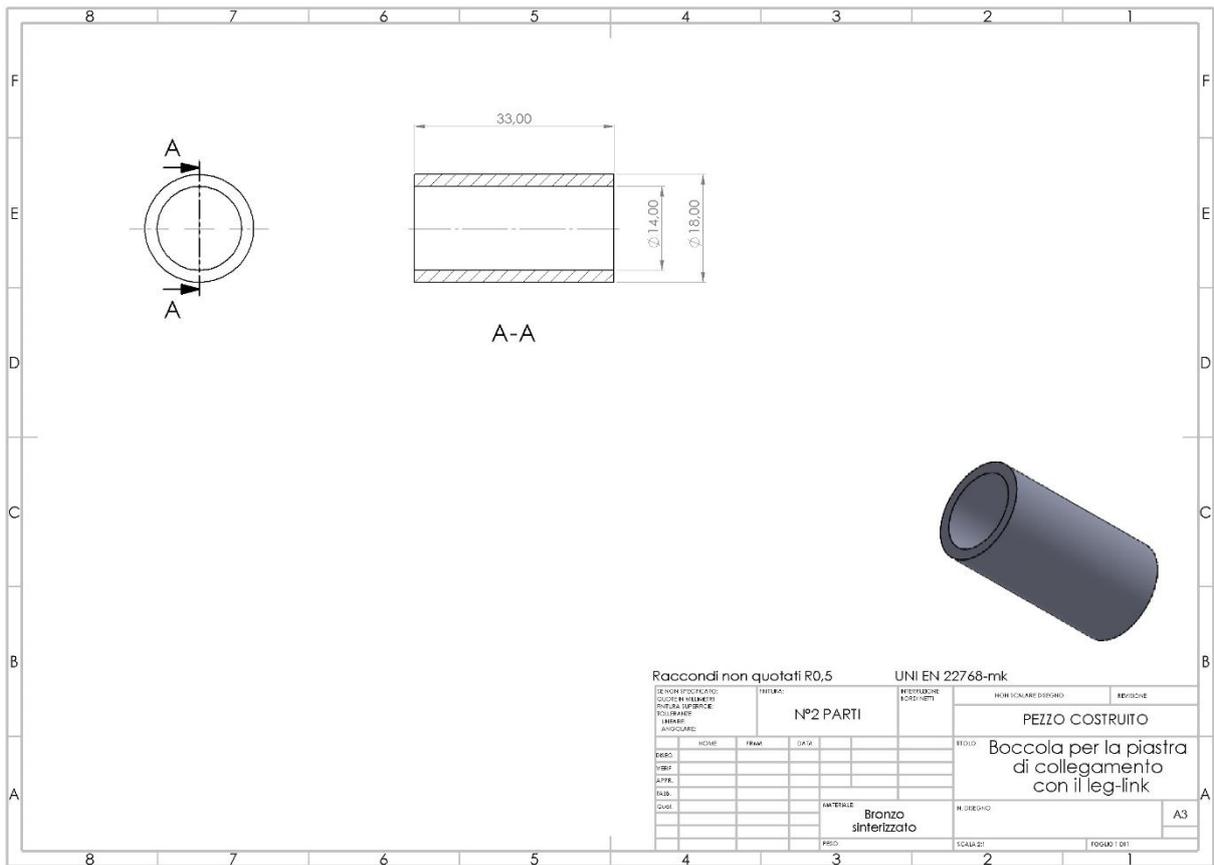
SE NON SPECIFICATO: DISEGNO PROFILI TOLLERANZE INCLINAZIONE		N°2 PARTI		NON SCALARE DISEGNO		REIDUBBIO	
DISEGNO	PRIMA	DATA	INTEREDIZIONE FORNITORI		PEZZO COSTRUITO		REIDUBBIO
VERIF.	APPR.	PAES.	MATERIALE		TITOLO:		N. DISEGNO
			Legga di alluminio 6063-183		Albero frangiato (uscita frizione - ingresso riduttore)		A3
			FESD:		SCALA 1:1		FOGLI 1 DI 1
			3		2		2

