UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova

Centro Interdipartimentale di Studi e Attività Spaziali (CISAS)

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN SCIENZE TECNOLOGIE E MISURE SPAZIALI

INDIRIZZO: MMIS

XXII CICLO

Sviluppo di un sistema di taratura per casco strumentato

Developement of an apparatus for dynamic calibration of head motion measurement systems

Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Cesare Barbieri

Vice-Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Giampiero Naletto

Coordinatore d'Indirizzo: Ch.mo Prof. Enrico Lorenzini

Supervisore: Ch.mo Prof. Gianluca Rossi

Dottorando:

Ing. Roberta Flori

INDICE

INDICE I

ABSTRACT III

INTRODUZIONE 1

CAPITOLO 1 3
- **1.1 Introduzione** 3
- **1.2 La colonna vertebrale dell'uomo** 5
- **1.3 Il sistema vestibolare dell'uomo** 10

CAPITOLO 2 12
- **2.1 Introduzione** 12
- **2.2 Stato dell'arte sui caschi strumentati** 13
- **2.3 Stato dell'arte sui dispositivi di taratura caschetti** 20

CAPITOLO 3 27
- **3.1 Premessa sui moti da riprodurre** 27
- **3.2 Studi sui possibili moti della testa** 29
- **3.3 Parametri di progetto** 36

CAPITOLO 4 38
- **4.1 Premesse alla progettazione del sistema** 38
- **4.2 Primi modelli del sistema da realizzare** 39
- **4.3 Scelta del sistema di trasmissione del moto** 50

CAPITOLO 5 56
5.1 Dimensionamento della struttura 56
5.2 Scelta dell'attuatore lineare 58
5.3 Scelta della scheda elettronica di controllo 59
5.4 Scelta della guida di scorrimento 63
5.5 Descrizione della soluzione finale 64
5.6 Limiti di questo prototipo 69

CAPITOLO 6 70
6.1 Soluzione di partenza 70
6.2 Evoluzione della soluzione iniziale 76
6.3 Soluzione con motore X-Y 86

CAPITOLO 7 97
7.1 Analisi dei cinematismi 97
7.2 Analisi dei componenti 109
7.3 Montaggio del sistema 128
7.4 Prima prova di funzionamento del sistema 142

CONCLUSIONI 144

APPENDICE 145

BIBLIOGRAFIA 156

ABSTRACT

Il presente lavoro di tesi ha avuto per oggetto lo sviluppo di una nuova metodologia di taratura dinamica di caschi strumentati, utilizzati in campo neuro riabilitativo per rilevare i moti del capo dei pazienti. È stato realizzato un sistema in grado di riprodurre i movimenti tipici della testa.
Il lavoro è iniziato con una ricerca bibliografica per definire i campi di variabilità dei parametri di taratura, ovvero le rotazioni tipiche del capo sul piano frontale, sagittale e trasversale, nonché i loro campi di frequenza. In letteratura si trovano diverse configurazioni per la sensorizzazione del caschetto, con accelerometri e giroscopi, e diversi sistemi ad oggi utilizzati per la loro taratura. Ma non esistono sistemi sviluppati ad hoc, come questo, per poter fare una taratura dinamica, riproducendo proprio le condizioni operative del casco strumentato.
Sono stati realizzati e testati due prototipi, il secondo dei quali, il più complesso, realizza tutte le rotazioni del capo definite dall'analisi bibliografica.

ABSTRACT

In this work, a new methodology for the dynamic calibration of a sensorized helmet is proposed. The helmet is a medical device for head motion detection, based on gyroscopes and linear accelerometers. It has been designed for monitoring head motion in patients undergoing neuro rehabilitation.
While a few solutions are available in the literature for the calibration of this particular type of helmet, no solution currently exists that allows for a complete dynamic calibration by taking into account actual head movements.
With the aim of obtaining such a dynamic calibration solution, in this work an instrumented test bench has been designed that replicates typical head movements. Ranges and frequencies for each specific head movement type in the frontal, sagittal and median plane have been retrieved from the literature; data is related to both patients and healthy subjects. Two dynamic calibration prototypes have been produced as the result of subsequent design iterations: the first is capable of reproducing only a few types of principal motions, while the second and final one allows for a complete reproduction of all the principal head movement types. The prototypes have been subjected to experimental testing; the results are analyzed and discussed in the thesis.

INTRODUZIONE

Scopo del presente lavoro di tesi è lo sviluppo di un sistema di taratura per caschetti sensorizzati da utilizzare, in campo neuro riabilitativo, per misurare gli spostamenti del capo di pazienti in terapia.
E' infatti noto che nelle persone che hanno subito un trauma cranico si riscontra solitamente la perdita della capacità di mantenere o recuperare l'equilibrio in certe posizioni e/o durante la normale deambulazione; ma il recupero dell'equilibrio dell'intero corpo avviene proprio a partire dalla testa.
Se prima non viene recuperato il controllo della testa, non può essere recuperato neanche il controllo delle altre parti del corpo: da qui l'esigenza di monitorare innanzitutto come il paziente muove il capo.

In tutti i casi in cui si manifestano problemi di equilibrio e di postura, di solito, è prevista una riabilitazione, durante la quale i pazienti vengono fatti camminare o correre lungo una pedana provvista di sensori atti a misurare il corretto incedere; i pazienti sono inoltre muniti di un casco che serve a determinare istante per istante la posizione della testa e a verificarne la corretta postura, al fine di rilevare e correggere eventuali difetti.
Tra i sistemi portatili che permettono di rilevare la cinematica della testa, il casco strumentato con accelerometri e giroscopi è senza dubbio il più utilizzato: sia perché è quello di più semplice utilizzo, sia perché permette effettuare misure sufficientemente accurate in tali specifiche applicazioni medico-riabilitative.
L'utilizzo del casco strumentato permette, infatti, di raccoglie informazioni sulla cinematica del capo e sui meccanismi di controllo coinvolti nei processi dell'equilibrio e della normale deambulazione, e ciò costituisce il punto di partenza dell'analisi neuro riabilitativa; e consente anche, fatto molto importante, di allenare il soggetto per incrementare la sua capacità propriocettiva.

I caschetti dotati di accelerometri e/o giroscopi di cui sopra, prima del loro utilizzo, devono chiaramente essere sottoposti ad un'apposita taratura.
Per poter procedere nello specifico ad una taratura di tipo dinamico, sarà necessario "movimentare" il casco e attraverso un meccanismo che riproduca in maniera più verosimile possibile i movimenti del capo, ovvero che simuli le condizioni in cui dovranno lavorare.
Tutto ciò allo scopo di verificare a monte la correttezza delle misure di posizionamento effettuate dal caschetto, nelle diverse condizioni cinematiche e tarare lo stesso in modo tale da ottenere risultati sufficientemente precisi per evitare di intervenire magari in maniera impropria o non precisa sulla postura del paziente.

Nel presente lavoro, dopo dei brevi studi di anatomia, in particolare per meglio capire il funzionamento e le specificità della colonna vertebrale e del sistema vestibolare, si è fatta una ricerca bibliografia su due diversi argomenti: da un lato si è analizzato lo stato dell'arte circa le diverse versioni di caschetti strumentati che sono attualmente impiegati e le procedure sviluppate per la loro taratura; dall'altro lato sono stati esaminati studi teorici e sperimentazioni, effettuati su soggetti sani e non, aventi per oggetto la misura delle caratteristiche cinematiche dei moti tipici del

capo, sia movimenti volontari che involontari, ed in particolare l'ampiezza delle rotazioni del capo e la loro frequenza, così da poter definire i parametri di progetto del sistema da realizzare.

Il cuore del lavoro è la realizzazione pratica di un sistema in grado di simulare i movimenti del capo studiati, passando dall'analisi dettagliata di diverse soluzioni, con livelli di complessità più o meno alti.
Nello specifico, lo sviluppo del sistema si è articolato in due fasi successive: in ciascuna di queste sono stati presi in considerazione dei modelli, analizzando di ciascuno limiti e difficoltà costruttive, fino ad arrivare alla realizzazione di un prototipo.
Il primo sistema realizzato è piuttosto semplice: un attuatore lineare è collegato, tramite due staffe metalliche a L, ad una slitta, sempre metallica; all'estremità di quest'ultima vi è un giunto cardanico collegato, tramite un perno cilindrico, ad un'asta telescopica a sezione quadrata e terminante con una superficie piana che costituisce la base su cui viene posizionato il caschetto.
Pur essendo anche stato predisposto per l'aggiunta di un secondo motore al fine di poter riprodurre una seconda rotazione del capo intorno ad un altro asse, questo sistema è stato poi abbandonato e si è cambiata completamente configurazione per lo sviluppo del secondo prototipo.
Questo sistema ha alla base un piano motorizzato X-Y, cui è connesso nel punto centrale, tramite uno snodo sferico, un albero con un suo motoriduttore che consente la rotazione sul piano trasversale della parte superiore dell'albero. Al di sopra di esso è infatti posizionata una crociera metallica, su cui viene installato il caschetto da movimentare.

In sintesi, nell'ambito della presente attività di dottorato sono stati realizzati e messi in funzione due diversi prototipi, dei quali in realtà il secondo rappresenta un po' un'evoluzione ed un miglioramento della prima versione: il secondo è infatti quello che riproduce in maniera completa i moti di rotazione della testa, ovvero che realizza rotazioni sul piano frontale e sagittale con una slitta X-Y, e la rotazione sul piano trasversale con un motoriduttore separato, rispondendo in tutto alle specifiche di progetto che si erano definite all'inizio della presente attività di ricerca.

CAPITOLO 1

Richiami di anatomia

1.1 – Introduzione

Al fine di progettare un meccanismo che riproduca il più fedelmente possibile i movimenti del capo, si è ritenuto utile sviluppare uno studio anatomico, almeno di massima, della colonna vertebrale, e nello specifico della zona cervicale di questa e del sistema vestibolare dell'uomo.

La testa può essere certamente considerata come il centro nevralgico dell'organismo umano, essendo la sede del cervello, ovvero l'organo che consente di raccogliere, articolare, gestire, ed analizzare le migliaia di informazioni sensoriali provenienti da ogni parte del corpo, nonché la fonte di tutte le nostre capacità cognitive e logiche.

Inoltre la testa è senza dubbio la struttura più significativa da studiare per quanto concerne i concetti di stabilità e coordinazione di tutte le facoltà motorie dell'individuo.

Proponendoci come obbiettivo del presente studio quello di poter comprendere e riprodurre al meglio l'ampio range di cinematismi del cranio umano, risulta ovvio perché non si può assolutamente prescindere dalla trattazione degli aspetti fisiologici salienti della *colonna vertebrale*, in particolare del tratto *cervicale*, vero e proprio supporto biologico della testa, e del *sistema vestibolare*, collocato nella parte più interna dell'orecchio e necessario per un corretto equilibrio del corpo.

Oltre che per poter analizzare e quantificare i movimenti tipici della testa, il presente studio anatomico ha anche lo scopo di capire un po' meglio i fenomeni, le patologie o le lesioni a certi organi che portano alcune persone ad avere perdita parziale o totale dell'equilibrio e della stabilità posturale.

Abbiamo infatti già accennato che il sistema che si intende sviluppare è finalizzato alla taratura di caschetti ad uso terapeutico, per valutare eventuali problematiche di equilibrio nella deambulazione di pazienti affetti da patologie o lesioni di una gravità talmente rilevante da aver modificato o notevolmente ridotto le possibilità di movimento delle articolazioni cervicali.

Molte in realtà possono essere le problematiche che comportano disturbi motori, in quanto affinchè un individuo possa mantenere l'equilibrio sia statico che dinamico è necessario che il suo cervello riceva, ed elabori in maniera corretta integrandole, informazioni aventi diversa origine:

- labirintica prima di tutto, ossia quelle relative alla posizione e al movimento della testa nello spazio;
- visiva, relativa alle caratteristiche e alle eventuali interazioni con l'ambiente esterno;
- propriocettiva, grazie alle quali il nostro corpo ha cognizione di sé in rapporto al mondo esterno; non sono infatti solo la vista, l'udito e il tatto ad informare un individuo su come si "posiziona" il corpo nella realtà, ma è la sensibilità propriocettiva che permette di sentire il movimento di un braccio, di una gamba o di un qualsiasi altro segmento corporeo, anche quando gli occhi sono chiusi. Queste informazioni derivano da ricettori localizzati nelle articolazioni, nei legamenti, nei tendini e nei muscoli.

Tutte queste informazioni servono al cervello per far muovere i diversi arti nella maniera più efficiente e coordinata possibile, e per modificare continuamente i comandi da fornire ai muscoli per adeguarsi il più rapidamente possibile ad eventuali variazioni della realtà esterna.

Alcuni deficit celebrali, conseguenti a traumi o patologici, determinano appunto l'incapacità di certi soggetti di gestire queste informazioni, con conseguente perdita di equilibrio e problemi nella deambulazione. Si parla di gravi problematiche quali *traumi cranici*, *lesioni alle vertebre cervicali, distrofia muscolare,* la quale può portare ad assottigliamento e indebolimento del muscolo *sternocleidomastoideo*, situato nella regione anterolaterale del collo, il quale estende, flette, inclina lateralmente e ruota dal lato opposto la colonna cervicale e la testa.
Inoltre, ad esempio in caso di lesione vestibolare, il disaccordo tra le diverse informazioni sensoriali può dare origine ad un errato orientamento spaziale; una *grave distorsione articolare*, o comunque una, anche psicologica, *perdita parziale o totale della sensibilità propriocettiva*, può interrompere la rete di comunicazione tra il sistema nervoso centrale e i muscoli, che quindi daranno risposte non sempre adeguate alla situazione contingente; nel caso di *sclerosi multipla*, in certi pazienti in cui i focolai infiammatori arrivano ad invadere il sistema nervoso centrale, rallentando o bloccando la trasmissione degli impulsi elettrici lungo le treminazioni nervose, oltre a disturbi alla vista, si hanno spesso importanti problemi di equilibrio e di coordinamento dei movimenti (atassia) nel caso interessi il cervelletto, vertigini e nausea nel caso colpisca l'sistema vestibolare, tremori e spasticità muscolari.
L'equilibrio del corpo, nel suo insieme, è studiato dalla posturologia, scienza che studia il sistema posturale fine (o sistema tonico posturale), schematizzato in Fig. 1.1. Questo sistema è costituito da: un'entrata, una scatola nera che tratta, integra e reagisce alle informazioni che arrivano dalle entrate; un'uscita, con il compito di mantenere l'equilibrio. Le entrate del sistema sono esocettori (che captano le informazioni dall'ambiente) ed endocettori (che informano la scatola nera su quello che succede all'interno, e sono divisi in propriocettivi e in viscerocettivi). Tra gli stimoli, quindi vi sono quelli *propriocettivi*, che sono responsabili del mantenimento anche dell'equilibrio del capo, quelli *visivi*, che danno informazioni sull'ambiente circostante in relazione alla posizione del capo e sono fondamentali quando quelli propriocettivi sono inaffidabili, e gli stimoli vestibolari che hanno una funzione sensoriale (di individuare cioè la posizione del capo rispetto alla gravità) e una funzione motoria (di controllare la postura e il movimento coordinato dei vari arti e del capo).

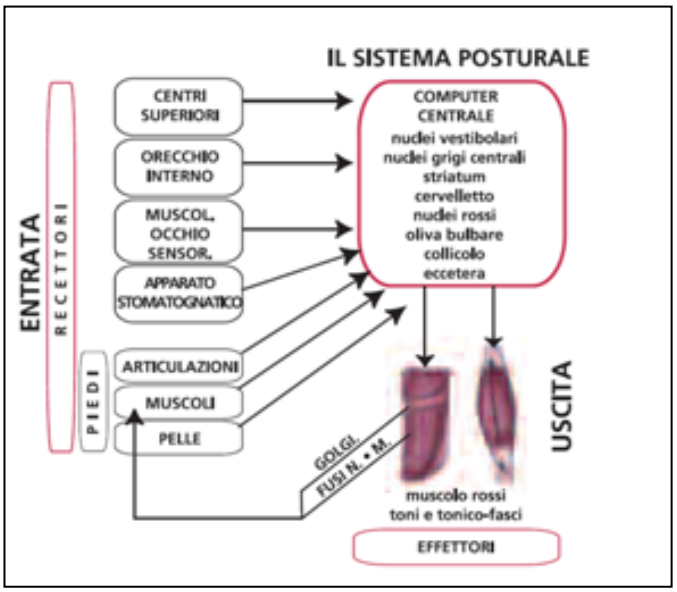


Fig. 1.1 – Schema del complesso sistema da cui dipendono postura ed equilibrio dell'uomo

C'è da chiarire che le successive considerazioni non pretendono di poter fornire un quadro completo e totalmente esaustivo dal punto di vista anatomico, ma comunque consentono di poter capire e meglio rappresentare la complessa problematica della mobilità della testa, in modo tale da poter sviluppare un modello che sia il più possibile fedele ed accurato.

1.2 – La colonna vertebrale dell'uomo

La colonna vertebrale possiede 4 fondamentali funzioni: innanzitutto protegge il midollo spinale posto al suo interno, la seconda funzione è quella di sostegno del capo, del busto e degli arti superiori, la terza funzione è quella di ammortizzamento delle sollecitazioni provenienti dall'interno del corpo e dall'ambiente esterno, infine, attraverso movimenti perlopiù volontari, la colonna vertebrale adatta il busto a tutte quelle posizioni che facilitano l'avvicinamento tra segmenti corporei craniali e arti o fra questi e il busto o il bacino.
Si tratta di una struttura complessa, costituita nell'insieme da 32-35 vertebre separate, e se la si osserva sul piano sagittale (fig. 1.2) ci si accorge che presenta 4 curvature: 2 concavità posteriori, dette "lordosi" e 2 convessità posteriori dette "cifosi".
Si hanno, in ordine dall'alto al basso, la lordosi cervicale costituita da 7 vertebre, la cifosi dorsale con 12 vertebre, la lordosi lombare con 5 vertebre e la cifosi sacrale con 5 vertebre sacrali e 3-5 coccigee. Mentre le prime 3 curve però posseggono una loro mobilità, la cifosi sacro-coccigea è un pezzo unico saldamente incastrato fra le ali iliache che presenta un'unica articolazione intervertebrale mobile fra la quinta vertebra lombare e la prima sacrale.
La caratteristica della colonna vertebrale di avere 3 curve mobili ne aumenta l'elasticità e la capacità di sostegno del tronco: infatti le curvature rendono la colonna vertebrale ben 10 volte più resistente rispetto ad un rachide totalmente dritto. Dall'anatomia è noto che la lordosi cervicale dovrebbe presentare, nell'individuo normale, un angolo di 35°, la lordosi lombare un angolo di 40° e la cifosi dorsale un angolo di 35°: ma tali valori angolari sono solo indicativi (fig. 1.3).
L'elemento funzionale della colonna vertebrale (o FSU = Functional Spinal Unit), ed è questo responsabile della sua mobilità.

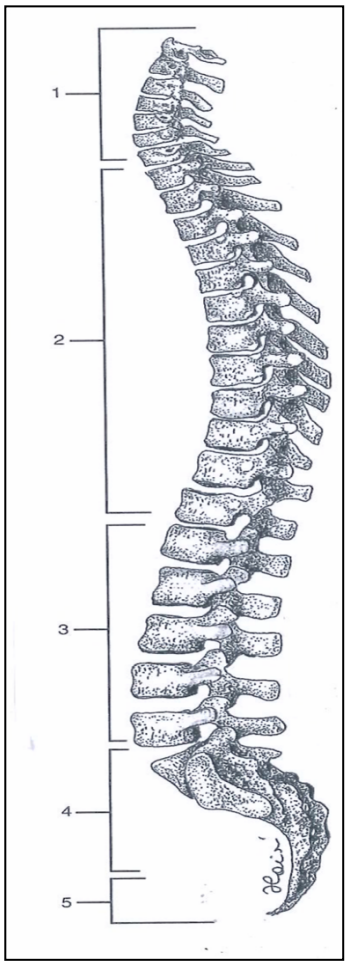


Fig. 1.2 Colonna vertebrale

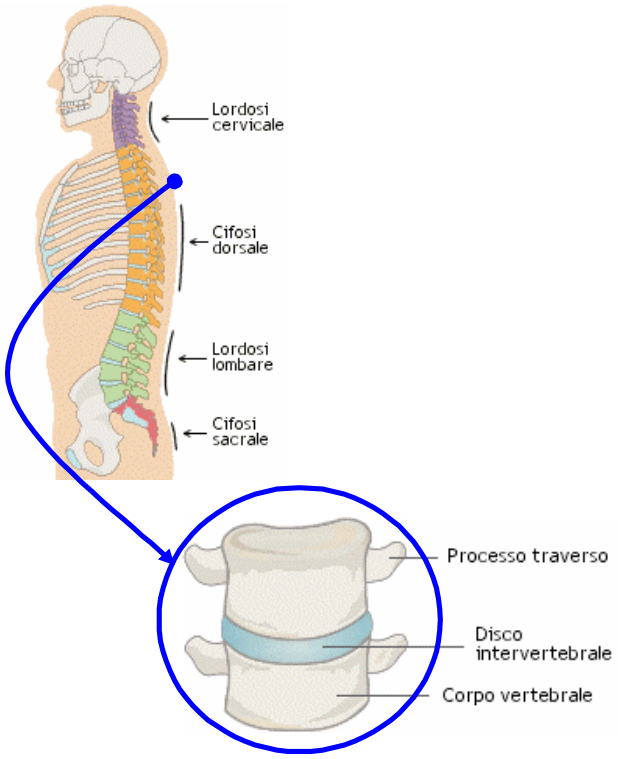


Figura 1.3 – Le 4 curve della colonna vertebrale e zoom sull'Unità Funzionale Spinale

Il tratto cervicale, oggetto della nostra analisi, è la parte più mobile della colonna vertebrale, ma anche la più delicata, poiché protegge il midollo spinale, le radici nervose e l'arteria vertebrale; basti pensare che in caso di serie lesioni si può arrivare alla paralisi totale e permanente sia degli arti superiori che inferiori e se il danno avviene a livello delle prime due vertebre sopraggiunge la morte dell'individuo.
Il collo è la regione anatomica compresa tra la base del cranio, posteriormente in alto e la settima colonna cervicale, posteriormente in basso e che in avanti si estende dall'angolo mandibolare in alto, alla fossetta del giugulo in basso.
La *colonna cervicale* presenta una curvatura a concavità posteriore, chiamata lordosi, il cui valore dipende dalla conformazione anatomica delle altre tre, ma che solitamente si aggira intorno ai 35°; come detto precedentemente è costituita da 7 vertebre separate, le quali, sulla base di alcune peculiari caratteristiche, determinano una ulteriore suddivisione del tratto in questione in *rachide cervicale superiore* (C1 e C2) e *rachide cervicale inferiore* (C3 – C7).
Le sette vertebre in questione denotate con C1,C2, …C7 (fig. 1.4), sono responsabili della trasmissione dei movimenti al cranio.
Nel caso particolare delle rotazioni della colonna cervicale, attraverso uno studio sperimentale, si è evidenziato che queste avvengono principalmente su due livelli. Il 58% tra la vertebra C2 e la C3, mentre il 24% tra la C4 e la C7. Le coppie di vertebre C1/C2 e C3/C4 provvedono ad una minima parte della rotazione, e ciò ha una motivazione strutturale specifica come si vedrà più avanti.

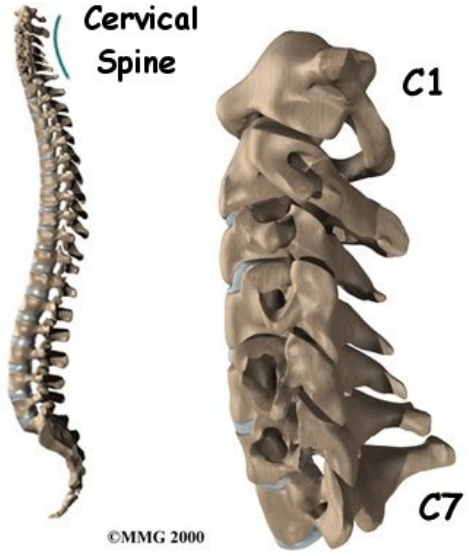


Fig. 1.4 – Vertebre cervicali

In anatomia quindi si è soliti suddividere il collo viene suddiviso in due regioni, una sopra-ioidea e una sotto-ioidea, in base alla posizione dell'osso ioide. Inoltre è sedimentato dalle fasce cervicali.
La regione sopra-ioidea si trova posteriormente alle orbite e alle cavità paranasali e orale. In passato veniva suddivisa in tre aree, nasofaringe, orofaringe e cavità orale, sulla base delle differenti vie di diffusione e disseminazione linfonodale e della diversa prognosi dei carcinomi squamocellulari. Ma le lesioni non-squamocellulari seguono una diffusione diversa, dipendendo dalla compartimentazione operata dalla fascia cervicale.
La regione sottoioidea contiene anche la laringe che però, per motivi anatomofunzionali, viene considerata un'area a parte, situata nel proprio contesto. È tradizionalmente distinta in triangoli:

triangolo carotico, triangolo nucale (o suboccipitale), triangolo posteriore del collo (o fossa sopraclavicolare) , triangolo dell'arteria vertebrale (o di Nunziante-Ippolito).
Le prime due vertebre, denominate nell'ordine *atlante* ed *epistrofeo* (fig. 1.5), si distinguono radicalmente da tutte le altre; l'atlante è costituito da due archi, uno anteriore e uno posteriore, e da due masse laterali, ciascuna delle quali presenta due facce distinte, una superiore e una inferiore, che si articolano rispettivamente con i condili occipitali (ovvero superfici ossee convesse del cranio) e con l'epistrofeo; quest'ultimo invece consta di un *corpo vertebrale* e di un *processo spinoso* bifido (regione posteriore delle vertebre finalizzata all'attacco di muscoli e legamenti) analogamente ai segmenti ossei sottostanti, fatta eccezione per una grossa apofisi ossea che si origina dalla parte anteriore del suo corpo vertebrale, chiamata *odontoide*, *processo odontoideo* o *dente dell'epistrofeo*.

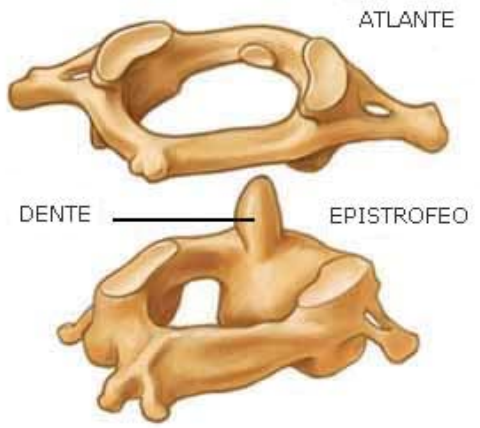


Figura 1.5 – Prima e seconda vertebra cervicale, rispettivamente atlante ed epistrofeo; si evidenzia particolarmente il processo odontoideo o dente dell'epistrofeo, il quale si articola con l'atlante, costituendo l'asse intorno al quale può ruotare quest'ultimo.

Il dente dell'epistrofeo si articola con l'arco anteriore dell'atlante in modo da costituire una sorta di asse di rotazione per C1 e per l'intero cranio. In generale il sistema articolare appena descritto consente di eseguire moderati movimenti di flessione ed estensione laterale, ma fornisce il principale apporto alla rotazione della colonna cervicale, permettendo di raggiungere i 45° in entrambe le direzioni.
Data l'assenza del disco intervertebrale, eccessivi spostamenti vengono evitatati grazie alla presenza dei legamenti e della capsula articolare (manicotto fibroso che avvolge e racchiude l'atlante e l'epistrofeo).
Il rachide cervicale inferiore è costituito dalle rimanenti cinque vertebre, da C3 a C7, le quali presentano peculiarità anatomiche molto più simili agli elementi ossei successivi, fatta eccezione per processi spinosi bifidi (da C3 a C6), corpi vertebrali di dimensioni inferiori ed apofisi unciformi nella parte superiore ed inferiore dei medesimi; la C7, o vertebra *prominens,* è caratterizzata da un processo spinoso lungo e privo di biforcazioni.
Come accennato, la sezione di colonna cervicale appena descritta è specializzata non nella rotazione ma nella flessione anteriore, posteriore e laterale, (quest'ultima affidata al tratto superiore C3-C4 e C4-C5), massima a livello di C4-C5 e C5-C6.
La vertebra costituisce l'elemento metamerico del rachide e, come tale, ciscuna di esse presenta caratteristiche simili ma anche aspetti diversi, come iniziato a vedere, derivanti sia dall'appartenenza ai vari segmenti della colonna sia dalla peculiarità di singole vertebre all'interno dello stesso tratto vertebrale. Ma per caratterizzare l'aspetto funzionale della colonna vertebrale occorre analizzare l' Unità Funzionale Spinale costituita da 2 vertebre fra loro adiacenti e dai tessuti molli interposti escludendone i muscoli (fig. 1.6).

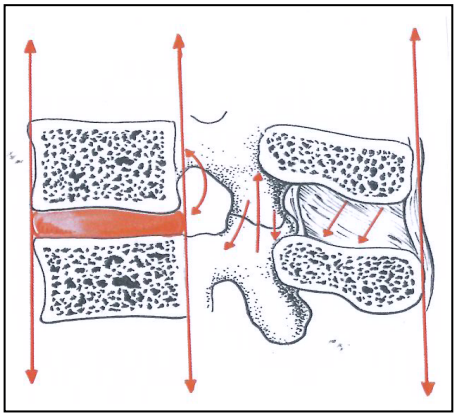


Fig. 1.6 – Unità Funzionale Spinale (FSU)

Ogni vertebra presenta anteriormente un corpo e posteriormente un arco. Fra il corpo e l'arco si delinea uno spazio definito *forame vertebrale* nel quale è sito il midollo spinale.
Se poi si osservano lateralmente 2 vertebre contigue si vede che la loro incisura superiore e quella inferiore delimitano un altro forame, detto *forame intervertebrale*, dove transitano i nervi spinali.

Lateralmente si può osservare anche la direzione delle faccette articolari vertebrali: oblique rispetto all'orizzontale di circa 45° le cervicali, di 60° le dorsali, di 90° le lombari (fig. 1.7).

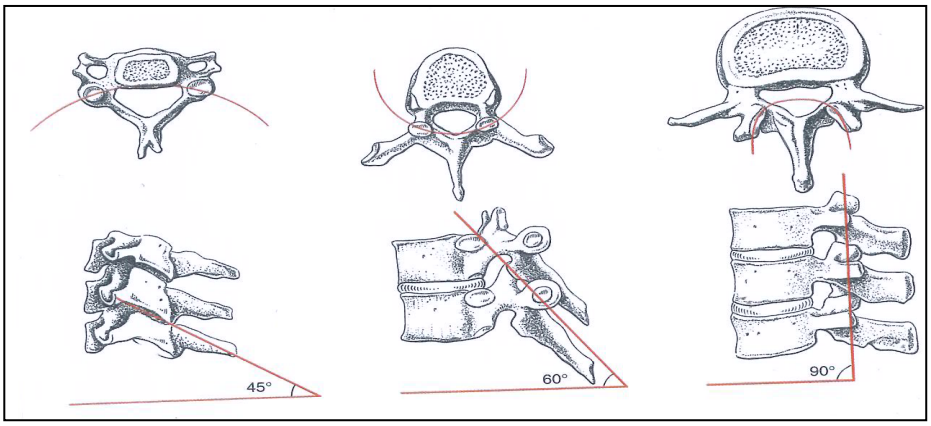


Fig. 1.7 – Differenza angolare delle articolazioni apofisarie dei tratti cervicale, dorsale e lombare.