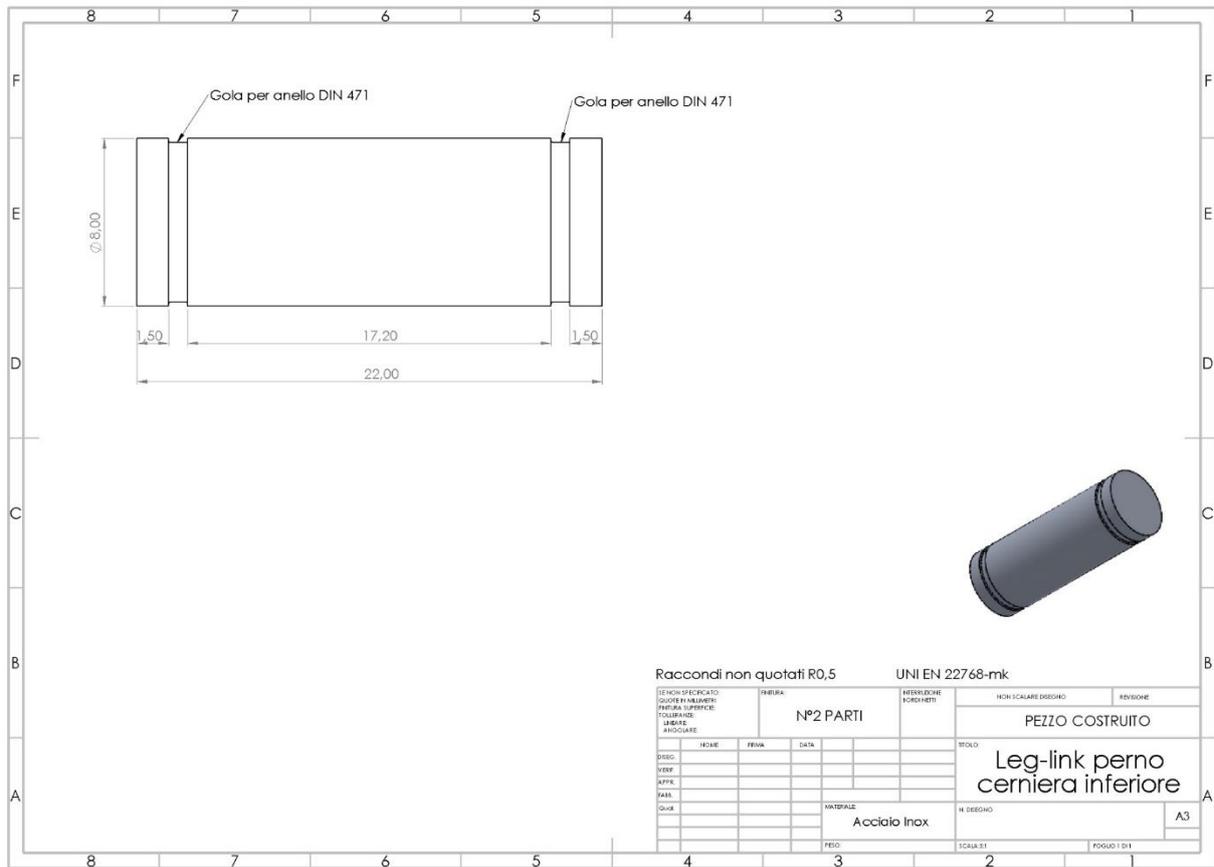
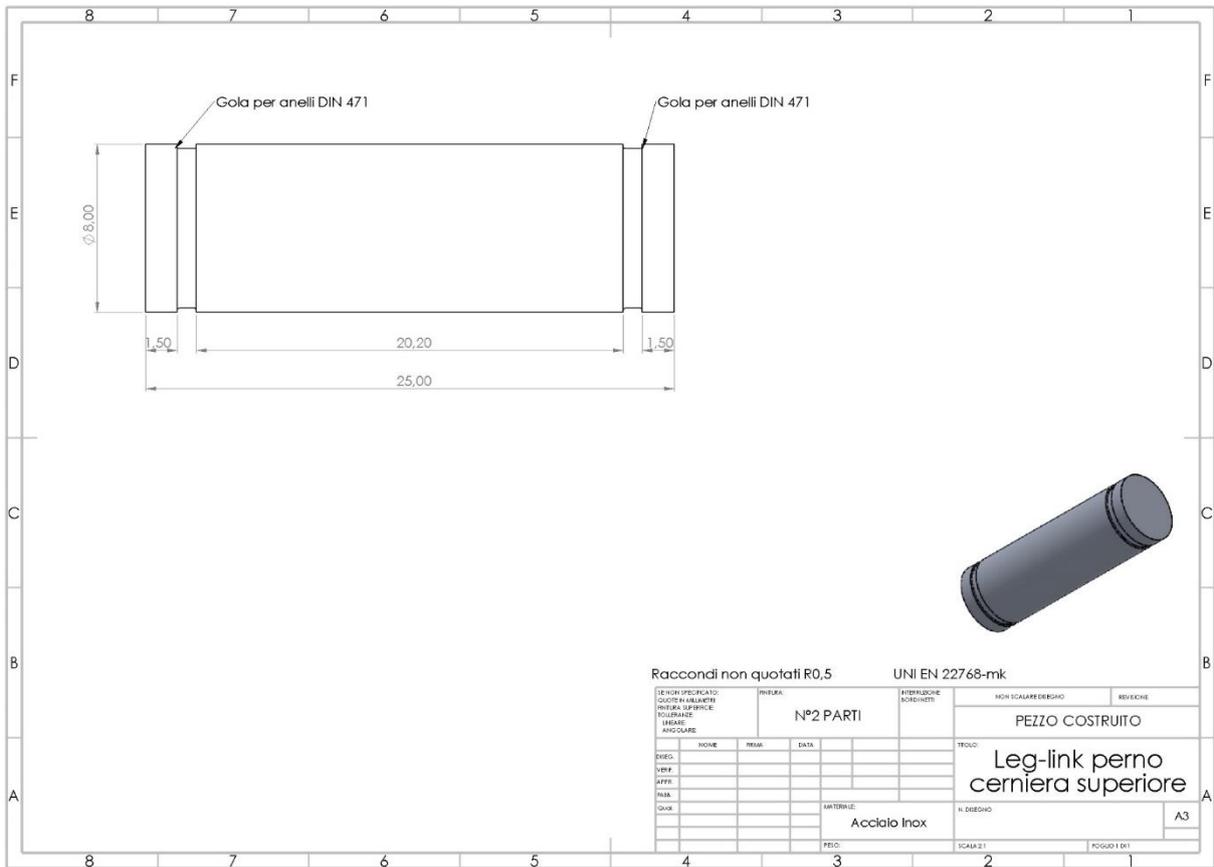