La resistenza vertebrale alle pressioni è consentita dalla presenza della corticale che riveste all'esterno la struttura ossea e dalla disposizione, in direzioni diverse delle travature della spongiosa. Esiste tuttavia una diversa resistenza alle forze compressive a seconda della vertebra presa in esame: alcuni studi hanno evidenziato che le vertebre C3 e C4 sono quelle a minor resistenza a forze compressive lente, mentre le più resistenti dell'intera colonna risultano essere quelle della zona lombare, ed in particolare la L4.
La mobilità della colonna vertebrale è dovuta al disco intervertebrale, dalla sua struttura singolarmente e dal numero dei dischi rachidei (23) e dalla loro altezza, che, complessivamente, copre oltre un quarto dell'altezza reale della colonna vertebrale verificabile sul piano sagittale.
Strutturalmente ogni disco è costituito da un anello fibroso e da un nucleo polposo. L'anello fibroso, sostanzialmente elemento di unione e di protezione, è formato da fibre collagene con discreto contenuto di fibre elastiche distribuite in vari strati dall'interno verso l'esterno, dal piatto inferiore e superiore del corpo vertebrale.
Superficialmente tale stratificazione presenta direzione verticale fra i corpi vertebrali che diviene sempre più obliqua via via che ogni strato si avvicina alle regioni più interne del disco.

È da segnalare inoltre che fra uno strato e quello immediatamente vicino le rispettive obliquità presentano direzioni ortogonali.
Questo intrecciarsi di fibre collagene assegna grande resistenza all'anello fibroso; inoltre l'orientamento delle fibre, opposto per ogni strato, consente ad alcune di esse la funzione, contemporanea, di limitare alcuni movimenti e ad altre di consentirli: le prime vertebre saranno messe in tensione, le seconde si rilasceranno.
La condizione di tensione o di rilasciamento delle fibre non è direttamente provocata dal carico gravante sull'anello fibroso bensì dagli spostamenti, nelle varie direzioni, del nucleo polposo.
È infatti quest'ultimo a sopportare circa il 75% del carico, mentre il 25% graverebbe sull'anello fibroso; il nucleo polposo rappresenta la "matrice del disco" ed è costituito da un liquido, detto gel colloidale, che contiene per circa l'80% acqua.
In età adulta, ed in particolare dopo i 40 anni, si realizza sia un incremento della componente fibrotica a carico del connettivo dell'anello fibroso, sia una diminuzione dei mucopolissaccaridi del gel nucleare che determina diminuzione dell'assorbimento di liquidi: La conseguenza è una riduzione dei movimenti e, comunque, difficoltà ad eseguirli con grandi ampiezze articolari.
Vi sono infine due aspetti funzionali importanti che ci danno la misura delle possibilità cinematiche del disco intervertebrale.
Innanzitutto la forma del disco: basti pensare che le stesse curve fisiologiche sono definite soprattutto dalla forma dei dischi e non da quella dei corpi vertebrali.

Il secondo aspetto riguarda il rapporto di proporzionalità esistente fra l'altezza dei dischi e quella dei corpi (fig. 1.8).
L'altezza dei dischi nei vari segmenti corporei è, infatti, più piccola a livello cervicale, media nelle vertebre dorsali e più grande nelle vertebre lombari: rispettivamente 3, 5 e 9 mm l'altezza dei dischi e 7.5, 25 e 27 mm quella dei corpi: si tratta, ovvio di valori medi.

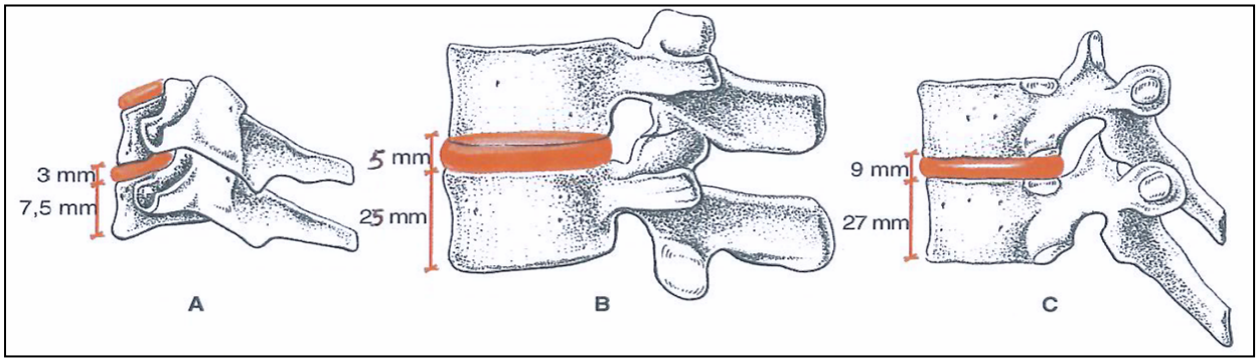


Fig. 1.8 – Diverse altezze dei dischi intervertebrali rispetto all'altezza dei corpi vertebrali: A, vertebre cervicali; B, lombari; C, dorsali.

Poiché è dal rapporto di proporzionalità fra altezza del disco e altezza del corpo vertebrale che deriva la maggiore o minore mobilità dei dischi, si può affermare che il rachide cervicale, pur disponendo del disco meno alto, è il tratto più mobile (3:7.5 = 0.4), seguito dal tratto lombare (9:27 = 0.33) e dal rachide dorsale (5:25 = 0,2).
Quest'ultima analisi permette di confermare, per l'articolazione disco-vertebrale, la funzione prioritaria di "regolatrice" dell'ampiezza dei movimenti dell'unità funzionale vertebrale".

1.3 - Il sistema vestibolare

Come ben sappiamo l'*orecchio* è la parte più visibile ed esterna dell'*apparato uditivo,* si presenta come un organo molle e flessibile ed è costituito interamente da materiale cartilagineo.
E' proprio dall'orecchio che si origina il condotto uditivo esterno, diretto verso l'interno del capo e delimitato da una membrana di necessaria importanza per il processo uditivo, il *timpano,* il quale svolge anche la funzione di elemento separatore tra l'*orecchio esterno*, comprendente sia il *padiglione auricolare* che il *condotto uditivo*, e l'*orecchio medio.*
Nell'orecchio medio troviamo, a partire dal timpano e nell'ordine secondo cui il suono viene trasmesso, il *martello*, l'*incudine* e la *staffa*, posta direttamente a contatto con il *labirinto*; i tre ossicini (fig. 1.9), sono racchiusi in una cavità denominata cassa del timpano, la quale comunica con l'esterno mediante un canale di lunghezza tra i 3 e i 4 cm definito *Tromba di Eustachio*, che sbocca nella *faringe*, collegandosi con la gola (in questo modo viene mantenuto l'equilibrio tra le pressioni al di qua e al di là del timpano).

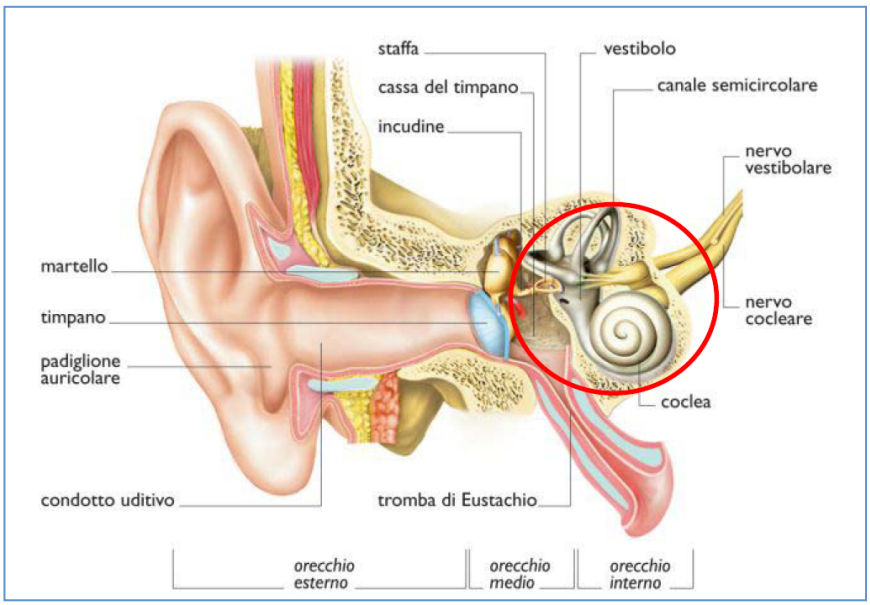


Fig. 1.9 – Schema dell'apparato uditivo

È invece l'*orecchio interno* la sede dell'sistema vestibolare e centro della stabilità del corpo.

In questa regione è possibile distinguere il *labirinto osseo*, complesso sistema di cavità scavate nello spessore dell'osso temporale, e il *labirinto membranoso,* il quale costituisce il rivestimento stesso del labirinto osseo, ed è da esso separato per mezzo di un particolare liquido denominato *perilinfa*; il primo comprende il *vestibolo,* i tre *canali semicircolari* e la *chiocciola*, o *coclea*, mentre il secondo è costituito da *utricolo* e *sacculo*, entrambi facenti parte del vestibolo, dal *condotto coclearie*, e dai *condotti semicircolari,* nei quali scorre l'*endolinfa* (fig. 1.10).

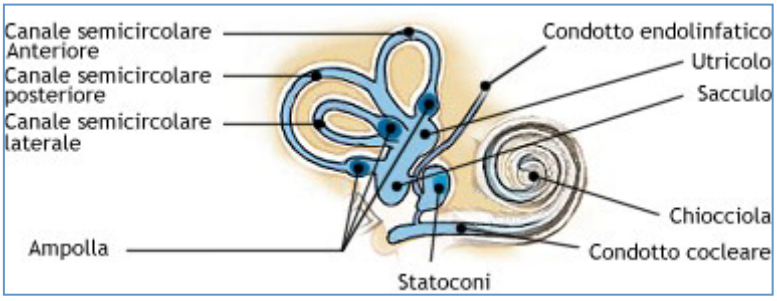


Fig. 1.10 – Schema del labirinto membranoso (zoom parte indicata nella figura precedente)

All’interno dell’endolinfa è possibile riscontrare la presenza di alcune particelle galleggianti, dei microcristalli chiamati *otoliti,* i quali stimolano le terminazioni nervose presenti nel labirinto membranoso, inviando al cervello e al cervelletto le informazioni relative alla posizione assunta dalla testa, ai cambiamenti di velocità, e ai movimenti rotazionali (Fig. 1.11).

In particolare è noto che il sacculo permette di percepire l’ accelerazione verticale (quella che si prova ad esempio quando si sale in ascensore), ed è in comunicazione diretta con l’utricolo, il quale fornisce informazioni sull’accelerazione orizzontale (quella subita dal corpo quando viaggia su un mezzo quale l’automobile); i recettori dei tre canali semicircolari, che sboccano proprio nell’utricolo, invece risultano particolarmente sensibili ai movimenti rotatori di testa e collo, ovvero alle accelerazioni angolari. Dobbiamo tuttavia considerare che solo utricolo e sacculo partecipano alla regolazione della postura del corpo, mentre il sistema semicircolare interviene solo nel caso dell’equilibrio dinamico.

Ricordiamo infine che l’apparato appena descritto è il responsabile del cosiddetto senso di *vertigine*, il quale si verifica in presenza di movimenti bruschi o particolarmente insoliti. E noto che un liquido al quale è impresso un moto rotatorio continua a muoversi per un certo intervallo di tempo anche quando cessa la causa che ne ha originato il movimento: si tratta di un effetto indotto dalla forza di inerzia.

La medesima situazione si verifica nell’endolinfa: durante la rotazione tale liquido acquista una propria inerzia, la quale non viene immediatamente dissipata; anche se il corpo è fermo il liquido continua a spostarsi, dando così al cervello l’illusione del movimento e la conseguente sensazione di vertigine e instabilità.

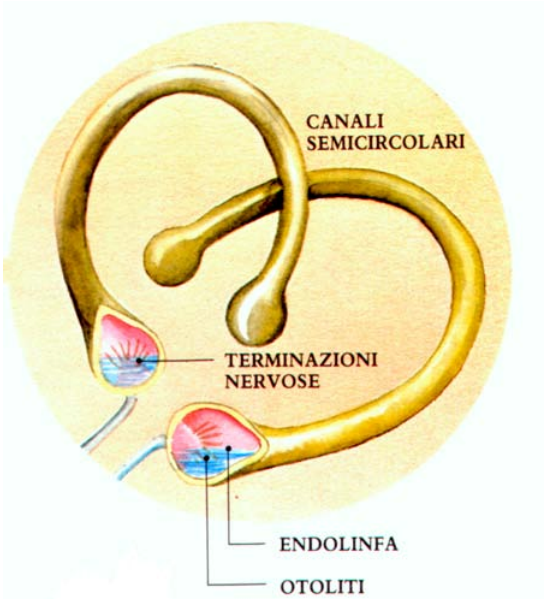


Figura 1.11 – L’endolinfa contenuta nei canali semicircolari tende, come ogni sostanza liquida, a disporsi su un piano orizzontale. Di conseguenza, a seconda dell’inclinazione del capo, gli otoliti stimoleranno alcune terminazioni nervose piuttosto che altre, informando così il cervello sul grado e sulla direzione dell’inclinazione. In questo modo il cervello saprà quali movimenti dovrà fare il corpo per ritornare in posizione verticale.

La presente analisi sui particolari anatomici primari della colonna cervicale e del sistema vestibolare è da sola sufficiente a dimostrare che risulta notevolmente complesso riprodurre i movimenti tipici del capo: si rende quindi necessario, come si vedrà nel seguito, ricorrere ad alcune semplificazioni.

CAPITOLO 2
Stato dell'arte sui sistemi per la misura dei movimenti del capo e sulla loro taratura

2.1 - Introduzione

Come detto, in campo neuro riabilitativo, variabili quali la posizione, la velocità e l'accelerazione della testa sono fondamentali nella stima della capacità dell'equilibrio, in quanto sono gli input principali per il sistema vestibolare.
La rilevazione del movimento della testa in modo completo ed accurato può essere effettuata attraverso sistemi optoelettronici, tuttavia, la complessità ed i costi di questi apparati, non sono giustificabili quando per fornire una valida diagnosi è sufficiente una ridotta quantità di dati; inoltre questi sistemi sono utilizzabili solamente all'interno di un laboratorio e non nelle normali situazioni della vita quotidiana: ciò pone seri limiti al monitoraggio dei pazienti nei loro percorsi riabilitativi, in quanto si possono effettivamente seguire solo durante le terapie e non nel resto della giornata.
Perciò sono stati studiati diversi sistemi portatili, meno sofisticati e costosi, capaci di raccogliere solo le variabili cinematiche necessarie in ambito neuro riabilitativo. Quelli più utilizzati consistono in un caschetto, che il paziente pone sul capo, dotato di opportuni sensori in grado di rilevare accelerazioni e velocità angolari del moto del capo (Fig. 2.1).

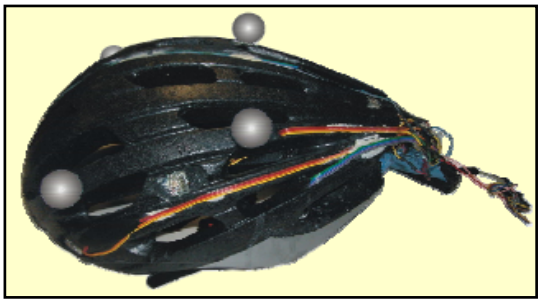


Fig. 2.1 - Casco strumentato con accelerometri

Di solito come sensori vengono utilizzati accelerometri, perché hanno da un basso peso ed un piccolo ingombro, in quanto come intuibile un aspetto critico di questi sistemi portatili è proprio la stabilità meccanica dei sensori: una cattiva scelta può inficiare la qualità delle misure, e dimensioni limitate e pesi ridotti sono elementi che facilitano la stabilità.
La tecnologia attuale offre sensori miniaturizzati e, fattore non trascurabile, di basso costo e di buone prestazioni per le variabili cinematiche d'interesse, ovvero accelerazioni e, con l'avvento della micro fabbricazione (MEMS), anche di spostamenti e velocità angolari.
Ad esempio i giroscopi, che avevano costi elevati e dimensioni notevoli, tali da renderli inutilizzabili per sistemi portatili quali i caschetti, oggi possono essere prodotti anche in dimensioni e peso ridotto, così da poter essere impiegati come integrazione degli accelerometri.
La determinazione della cinematica del corpo rigido, in questo caso della testa, basata unicamente sull'elaborazione di segnali accelerometrici è stata oggetto di ampio studio nella letteratura scientifica: sono state realizzate diverse tipologie di caschi strumentati con accelerometri, in quanto le altre problematiche da affrontare, e da non sottovalutare, sono il loro posizionamento e l'elaborazione dei dati in uscita da questi.
La letteratura riporta un gran numero di prove condotte per individuare la configurazione ottimale degli accelerometri e diversi studi teorici e modelli matematici per determinare il migliore algoritmo per l'elaborazione dei dati.

2.2 – Stato dell'arte sui caschi strumentati

Si analizzano alcune strumentazioni dei caschi che sono risultate particolarmente interessanti.

- **CONFIGURAZIONI A 6 E A 9 ASSI (3-2-2-2)**

Uno dei modelli proposti è quello a 9 assi senso rizzati, con l'impiego di 4 accelerometri, di cui uno tri-assiale e tre bi-assiali: questa configurazione viene di solito detta 3-2-2-2, e richiede un accurato posizionamento dei tre accelerometri bi-assiali.

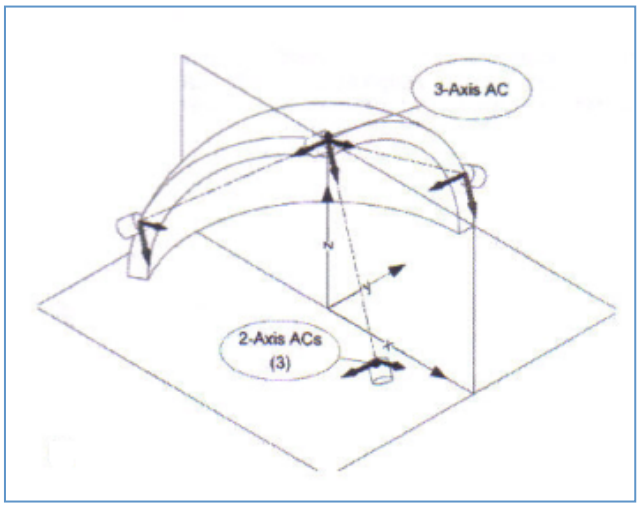


Fig.2.2 - Posizionamento degli accelerometri nell'assemblaggio a 9 assi, configurazione 3-2-2-2.

Le prestazioni degli schemi con 6 assi sensibili e con 9 assi sensibili (configurazione 3-2-2-2) sono state analizzate da Giansanti *et al.* (Fig. 2.2): è stata effettuata un'analisi sistematica della sensibilità, simulando e valutando statisticamente le performance di questi modelli nella ricostruzione della posizione e orientamento del segmento corporeo (Giansanti, 2003).
I risultati ottenuti hanno mostrato che le principali cause di incertezz erano l'inaccuratezza nell'orientamento degli assi attivi degli accelerometri, ed errori di offset nelle risposte degli accelerometri.
Il modello matematico utilizzato da Giansanti considera che durante un movimento rototraslatorio l'accelerometro dovrebbe idealmente misurare l'accelerazione assoluta del punto in cui è posizionato. Considerando il sistema costituito da sei assi sensibili, montati in tre coppie (Fig. 2.3), questo è caratterizzato dal fatto che gli accelerometri di una coppia hanno assi attivi paralleli posti a distanza r.

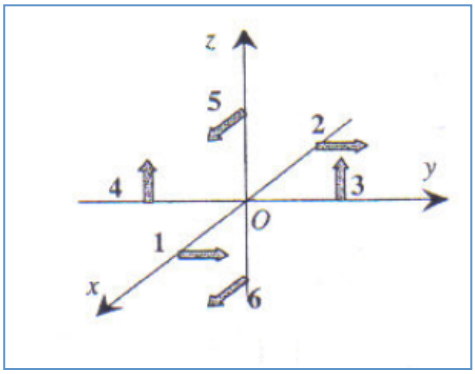


Fig. 2.3 - Configurazione di montaggio del sistema a 6 assi.

Si possono quindi calcolare le accelerazioni angolari come:

$$\dot{\omega}_x = \frac{a_{3z} - a_{4z}}{r} - \omega_y \omega_z \tag{2.1}$$

$$\dot{\omega}_y = \frac{a_{5x} - a_{6x}}{r} - \omega_x \omega_z \tag{2.2}$$

$$\dot{\omega}_z = \frac{a_{1y} - a_{2y}}{r} - \omega_x \omega_y \tag{2.3}$$

dove a_{ij} è componente di accelerazione misurata dall'accelerometro posto nel i-esimo punto allineato con il j-esimo asse locale.
Il fatto che questo sistema di equazioni è semplice ed è relativamente facile da integrare è dovuto alla specifica disposizione.
La configurazione del sistema a nove assi sensibili è quella riportata in figura 2.4, la distanza tra una coppia di accelerometri è ancora r.

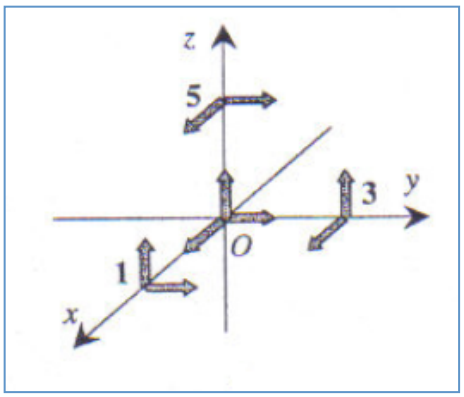


Fig. 2.4 - Configurazione di montaggio del sistema a 9 accelerometri.

Le componenti dell'accelerazione angolare per questa configurazione vengono calcolare come:

$$\dot{\omega}_x = \frac{a_{3z} - a_{0z}}{2r} - \frac{a_{5y} - a_{0z}}{2r} \tag{2.4}$$

$$\dot{\omega}_y = \frac{a_{5x} - a_{0x}}{2r} - \frac{a_{1y} - a_{0y}}{2r} \tag{2.5}$$

$$\dot{\omega}_z = \frac{a_{1y} - a_{0y}}{2r} - \frac{a_{3x} - a_{0x}}{2r} \tag{2.6}$$

Le principali cause di errore individuate in ogni accelerometro sono:

- Errori $\mathbf{p_e}$ e α_e, sono le differenze di posizionamento e orientamento tra il caso reale e il caso nominale,
- Errore di offset e_0 ,
- Errore di sensibilità γ,
- Errore casuale e_r.

Sono state poi effettuate da Giansanti diverse simulazioni che rappresentano, sia in termini di ampiezza che di velocità, i movimenti tipici del corpo. I movimenti investigati sono stati i seguenti:

1. corpo stazionario in assenza di campo gravitazionale, questa simulazione mostra molto chiaramente gli errori dovuti ad effetti casuali ed errori dovuti ad offset,
2. corpo stazionario in presenza di campo gravitazionale, questa simulazione mostra in maniera evidente l'errore dovuto ad un cattivo orientamento,
3. traslazione lungo uno specifico asse della struttura in assenza di campo gravitazionale,
4. oscillazione intorno un asse in assenza di campo gravitazionale,
5. rototraslazioni in presenza di campo gravitazionale.

Ogni movimento è stato analizzato per un intervallo temporale di 4 secondi, la frequenza delle oscillazioni era di 1Hz, e la loro ampiezza di 0.1m e 30° per le prove relative alle accelerazioni lineari, e di 0.5m e 60° per le prove relative alle accelerazioni angolari.

Tabulando le massime incertezze riscontrate durante le diverse prove si può osservare come non ci sia una sostanziale differenza tra il sistema a sei assi ed il sistema a nove assi.
In assenza di gravità, l'effetto di errore casuale, è lo stesso lungo i tre assi, e non è la principale causa di inaccuratezza. L'errore di offset che modifica la risposta in maniera simile nei due sistemi, ha un effetto superiore. L'effetto di errore dovuto alla sensibilità è visto nel movimento traslazionale, in maniera simile nei due sistemi ed è rilevante solo per la componente lungo la direzione del movimento.
L'errore di allineamento è comunque molto rilevante: piccoli disassamenti comportano la rilevazione di rotazioni apparenti.
Alcune cause di incertezza possono essere ridotte utilizzando accelerometri aggiuntivi, realizzando delle configurazioni ridondanti.

- **CONFIGURAZIONE A 12 ASSI LINEARI (3-3-3-3)**

Da Baselli *et al.*, è stato presentato un modo per la rilevazione della accelerazione angolare e lineare della testa, di tipo ridondante appunto, che è basato sull'uso di 4 accelerometri tri-assiali convenientemente posti sulla testa (Baselli, 2001).

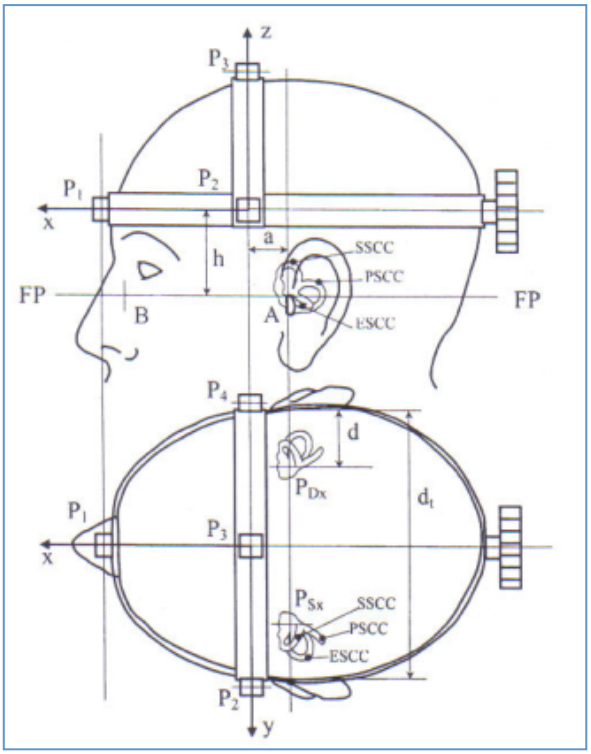


Fig. 2.5 - Configurazione 3-3-3-3

Come mostrato in fig. 2.5 per questa configurazione vengono usate una fascia orizzontale ed un fascia verticale, strumentate con gli accelerometri tri-assiali posti in P_1, P_2, P_3, P_4.
La fascia orizzontale attrezzata con P_1, P_2, P_4, è attentamente posizionata in un piano parallelo al "piano di Francoforte" collocato all'esterno del canale auditivo (punto A), che è un punto di riferimento per il sistema vestibolare.
La fascia verticale parte dai punti estremi P_2, P_4, ed è strumentata con l'accelerometro P_3.

Il punto di origine è stato preso nel punto medio tra P_1, P_2; le coordinate dei centri accelerometrici sono:

$\mathbf{p_1}=(p_{1x},0,0)$,
$\mathbf{p_2}=(0,p_{2y},0)$,
$\mathbf{p_3}=(0,0,p_{3z})$,
$\mathbf{p_4}=(0,-p_{2y},0)$.
Il fatto che la configurazione sia fornita di quattro accelerometri tri-assiali opportunamente disposti, oltre a garantire una configurazione ridondante, semplifica anche l'elaborazione dei dati registrati.
Nel suo studio Baselli fornisce anche un metodo per proiettare le accelerazioni rilevate dai sensori accelerometrici, direttamente sul vestibolo.
Infatti, definite d_t come il diametro della testa, h la distanza tra il piano xy ed il piano di Francoforte e a la traslazione del piano yz dal punto vestibolare A, le coordinate dei due apparati vestibolari possono essere calcolate come:
$\mathbf{p_{sx}}=(-a,d_t/2,-h)$,
$\mathbf{p_{dx}}=(-a,-d_t/2,-h)$.
Le disposizioni dei tre canali semicircolari in piani ortogonali definiscono il sistema di riferimento vestibolare (assi x",y",z"), come mostrato in figura 2.6.

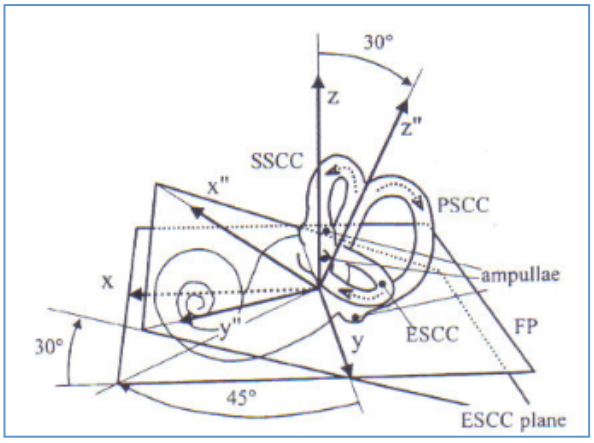


Fig. 2.6 - Vestibolo sinistro, sistema assi di riferimento.

Questo fa si che proiettando le accelerazioni angolari della testa sulla terna di assi definita dal sistema vestibolare, è possibile individuare gli input intuiti dal vestibolo.
Gli assi vestibolari sono ottenuti da due step di rotazioni:

1. rotazione di -45° attorno all'asse z,
2. rotazione di -30° attorno all'asse y.

La matrice di rotazione di (x",y",z") rispetto a (x,y,z) è:

$$\mathbf{R_{SCC}} = \begin{vmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & -\frac{1}{2} \\ 0 & 1 & 0 \\ \frac{1}{2} & 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{\sqrt{6}}{4} & \frac{\sqrt{6}}{4} & -\frac{1}{2} \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ \frac{\sqrt{2}}{4} & \frac{\sqrt{2}}{4} & \frac{\sqrt{3}}{2} \end{vmatrix}. \qquad (2.7)$$

La accelerazione angolare rilevata dal sistema vestibolare è:

$$\dot{\omega}_{Sx} = \boldsymbol{R}^t_{SCC}\,\dot{\omega} \qquad (2.8)$$

che contiene le componenti relative al canale laterale, al canale superiore e al canale posteriore.

Le accelerazioni $\mathbf{a_p}$ nei punti **p** in cui sono posti i sensori, dipendono dall'accelerazione nel punto di origine $\mathbf{a_0}$, dalla accelerazione angolare $\dot{\omega}$ e dalla velocità angolare ω. Quindi dalla (2.8) si calcolano le accelerazioni angolari sul vestibolo.
Le accelerazioni misurate contengono errori di allineamento che devono essere corretti attraverso un'opportuna matrice: devono essere quindi effettuate due acquisizioni statiche :

1. il soggetto guarda avanti e l'operatore controlla che la fascia sia perfettamente orizzontale.
2. il soggetto inclina la testa frontalmente di un angolo θ ed è controllata l'assenza di inclinazione laterale.

La simulazione è stata effettuata rilevando su tre persone sani i movimenti tipici di "si", "no" e la normale andatura. I movimenti sono stati registrati per 5 secondi.
I risultati ottenuti con il casco strumentato in questo modo sono stati soddisfacenti.