NOTA PER IL COSTRUTTORE
 I motori elettrici sono stati acquistati dalla casa costruttrice Maxon.
 Per poterli utilizzare è necessario realizzare sull'albero la cava per linguetta
 indicata nel disegno. Durante la lavorazione è importante evitare che
 entrino impurità all'interno del cuscinetto del motore.

Raccordi non quotati R0.5 UNI EN 22768-mk

SE NON SPECIFICATO QUOTE IN MILLIMETRI	FINITURA:	INTERPRETAZIONE SCORDI NETTI	NON SCALARE DISEGNO	REGIONE
UNIFORMITÀ TOLLERANZE ANGOLI	N°2 PARTI		PEZZO MODIFICATO	
DISC.	NOME	TRAMA	DATA	TITOLO:
VERIF.				Lavorazione del motore elettrico per la cava della linguetta
APPR.				N. DISEGNO
DATA				A3
OGGI				SCALA 1:1
				FOGLIO 1/1





RINGRAZIAMENTI

Vorrei subito ringraziare i miei relatori: il Prof. Terenziano Raparelli, la Prof.ssa Gabriella Eula ed il Prof. Luigi Mazza. Il Prof. Raparelli lo vorrei ringraziare per avermi coinvolto in questo interessante ed innovativo progetto sviluppato dal DIMEAS, la Prof.ssa Eula per aver, fin da subito, tracciato un cammino chiaro e definito, senza mai avermi fatto sentire disorientato rispetto all'obiettivo finale, ed il Prof. Mazza lo vorrei ringraziare per gli utili consigli che mi ha dato nelle giornate passate in laboratorio.

Per avermi permesso di trasferirmi a Torino per frequentare il Politecnico e per il costante supporto in questi lunghi e spesso difficili anni devo assolutamente ringraziare i miei genitori Cristina e Marco, perché diciamo così, cinque anni fa sarebbe stato sicuramente più facile per tutti se fossi rimasto a studiare vicino a casa e agli affetti. Subito dopo i miei genitori, voglio ringraziare mio nonno Ettore che è la roccia della famiglia e la persona a cui sicuramente voglio più bene in questo mondo.

Un ringraziamento speciale vorrei dedicarlo ai miei zii, a mia cugina Diletta, ad Amos, a Maria ed a Claudia, che tutti insieme formano la mia famiglia e le persone che da quando sono bambino mi sono vicine e mi danno sempre buoni consigli di vita.

Altri due importanti ringraziamenti vorrei dedicarli alla mia fidanzata Chiara per sostenermi e spingermi sempre a fare meglio, e al mio amico Angelo che solo a guardarlo mi trasmette tranquillità e mi aiuta a vedere sempre il lato positivo delle cose.

Vorrei poi ringraziare tutto il mio grande gruppo di amici: Alberto, Damiano, Enrico, Francesco C., Francesco V., Flavio, Giovanni, Jason, Martina, Nicola e Sofia. Ormai molti siete in giro per l'Europa e per l'Italia, ma come accade da più di dieci anni ogni volta che ci ritroviamo trascorriamo sempre momenti bellissimi di vera amicizia.

Un altro ringraziamento speciale vorrei dedicarlo al mio amico e coinquilino storico Martino, una persona bellissima e dal grande cuore, averti trovato a casa a Torino il primo giorno in cui mi sono trasferito è stato un privilegio.

Infine, vorrei ringraziare i miei compagni di avventura Emilio, e Francesco e Gianluca che a causa della pandemia non sono riuscito a frequentare molto nell'ultimo anno, ma che sicuramente continuerò a sentire nei prossimi anni perché tra noi si è creato un rapporto forte che va oltre all'università.