- **CONFIGURAZIONI RIDONDANTI AD ACCELEROMETRI UNI-, BI-ASSIALI.**

Nell'ambito anche di una collaborazione con l'Ospedale Pediatrico Bambino Gesù di Roma, attiva già da diversi anni, il prof. Paolo Cappa e dei suoi collaboratori dell'Università "La Sapienza", hanno progettato e sviluppato differenti configurazioni ridondanti con n-accelerometri a singolo asse, biassiali o triassiali, casualmente orientati e fissati su un corpo rigido.
In alcuni casi, utilizzando sensori uni-assiali e bi-assiali, piuttosto che quelli più complessi e costosi tri-assiali, si sono ottenuti sistemi di misura più efficaci, e appunto meno costosi, di quelli precedentemente analizzate.
È ovvio che almeno potenzialmente, aumentando la ridondanza dei sensori, ossia delle informazioni, si dovrebbe avere maggiore accuratezza nella misura delle grandezze d'interesse.
Cappa *et al.*, hanno fornito un metodo valido per un numero totale di assi sensorizzati almeno pari a 12, e non è dipendente né dal tipo di sensore utilizzato (uni-assiale, bi-assiale o tri-assiale), né da uno specifico ed accurato schema di montaggio degli accelerometri (Cappa, 2005).
Le configurazioni testate da Cappa erano equipaggiate con un numero di accelerometri da 12 a 24, gli accelerometri sono stati posti sopra un casco semisferico con un raggio di 100mm.
Nell'effettuare il posizionamento è stata adottata la seguente procedura: i sensori sono stati disposti in tre gruppi posizionati a tre diversi livelli, il primo livello ad altezza z=0, il secondo ad altezza z=r/2 ed il terzo ad altezza r come riportato in figura 2.7.

Per semplificare le condizioni di simulazione, il possibile orientamento degli accelerometri uni e bi assiali sono supposti o solo radiali o solo tangenziali, inoltre l'orientamento è stato effettuato con dei precisi criteri.

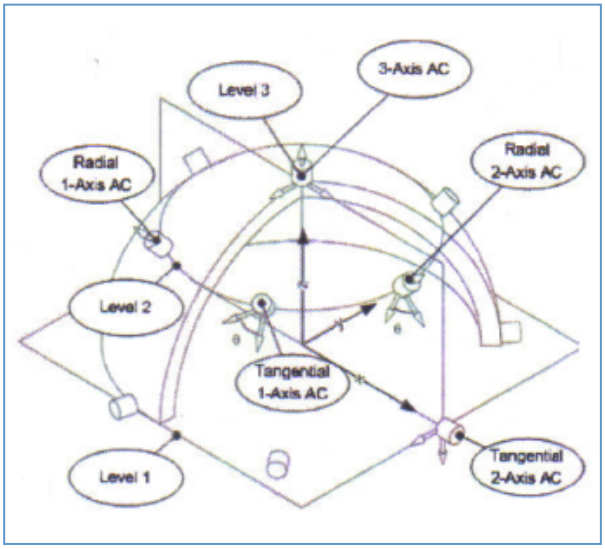


Fig. 2.7 - Livelli di posizionamento dei sensori.

La simulazione è stata eseguita in tre fasi:

1. fase di calibrazione statica iniziale,
2. prova dinamica,
3. nuova calibrazione statica.

Il valore medio della velocità angolare deve essere vicino allo zero all'inizio ed alla fine di ogni prova simulata, ciò permette di minimizzare gli effetti indotti dall'errore di integrazione.
Senza entrare in dettaglio, le possibili cause di errore nelle misurazioni condotte con accelerometri, sono imputabili secondo ad errori di: offset, sensibilità e cross-sensibilità, orientamento e posizionamento.
L'errore di offset può essere ridotto effettuando uno zero iniziale, il secondo ed il terzo errore possono essere ridotti con una periodica procedura di calibrazione.
Il miglioramento ottenuto, in termini di accuratezza, utilizzando una configurazione ridondante quando si usano accelerometri uni o triassiali non è molto rilevante, mentre quando si usano accelerometri bi-assiali il miglioramento è più evidente ed utilizzando 18 assi piuttosto che 12 assi possono essere ottenute buone prestazioni.
L'uso caschi equipaggiati solo con accelerometri tri-assiali comporta incertezze sempre più piccole rispetto a quelle relative a configurazioni uni- o bi-assiali. Tuttavia utilizzando configurazioni bi-assiali con almeno 14 assi (7 accelerometri) si ottengono risultati confrontabili a quelli di configurazioni tri-assiali. Per quel che riguarda la velocità angolare i risultati ottenuti mostrano uno stesso trend , tuttavia l'incertezza è di un ordine di grandezza più grande, tale degradazione delle prestazioni metrologiche è dovuta al processo di integrazione della accelerazione angolare che è estremamente sensibile alla propagazione degli errori sistematici.
In conclusione, secondo questi studi, il migliore degli schemi può essere quello con 8,9 o 10 accelerometri biassiali, che rappresenta un perfetto compromesso tra costi del casco e prestazioni.
Sulla base di queste considerazioni, nell'ambito della sua Tesi di Dottorato, l'ing. S. Rossi dello stesso gruppo di ricerca di "La Sapienza" (Rossi, 2008), ha progettato e realizzato due diversi prototipi di caschi strumentati con soli accelerometri biassiali di tipo lineare.

Il primo prototipo realizzato, denominato prototipo α (Fig. 2.8), è caratterizzato dall'utilizzo di 8 accelerometri capacitivi biassiali, fissati in modo casuale per ciò che riguarda posizione ed orientamento sulla superficie esterna del casco.
Poiché, come detto, per individuare in maniera univoca l'accelerazione di un corpo rigido occorrono almeno 12 accelerazioni lineari, le 16 informazioni che si ottengono permettono un calcolo ridondante dell'accelerazione angolare del capo, e quindi più accurato.

Fig. 2.8 – Prototipo con 8 accelerometri biassiali lineari

La seconda versione, denominata prototipo β, (Fig. 2.9) è caratterizzata dall'utilizzo di 10 accelerometri lineari biassiali montati sul casco non più in modo casuale, ma seguendo le conclusioni dell'articolo di Cappa *et al*. di cui sopra.

Le differenze sostanziali tra la versione β e α sono tre:
1. l'aumento del numero di segnali accelerometrici (20 invece di 16) in modo da avere la misura dell'accelerazione angolare **ω** e l'accelerazione lineare (**a-g**) con un grado di ridondanza maggiore rispetto al prototipo α;
2. il posizionamento degli accelerometri sul casco non più casuale; infatti tali sensori vengono montati sul casco cercando di seguire il più fedelmente possibile la configurazione ottimale trovata e testata tramite simulazione numerica
3. la tipologia di casco utilizzato: si è scelto infatti un casco da ciclista per bambini, in quanto l'obiettivo era quello di sviluppare un dispositivo di analisi per pazienti in età pediatrica.

Fig. 2.9 – Prototipo con 10 accelerometri biassiali lineari opportunamente posizionati ed orientati.

- **CONFIGURAZIONE AD ACCELEROMETRI E GIROSCOPI MONOASSIALI**

Nella stessa tesi di Dottorato (Rossi, 2008), è proposto un altro tipo di strumentazione del casco: questa versione (denominata prototipo γ) è caratterizzata dall'utilizzo non solo di accelerometri lineari ma anche di giroscopi del tipo monoassiale per ottenere, con accuratezza maggiore, la misura della velocità angolare.
Come prototipo γ sono stati sviluppati due diversi modelli, il primo (γ1) costituito oltre che dai giroscopi anche da 10 accelerometri biassiali (Fig. 2.10) ed il secondo (γ2) caratterizzato dall'utilizzo di un accelerometro triassiale al posto dei dieci biassiali. Tramite γ1 si riesce a determinare l'accelerazione angolare della testa utilizzando la ridondanza dei segnali accelerometrici, mentre tramite γ2 questo non è più possibile ciò a vantaggio però di un minore numero di canali con conseguente diminuzione del peso e dell'ingombro del cavo di trasmissione del segnale che, per taluni esercizi, può risultare di intralcio allo spostamento del soggetto in esame.

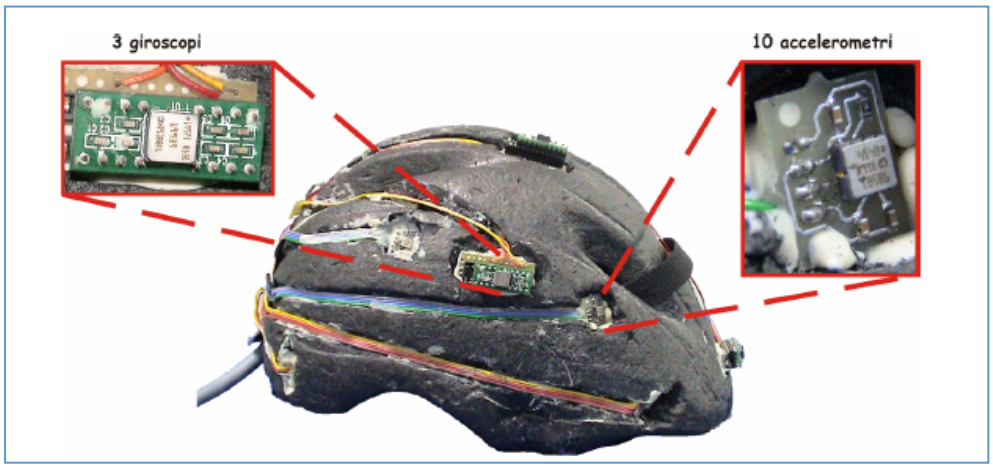


Fig. 2.10 – Prototipo γ1 con 3 giroscopi e 10 accelerometri

Soddisfacenti sono risultati anche in questo caso i risultati per ciò che attiene l'accuratezza.
Ma tutti questi sistemi per poter essere utilizzati richiedono comunque a monte una specifica procedura di taratura.

2.3 – Stato dell'arte sui dispositivi di taratura caschetti

In questa sezione vengono descritti i dispositivi che sono attualmente utilizzati per la taratura dei caschi strumentati.
Fondamentalmente si distinguono in due grandi categorie:
- Sistemi multiuso, ed in particolare sistemi optoelettronici
- Sistemi progettati ad hoc per questa applicazione

Tra questi ultimi si tratteranno in dettaglio i Sistemi a pendolo e a doppio pendolo progettati e realizzati sempre dallo stesso gruppo di ricerca di "La Sapienza", ed anche per i sistemi optoelettronici si farà riferimento nello specifico a quello presente nei laboratori dell'Università di Roma, denominato sistema VICON

- ***Sistema optoelettronico VICON***

Il *sistema optoelettronico "VICON"* è composto da speciali telecamere in grado di analizzare la cinematica del movimento; è molto utilizzato anche per altri scopi, come ad esempio per verificare la corretta postura su una sedia o per la determinazione dei movimenti degli arti superiori e inferiori.
Le telecamere sono in grado di rilevare la posizione di marker passivi (o riflettenti) applicati sull'oggetto in esame; l'obbiettivo è determinare il moto con un incertezza pari a 1 mm. Ogni marker restituisce un segnale a forma di punto luminoso. Tutte le immagini bidimensionali delle telecamere vengono combinate insieme tramite un computer centrale che ne elabora lo spostamento in 3D (Figura 2.11).

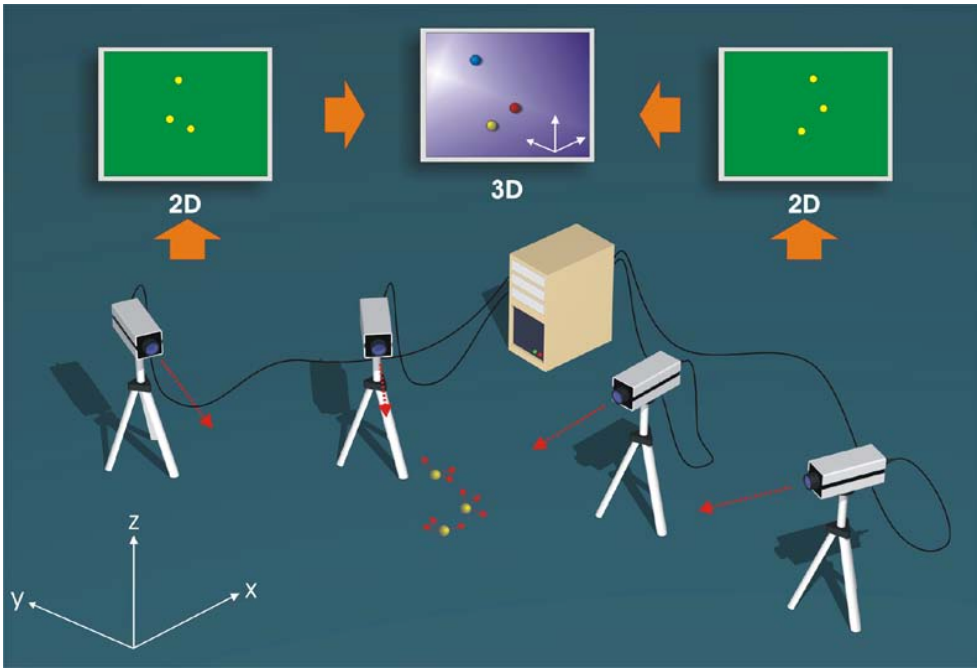


Figura 2.11 - Schematizzazione del sistema optoelettronico VICON. Le telecamere acquisiscono le immagini bidimensionali dai marker posti sopra l'oggetto in esame. Il computer poi rielabora tutte le immagini per formarne un modello dei movimenti in 3D.

Ogni telecamera, emettendo un raggio luminoso, riflesso poi dal marker, ha un proprio campo visibile; l'unione dei campi visibili fornisce il campo di misura completo, che di solito corrisponde alla zona centrale rispetto alla ubicazione dei dispositivi (Figura 2.12).

Prima di tarare il caschetto è importante procedere con la taratura del campo di misura, ovvero il computer centrale deve conoscere la locazione delle telecamere nello spazio e la loro posizione reciproca. Per prima cosa si pone un oggetto munito di marker passivi al centro del campo di misura, dove si vuole che sia il sistema di riferimento fisso. Le telecamere interagendo con i marker permettono al computer centrale di individuarle nello spazio circostante. La taratura dinamica del dispositivo avviene, invece, facendo muovere un oggetto, ove sono collocati due marker a distanza costante e conosciuta, all'interno del campo di misura; le telecamere acquisiranno un'immagine 2D del movimento e il computer centrale lo elaborerà tridimensionalmente.

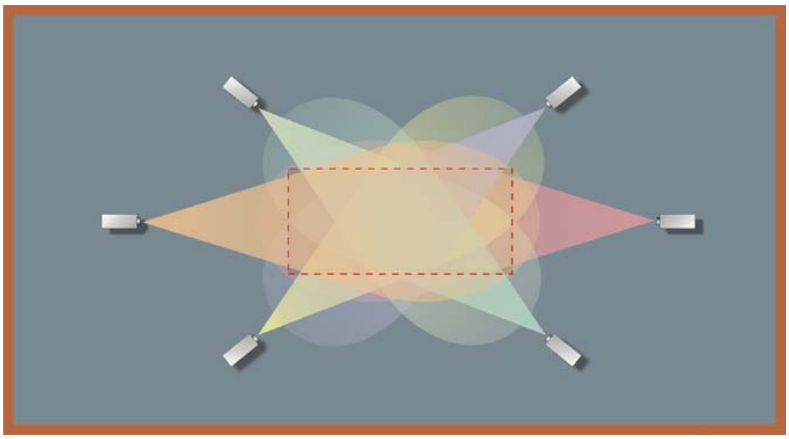


Figura 2.15 - Rappresentazione del campo di misura. Ogni raggio luminoso emesso dalle telecamere determina il campo visibile. Come si può vedere la zona più illuminata è quella centrale, dove verrà pertanto posto l'oggetto in esame in quanto visibile da ogni postazione.

Per tarare il caschetto quindi si dispongono 4 marker su di esso, in modo da conoscere sempre la sua posizione rispetto al sistema di riferimento fisso. Il casco poi viene posto sopra la stessa crociera munita di marker del caso a doppio pendolo, in modo tale da rilevare il sistema di riferimento solidale all'oggetto in esame.
Il sistema appena decritto, seppure in grado di analizzare tutti i movimenti dello strumento, risulta di difficile impiego a causa dell'elevato costo di tutti i componenti e della necessità di dover disporre in un laboratorio adeguato a questo tipo di misurazioni.

- ***Sistema a pendolo***

Questo sistema consiste in un vero e proprio pendolo con asse di rotazione parallelo ad un asse del caschetto, il quale è posto sopra una crociera d'acciaio; il collegamento con il pendolo avviene tramite un albero passante attraverso un cubetto, forato su ogni faccia (Rossi, 2008).
Un *encoder* determina l'angolo di rotazione imposto al caschetto; tramite derivazioni successive è possibile individuare anche velocità ed accelerazione. Il principio di funzionamento consiste nel far cadere il pendolo da un'altezza nota in modo tale che oscilli per 5 secondi.
La posizione del casco rispetto al pendolo viene controllata attraverso due *livelle*, mentre tre *marker* posti all'estremità della crociera determinano univocamente il sistema di riferimento solidale allo strumento.

Come è facile osservare dalla Figura 2.16, tenendo a mente il riferimento ben visibile in Figura 2.17, l'unica rotazione concessa è quella che avviene attorno all'asse y.

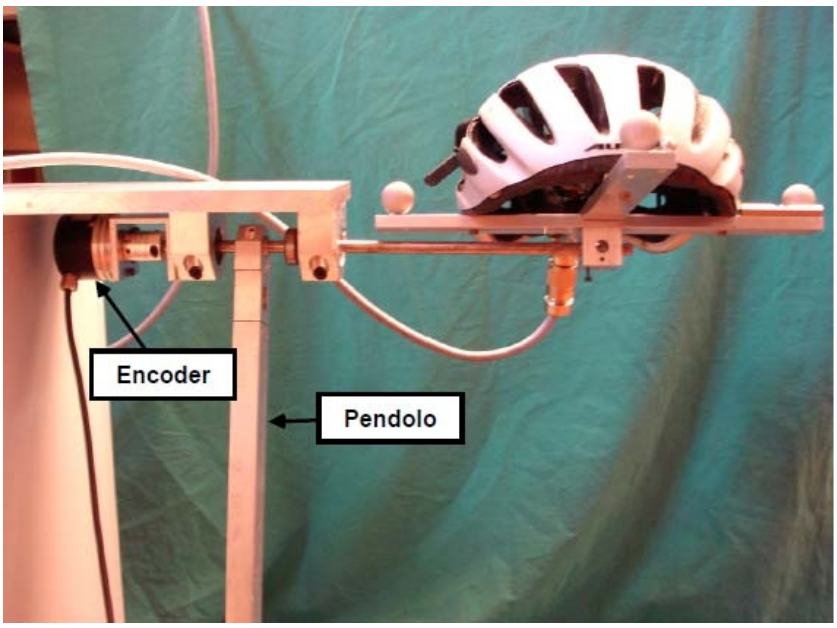


Figura 2.13 - Sistema di taratura del caschetto a singolo pendolo; nella figura si evidenziano il componente che comunica il moto e l'encoder, il cui compito è quello di determinare l'angolo imposto al caschetto di misura.

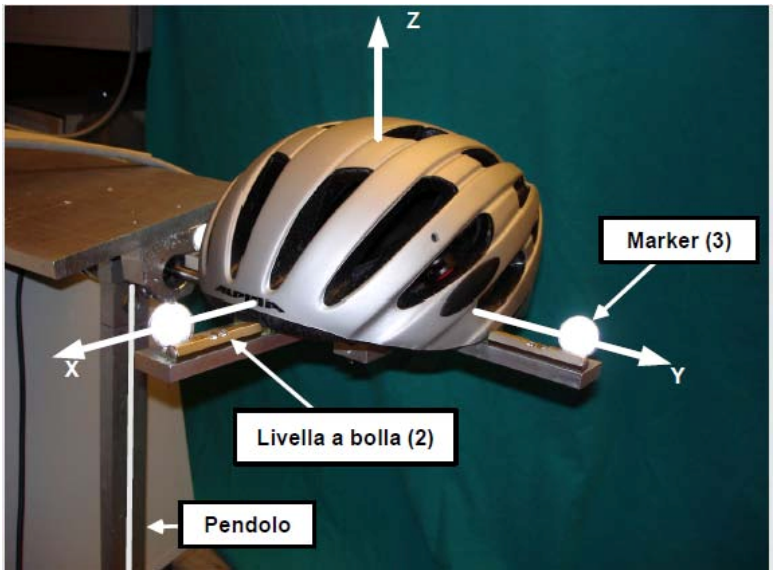


Figura 2.14 - Particolare del sistema a singolo pendolo in cui si mostra la disposizione dei marker che individuano univocamente il sistema di riferimento xyz solidale al casco.

Una soluzione di questo tipo non solo sarebbe insufficiente per quanto riguarda le simulazioni dei movimenti esplicabili dalla testa, ma comporterebbe gravi problemi qualora l'asse di un' accelerometro del caschetto fosse parallelo all'asse di rotazione: l'accelerazione misurata su di esso sarebbe nulla.
Per ovviare al problema occorrerebbe smontare il caschetto, per poi rimontarlo in modo tale che la rotazione del pendolo avvenga intorno all'asse x (da qui si comprende il motivo di forare tutte le facce del cubetto d'acciaio); sarà quindi possibile studiare due movimenti distinti, anche se non in contemporanea.

Le prove di verifica di tale metodo di taratura (Rossi, 2008) sono state su un casco strumentato con 8 accelerometri lineari biassiali e sono state condotte lungo tutti e tre gli assi sensibili, imponendo oscillazioni e misurando l'andamento, in funzione del tempo, dell'angolo dell'asse di rotazione mediante encoder ad alta risoluzione (5000ppr associato ad un decoder 4x).
Il sistema automatico di acquisizione (risoluzione pari a 16bit con frequenza di acquisizione di 1kHz) rileva pertanto:

1. i 16 segnali accelerometrici,
2. il segnale dell'encoder.

Il sistema provvede a derivare il segnale ottenuto dall'encoder e dal confronto con questo ultimo, si determina la matrice di sensibilità.
Per la taratura si fa ruotare il casco per 10s intorno sia all'asse **x** che all'asse **y**; dato che la frequenza di acquisizione è di 1kHz si ottengono un numero di campioni pari a N_c=20000; la sensibilità e l'offset elettrico di ciascun asse sensibile si ricavano da:

$$\begin{bmatrix} s_i^t & O_i \end{bmatrix} = V_i^t\big|_{[1\times N_c]} \cdot pinv\begin{pmatrix} (a_{i1}-g) & \dots & (a_{iN_c}-g) \\ 1 & \dots & 1 \end{pmatrix}_{[1\times N_c]} \tag{2.9}$$

Questo procedimento deve essere eseguito per ogni asse sensibile sottoposto a taratura, così da ottenere la matrice di sensibilità complessiva **S** e la matrice dei versori **N**.
A questo punto può essere effettuata la verifica.
Come indice di dispersione dei casi analizzati vengono utilizzati due parametri.
Il primo rappresenta, in percentuale, l'errore che si commette nella misura del modulo dell'accelerazione angolare utilizzando il casco:

$$\varepsilon_{\left|\dot{\omega}\right|} = \frac{std\left(\left|\dot{\omega}_c\right| - \left|\dot{\omega}_e\right|\right)}{\left|\Delta\dot{\omega}\right|_{Max}} \cdot 100 \tag{2.10}$$

La funzione "std" indica la deviazione standard.
L'intervallo massimo dell'accelerazione è pari a 30rad/s^2.
Per come è stato ideato il dispositivo di taratura, si imprimono al casco tre oscillazioni intorno agli assi di riferimento (x,y,z). Per ogni rotazione, nel caso ideale, le accelerazioni angolari misurate lungo gli assi perpendicolari a quello di oscillazione sono nulle; per quantificare il caso effettivo, sperimentale, si utilizza un secondo parametro che tiene conto della presenza di una accelerazione trasversale $\dot{\omega}_t$ non nulla:

$$\varepsilon_{\left|\dot{\omega}t\right|} = \frac{std\left(\left|\dot{\omega}_t\right|\right)}{\left|\Delta\dot{\omega}\right|_{Max}} \cdot 100 \tag{2.11}$$

Pertanto, mentre il primo parametro valuta la differenza tra il modulo dell'accelerazione rispetto a quella determinata tramite encoder, il secondo fornisce una indicazione della sensibilità trasversale del casco.
Nella figura sottostante vengono riportati i valori medi e le deviazioni standard dell'errore commesso nel calcolo del modulo dell'accelerazione angolare per le rotazioni intorno ai suoi tre assi. I risultati sono stati anche confrontati con quelli ottenuti usando un sistema optoelettronico.

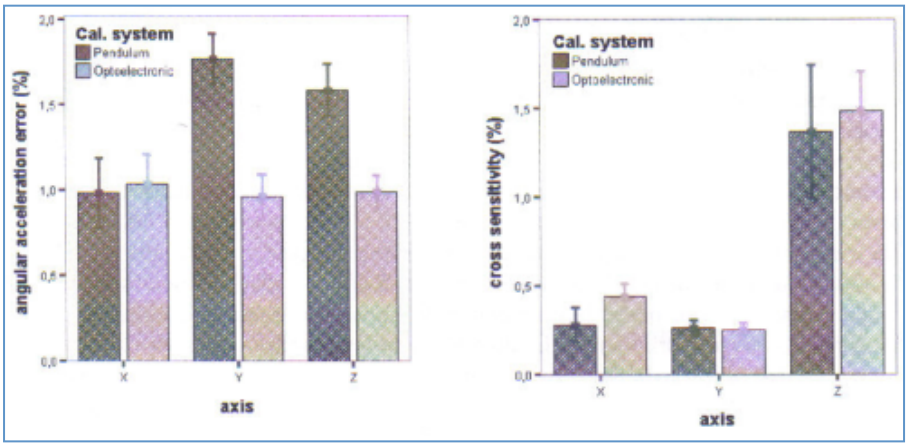


Fig.2.15 - Medie e deviazioni standard dell'errore per le rotazioni intorno ai tre assi in termini di (a) modulo dell'accelerazione angolare e (b) sensibilità trasversale.

Emerge un comportamento migliore del casco per le rotazioni intorno all'asse x, mentre i dati sono sostanzialmente equivalenti per gli assi y e z. La taratura effettuata con il sistema optoelettronico ha invece mostrato che non ci sono direzioni preferenziali in termini di caratteristiche metrologiche. La spiegazione di questi comportamenti differenti stà in un piccolo errore di allineamento del casco rispetto al piano di oscillazione del pendolo.

La figura 2.15 mostra migliori prestazioni del sistema optoelettronico ($\varepsilon_{|\dot{\omega}|}$ medio rispetto ai tre assi pari a 1%) migliori rispetto a quelle del sistema pendolo ($\varepsilon_{|\dot{\omega}|}$ pari a 1.4%). Dato che per le previste utilizzazioni in campo neuroriabilitativo si possono ritenere accettabili incertezze minori del 2%, la taratura del casco tramite sistema a pendolo può considerarsi valida.

Nella figura 2.15 b sono riportate le medie e deviazioni standard dell'errore nella misura dell'accelerazione angolare dovuto alla sensibilità trasversale del casco strumentato.

Anche in questo caso può essere notata una minore precisione lungo la direzione z; tuttavia le prestazioni possono essere considerate soddisfacenti essendo l'incertezza minore del 2%.

Dal confronto tra la figura 2.15a e 2.15b, si può osservare che per le rotazioni che avvengono lungo gli assi x e y l'errore è maggiore nel calcolo del modulo rispetto a quello della sensibilità trasversale. Questo significa che il casco fornisce in output una accelerazione angolare diretta secondo il reale asse di rotazione (incertezza sulla sensibilità trasversale dello 0.2 e 0.3%) ma di intensità relativamente differente (incertezza sul modulo compreso tra 1e 2%); relativamente all'asse z l'incertezza è della stessa entità per entrambe i parametri. Si è anche cercato di valutare la riproducibilità dell'operazione di taratura: in figura 2.16 è riportato l'errore che si commette applicando alle prove di verifica la matrice di sensibilità calcolata (a) lo stesso giorno oppure (b) in giorni differenti. Dal grafico si può osservare come l'errore sia sempre contenuto sotto il 2%.

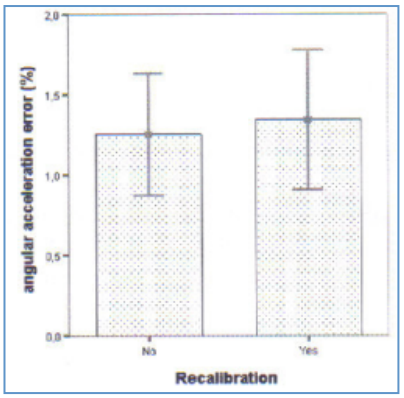


Fig.2.16 - Errore commesso applicando alle prove di verifica la matrice di sensibilità calcolata stesso giorno della prova (yes) o in giorni differenti (no).

Poiché le operazioni di smontaggio e montaggio determinano effetti negativi non trascurabili sulla precisione del meccanismo, non facilitando di conseguenza la taratura, nella tesi viene presentato, come seconda soluzione, il sistema a *doppio pendolo*.

Sistema a doppio pendolo

Un altro sistema progettato e realizzato ad hoc da Cappa *et al.* per la taratura di caschi strumentati è quello a doppio pendolo (Cappa,2008).

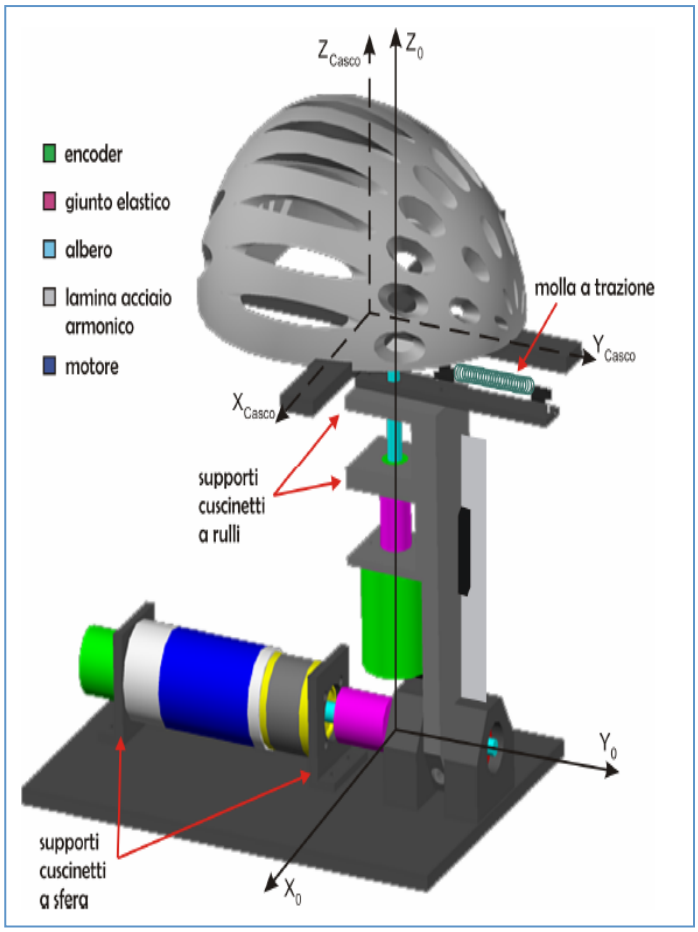


Figura 2.17 -Schematizzazione del sistema a doppio pendolo

La struttura, così come schematizzata in Figura 2.17, permette la rotazione del caschetto attorno a due assi perpendicolari e quindi consente contemporaneamente due movimenti angolari.
A differenza del sistema precedente il pendolo è incernierato direttamente sulla piattaforma di base e viene fatto ruotare attorno all'asse y_0 (fisso) tramite un motore a corrente continua, disposto proprio lungo tale asse.
In corrispondenza del pendolo è inoltre posizionata una lamina di acciaio armonico, necessaria ad attutire e la potenza erogata dal motore, altrimenti troppo elevata.
La seconda rotazione avviene lungo l'asse mobile z_0 tramite l'impiego di una semplice *molla a trazione*; il caschetto può essere spostato rispetto all'asse mobile in modo da variare la trazione della molla e conseguentemente il tipo di moto.

Le misure degli spostamenti avvengono, come nel caso precedente, tramite due encoder, uno disposto lungo un'asse parallelo al pendolo e collegato alla crociera (la stessa del sistema a singolo pendolo) tramite un albero , l'altro posto nell'estremità libera del motore.

L’albero del primo encoder è sorretto verticalmente da appositi sostegni, ove sono collocati dei cuscinetti a rulli in grado di reggere sia carichi assiali, sia carichi radiali; l’eventuale utilizzo di cuscinetti a sfera, a causa delle vibrazioni prodotte, determinerebbe un disturbo nel segnale degli accelerometri. La stessa tipologia di cuscinetto è posizionata sotto la crociera per supportare la rotazione lungo l’asse mobile (Fig. 2.18).
In ultimo, da notare, sono i giunti elastici applicati all’albero del motore e all’albero dell’encoder; il loro utilizzo è essenziale, in quanto permettono una trasmissione del moto in assenza di giochi, e assorbono disallineamenti e vibrazioni tra albero motore e condotto.

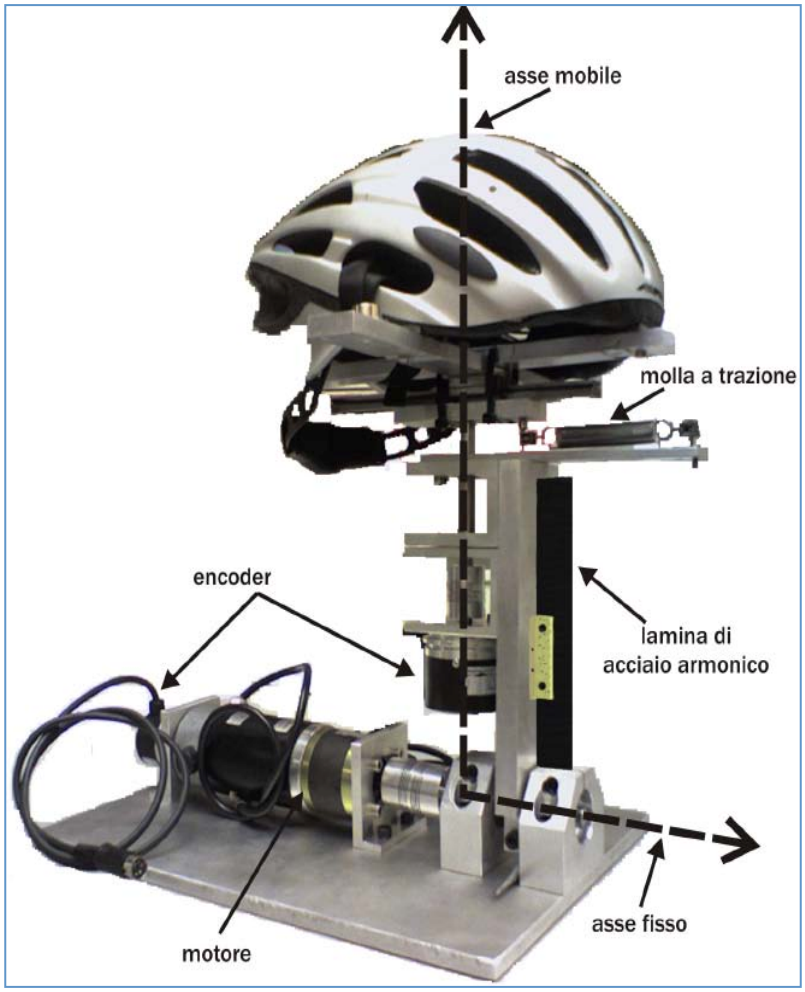


Fig. 2.18 Foto del sistema completo a doppio pendolo

Il sistema appena descritto permette di superare le difficoltà che si presentavano col singolo pendolo, ma non può comunque essere considerato come assolutamente affidabile nel caso di una taratura dinamica: non è possibile coprire tutti gli spostamenti possibili, i quali avvengono secondo tre direzioni, in quanto il caschetto può essere posto in rotazione esclusivamente rispetto a due soli assi.

Si sottolinea tuttavia che tutti i sistemi analizzati, e comunque ad oggi sviluppati ed in uso, per la taratura dei caschi strumentati, sono in grado di realizzare solo una taratura statica o quasi-statica, e comunque non esistono sistemi in grado di riprodurre in modo completo i movimenti tipici della testa, il casco in esercizio dovrà rilevare le cui grandezze cinematiche principali.

CAPITOLO 3

Definizione parametri di progetto del sistema

3.1 – Premessa sui moti da riprodurre

Per poter affrontare il problema della simulazione dei movimenti della testa è importante definire un modello efficace ed efficiente del sistema collo-testa, ovvero definire i *parametri di progetto*.
Si rende necessario quindi quantificare, seppure in modo statistico, le possibilità di movimento della testa, al fine di ottenere indicazioni sufficienti per la progettazione del nostro sistema.
Data la complessità dell'apparato responsabile delle possibili traslazioni e/o rotazioni che la testa dell'uomo può compiere, conviene innanzitutto individuare i tre piani dello spazio rispetto a cui si individuano solitamente i macro movimenti di nostro interesse (Fig. 3.1):

- PIANO SAGITTALE: disposto in senso verticale ed antero-posteriore, in realtà non è unico: sono infatti infiniti i piani sagittali che attraversano il cranio con direzione verticale ed andamento antero-posteriore. Il piano sagittale mediano è invece ben definito, in quanto è l'unico che, passando per la sutura intraparietale, divide il cranio in due metà speculari, destra e sinistra.
- PIANO FRONTALE, divide il cranio in una parte anteriore e in una posteriore.
- PIANO TRASVERSALE, divide il cranio in una parte superiore ed una posteriore.

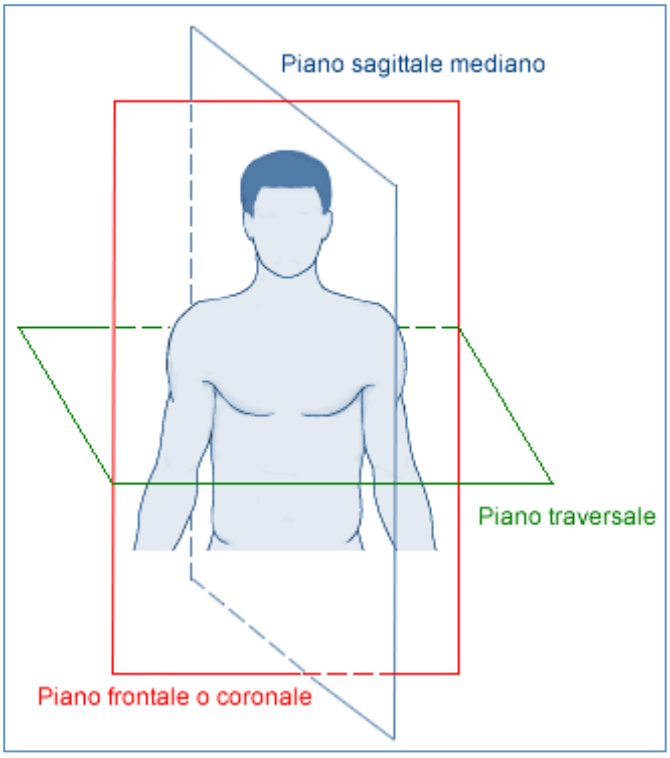


Fig. 3.1 – Piani principali del corpo

Ortogonalmente a questi piani si individuano gli assi di rotazione e quindi le tre rotazioni principali (Fig. 3.2):

- Flessione ed estensione sul piano sagittale
- Flessioni laterali sul piano frontale
- Rotazione propriamente detta sul piano trasversale

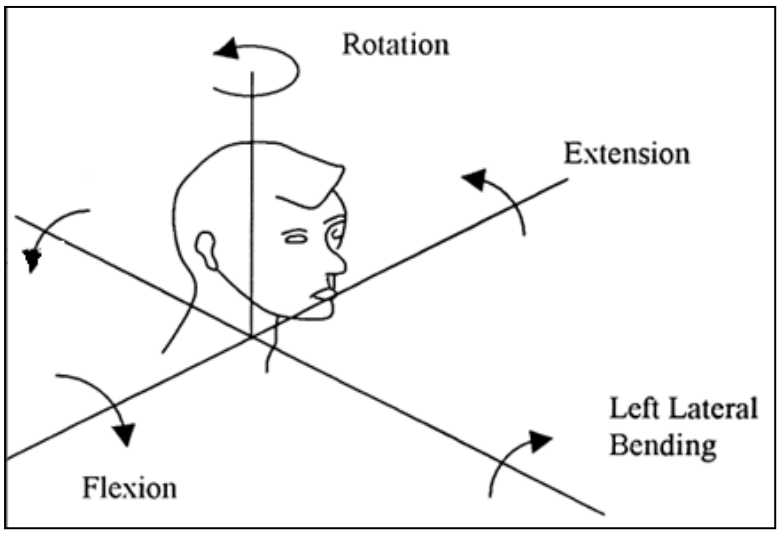


Fig. 3.2 – Rotazioni principali del capo

Per quantificare un possibile valore dello spostamento angolare massimo del movimento rotazionale nel piano frontale, sagittale e trasversale si è fatto riferimento a quanto riportato al proposito in bibliografia e alle sperimentazioni effettuate con diverse metodologie su pazienti sani e su pazienti affetti da patologie particolari, quali Sclerosi Multipla e da Epilessia, oppure pazienti che avessero in passato subito gravi traumi al collo o alla testa.

C'è da sottolineare che nell'ambito dei movimenti andranno separati movimenti volontari da quelli involontari, e se per l'ampiezza del movimento nel nostro caso occorre far riferimento ai primi, in quanto più ampi di sicuro, per la frequenza predominante degli spostamenti angolari con cui avvengono questi, occorre considerare quelli involontari (e quindi incontrollabili), soprattutto a quelli effettuati dai pazienti durante possibili "crisi".
Specialmente per quanto riguarda i movimenti da parte di malati di epilessia, si è osservata una frequenza particolarmente elevata, proprio perché l'epilessia è una malattia neurologica che si manifesta con crisi ricorrenti, sostenute da un'improvvisa iperattività delle cellule nervose, e queste crisi sono costituite da sensazioni o movimenti abnormi e si accompagnano spesso a sospensione della coscienza. Hanno breve durata, spesso meno di un minuto e tra una crisi e l'altra, il paziente non presenta alcun disturbo. La malattia non si limita a provocare le crisi ma viene ad incidere anche sullo sviluppo psicomotorio del soggetto con possibilità di ritardi intellettivi e deficit motori: generalmente si osserva pertanto che i pazienti anche duranti le crisi eseguono piccoli movimenti ma ad elevatissima frequenza.
Segue una serie di articoli, in cui sono riportate esperienze dirette su soggetti sani e pazienti, proprio per evincere da questi i moti tipici del capo, volontari e non, e le loro frequenze; sono anche prese in considerazione le diverse modalità di camminata (sul posto, rapida, corsa,…) e le eventuali indicazioni date al soggetto esaminato durante le prove (richiami alla stabilizzazione posizione, feedback…).

Per quanto riguarda infatti il movimento sussultorio (di traslazione) lungo l'asse verticale dovuto alla camminata, non è stato possibile effettuare valutazioni numeriche specifiche in quanto tale movimento non dipende dal collo, ma dall'alzata dettata all'intero corpo da parte degli arti inferiori.

3.2 Studi sui possibili moti della testa.

In letteratura scientifica esistono molti documenti di ricerca relativi allo studio cinematico e dinamico della testa, che riportano esperimenti eseguiti direttamente in clinica con l'aiuto di particolari attrezzature e strumenti. La posizione del capo, assimilato ad un corpo rigido, può essere rilevata facendo ricorso a differenti tipologie di apparecchiature: individuiamo in particolar modo *sistemi con riferimento fisso* e *sistemi inerziali* che ne sono invece privi.
In questo contesto verranno nello specifico analizzati i risultati dei primi, in quanto ci danno direttamente le informazioni di nostro interesse (ovvero ampiezza e frequenza delle rotazioni) ed hanno un approccio molto più semplice dal nostro punto di vista; circa i sistemi inerziali (giroscopi e accelerometri in particolare), verranno riportati ed analizzate solo certe misure che mettono in risalto la possibile variabilità dei risultati ad esempio al variare della superficie più o meno irregolare su cui si cammina e per mettere in risalto che dal migliore o peggiore controllo del capo dipende in maniera diretta l'equilibrio di tutto il corpo, ed in particolare il rischio di cadute. Tuttavia i sistemi inerziali, va subito detto, presentano una maggior complessità di utilizzo e notevoli difficoltà di elaborazione dei risultati, soprattutto se, come nel nostro caso, si vuole risalire agli spostamenti avvenuti dalle accelerazioni o velocità angolari misurate (problema dell'integrazione numerica, anche doppia per misure con accelerometri, e può introdurre errori tali da inficiare la misura stessa).
Da sottolineare inoltre che una delle più significative problematiche riscontrate negli studi dei moti del capo risiede nella risposta dei pazienti all'impiego delle strumentazioni: non tutti gli individui rispondono infatti allo stesso modo, ma si osservano differenze tra soggetti sani e patologici, tra adulti e anziani; per di più la *biodiversità* implica che anche tra pazienti della stessa età, sesso e in buone condizioni di salute, possano essere individuate notevoli discordanze. Si tratta di una problematica inevitabilmente da considerare negli studi di questo tipo, incentrati sul comportamento dell'organismo umano, e che rende complesso e pressoché vano qualsiasi tentativo di standardizzazione dei risultati. Conseguentemente non verranno forniti dati unici ma piuttosto si punterà ad evidenziare le differenze di risposta tra i vari individui.
Nel caso di strumentazioni basate su sistemi fissi i soggetti sono stati sottoposti a differenti movimenti e test, come ad esempio camminata su superfici lisce e irregolari o addirittura il mantenimento dell'equilibrio in presenza di ostacoli esterni.
Le reazioni dei soggetti possono essere captate con apparecchiature *optoelettroniche*, ovvero *marker attivi* (emettitori di luce) e *passivi* (riflettori di luce); collocando gli strumenti suddetti in punti precisi del soggetto, è possibile ricostruire secondo un modello 3D la sua posizione, servendosi anche di una serie di telecamere. I segnali d'uscita sono spostamenti angolari e lineari dai quali è facile ricavare, tramite derivazione, i valori di velocità e accelerazione.
Un esempio specifico dell'utilizzo di marker emettitori di luce è costituito dallo studio di Sodhi.(Sodhi, 1999). L'apparecchiatura utilizzata consiste semplicemente in un guscio semisferico in plexiglass, di diametro pari a circa 91,5 cm, in un' impalcatura di sostegno e in due sorgenti luminose, fissate solidalmente alla testa del paziente. Sulla superficie esterna della semisfera sono presenti delle scale graduate, disposte in modo tale da permettere la misura degli angoli, esattamente come in un goniometro; essendo infatti i marker assicurati al soggetto, ogni movimento di quest'ultimo determina una variazione della direzione del flusso luminoso lungo la superficie interna del guscio: le graduazioni permettono di misurare con esattezza gli spostamenti (Fig. 3.3 e Fig. 3.4).

Tramite determinate equazioni e procedure di calcolo, è possibile convertire le letture precedenti negli effettivi range di movimento del cranio.
Gli individui sottoposti al test sono sia uomini e donne sani, sia soggetti con varie patologie di movimento della colonna cervicale.
I risultati hanno mostrato che individui con disabilità dovute a *paralisi*, manifestano un intervallo di valori di mobilità notevolmente più ampi rispetto a individui sani; la perdita di controllo muscolare può spiegare angoli di rotazione più elevati del normale.
I pazienti con gravi problemi di mobilità al collo, presentano una notevole riduzione dei renge di ampiezza delle rotazioni massime nei tre piani principali (circa un terzo rispetto a persone sane), mentre aumenta la frequenza dei movimenti compiuti e la loro irregolarità, come pensabile dato il ridotto controllo del capo. I risultati sono riportati interamente nella tabella sottostante (Fig. 3.5)

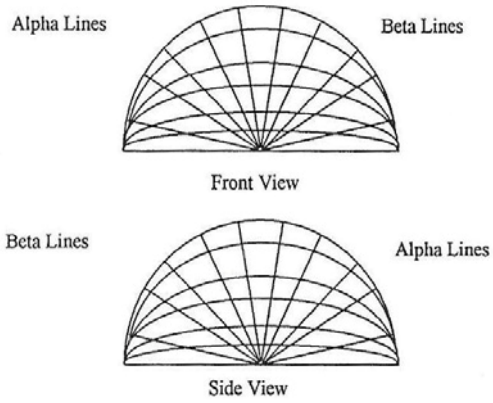


Fig. 3.3 – Immagine schematica del guscio semisferico. Notiamo che sulla superficie del medesimo sono ricavate due serie di linee: linee "alpha" e linee "beta", le quali permettono la misura degli spostamenti. Gli archi sono continui sulla superficie, e si sviluppano intorno a due assi tra loro perpendicolari, passanti per il centro di istantanea rotazione della testa e giacenti nel piano orizzontale-diametrale.

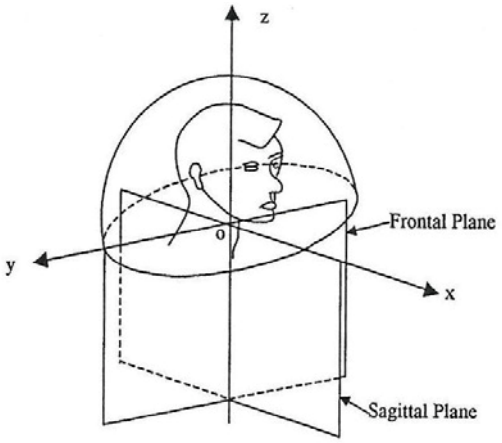


Fig. 3.4 – Semplificazione del sistema utilizzato nello studio. Sono stati messi in evidenza il piano frontale e il piano sagittale, nei quali giacciono gli angoli di rotazione del capo. Il punto O è il centro di istantanea rotazione del sistema, considerato come fisso; nella realtà, in conseguenza del moto, subisce dei leggeri spostamenti, ma la semplificazione è accettabile.

Group	No.	Av. Age	Angle Measured-degrees								
			Flexion–extension			Lateral Bending			Rotation		
			Range	Mean	SD	Range	Mean	SD	Range	Mean	SD
Normal Male	19	29.2	92–168	140.5	19.5	74–149	113.8	22.7	114–167	145.8	14.5
Normal Female	7	24.6	127–164	151.3	13.1	85–145	118.1	20	135–162	149.4	8.6
Subjs. with CP	12	32.4	74–161	126.3	22.7	44–152	86.4	39	87–140	111.9	18.3

Fig. 3.5 – Movimenti del capo registrati per soggetti sani e con problemi di mobilità al collo

Le diverse tecniche optoelettroniche citate rappresentano importanti soluzioni al problema della caratterizzazione cinematica del cranio umano; tuttavia non vanno dimenticati i loro svantaggi. Innanzitutto si deve disporre di un laboratorio adeguato per effettuare le misurazioni, progettato ad hoc; in secondo luogo alcune parti specifiche del corpo umano possono ostacolare i segnali provenienti dai marker, ovvero ci potrebbero essere sovrapposizioni di segnali; infine, nel caso di

marker magnetici, va ricordato che eventuali oggetti metallici presenti nel laboratorio, interagendo con i marker stessi, potrebbero falsarne le misure.
Sempre facendo uso di sistemi con riferimento fisso, Pozzo *et al.* riportano i risultati delle prove da loro eseguite su soggetti sani e soggetti con patologie all'apparato vestibolare, in presenza di luce e al buio, e con diverse tipologie di andatura: camminata in piano, camminata sul posto, corsa e salto (Pozzo, 1990), (Pozzo, 1991).
Nei grafici seguenti (Fig. 3.6) sono riportate le ampiezze degli spostamenti angolari della testa e la velocità dei movimenti.
Si evidenza che gli spostamenti e le velocità angolari più elevate si hanno in condizioni visive critiche e nel caso di soggetti con disfunzioni al sistema vestibolare, e in condizioni di moto particolarmente complesse quale il salto: infatti in queste circostanze viene a diminuire l'effetto di controllo e stabilizzazione della testa da parte del soggetto.

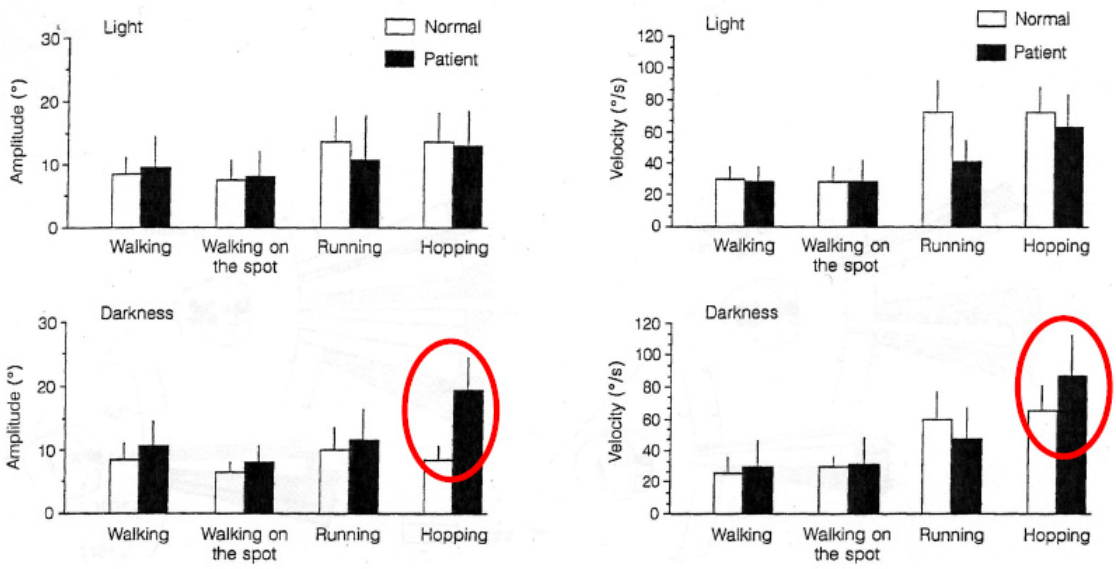


Fig. 3.6 – Nei grafici della figura vengono analizzati gli spostamenti e le velocità angolari della testa, sia nel caso di individui sani, sia nel caso di pazienti affetti da disfunzioni motorie, per varie situazioni (camminata in piano, sul posto, corsa e salto). Le rilevazioni sono state eseguite tramite specifiche apparecchiature optoelettriche sia con la luce, sia al buio. In rosso si evidenzia la condizione peggiore possibile: salto nel buio di soggetti malati. In presenza di luce si riscontra un comportamento pressoché analogo per tutti gli individui; al buio, per movimenti complessi, i soggetti non sani tendono ad aumentare l'ampiezza e la velocità dello spostamento angolare. Da notare tuttavia che il primo parametro non supera i 20°.

In condizioni di illuminamento normali non si riscontrano differenziazioni sostanziali, mentre al buio i problemi al sistema vestibolare determinano l'aumento dell'ampiezza dello spostamento della testa con conseguente aumento della velocità di rotazione, proprio perché il soggetto che già non ha informazioni dal sistema vestibolare, perde le informazioni dal sistema visivo che potrebbero aiutarlo nell'equilibrio. Da notare come, anche nel caso peggiore (salto al buio), non vengano superati angoli di circa 20°.
Cromwell *et al.*, utilizzano un sistema optoelettronico per lo studio dei movimenti della testa su un piano inclinato (Cromwell, 2002).
I marker sono disposti in maniera tale da calcolare gli spostamenti del capo, del collo e del tronco rispetto a un sistema fisso. I pazienti vengono fatti camminare sia su una superficie piana che su una inclinata, in modo da poter confrontare i risultati ottenuti.

Dalla Figura 3.7 si può osservare come, in fase di salita e di discesa dal piano inclinato, sia la testa che il collo risultano avere spostamenti angolari maggiori rispetto al caso piano; ne deduciamo che per mantenere l'equilibrio su un piano inclinato è necessario inclinare la testa maggiormente rispetto a una superficie orizzontatale. Anche in questo caso non si ottengono spostamenti angolari superiori a 20°; la scelta di assegnare tale valore numerico al parametro di progetto dello spostamento angolare, risulta pienamente giustificata e coerente.
Strumenti più recenti di quello optoelettronico sono quelli magnetici, i quali constano di un generatore di campo elettromagnetico (*trasmettitore*) e di antenne aventi la funzione di *ricevitori*. Tale apparecchiatura è oggi utilizzata per lo studio del *torcicollo spasmodico* (disturbo neurologico che colpisce i muscoli del collo e causa stiramento, torsione e movimenti rapidi del capo verso la spalla).

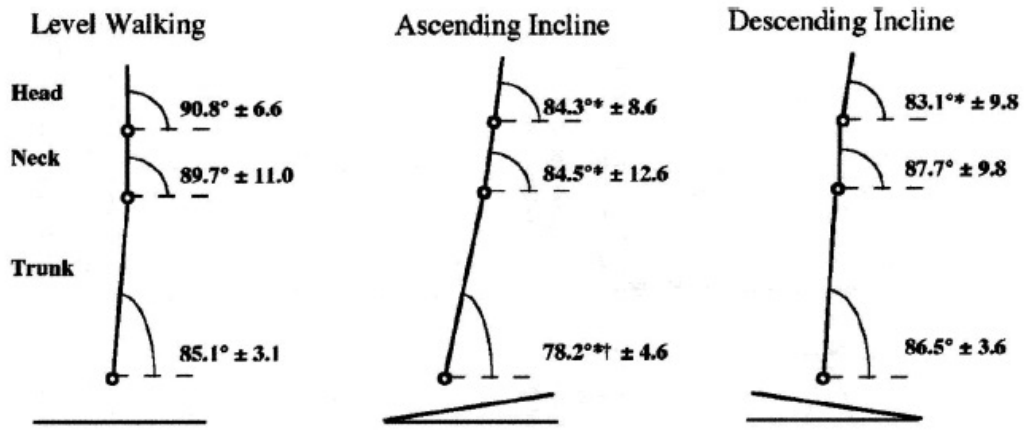


Fig. 3.7 – Nell'immagine si riportano gli orientamenti angolari (± deviazioni angolari), dei vari segmenti del corpo presi in esame (testa, collo, tronco), rispettivamente nella situazione di camminata orizzontale, salita e discesa di un piano inclinato. Le differenze tra i valori riscontrati nel caso piano e nel caso inclinato sono designate mediante il simbolo (*); il simbolo (†) evidenzia le differenze tra la salita e la discesa.

Riguardo gli aspetti dinamici delle oscillazioni della testa, la ricerca bibliografica ha condotto allo studio di Cattaneo *et al.* : essi hanno caratterizzato le oscillazioni angolari della testa nel piano sagittale e nel piano frontale che avvengono durante la camminata (Cattaneo, 2005).
I soggetti analizzati in questo studio erano sia soggetti sani che non; in particolare 20 soggetti sani e 23 soggetti affetti da sclerosi multipla.

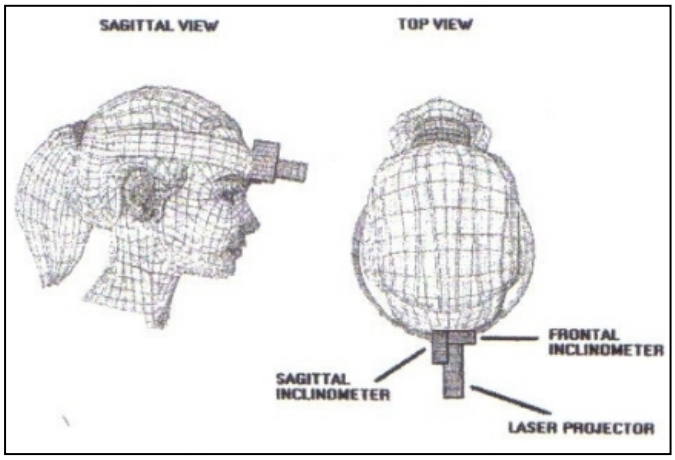


Fig. 3.8 - Sistema monitoraggio delle oscillazioni

Per la misura delle oscillazioni nel piano frontale e nel piano sagittale sono stati utilizzati due inclinometri, piazzati perpendicolarmente tra loro; inoltre come sistema di biofeedback è stato utilizzato un supporto laser montato su una banda elastica. La posizione del supporto laser era effettuata in maniera da poter proiettare il fascio di luce su uno schermo posto davanti al soggetto; la banda luminosa mostrata sullo schermo serviva al paziente per controllare la rotazione della testa nel piano frontale e sagittale (Fig. 3.8).

Sono state confrontate diverse condizioni di camminata, ovvero per i soggetti sani il protocollo include 5 differenti condizioni sperimentali in modo da testare il controllo effettuato dai meccanismi volontari nella stabilità della testa.
Le condizioni erano:
Walk: il soggetto cammina tranquillamente su un tapis roulant alla velocità di 1Km/h senza che ad esso vengano impartiti particolari ordini.
Retest: la prova era la stessa della condizione di Walk.
Self: il soggetto camminava come nella condizione di Walk, ma ad esso era richiesto di porre l'attenzione sui movimenti della testa e di mantenere la testa il più stabile possibile, senza però che nessun feedback fosse effettuato.
FB: la prova era la stessa della condizione di Self, ma era effettuato un feedback utilizzando il sistema laser. I soggetti dovevano stabilizzare i movimenti controllando anche la stabilità del fascio laser.
Per poter comparare le performance di soggetti sani e di soggetti malati era posta una condizione aggiuntiva:
Bar: la prova era la stessa della condizione di Walk ma il soggetto piazzava le mani nel poggiamani posto davanti.
Ogni prova durava 10 secondi.
Il protocollo di studio per i pazienti con sclerosi multipla includeva 4 condizioni sperimentali:Bar, Retest, Self, FB.
Queste 4 condizioni erano le stesse di quelle per i soggetti sani ma la condizione di Walk non era inclusa in quanto i pazienti avevano difficoltà nel camminare liberamente senza poggiamani.
I dati erano campionati ad una frequenza di 50 Hz e filtrati con filtro passa basso con una frequenza di taglio a 10Hz .

Erano calcolate le seguenti variabili:
1. lo spostamento angolare nel piano sagittale e frontale,
2. le velocità angolari della testa nel piano sagittale e frontale,
3. le frequenze predominanti degli spostamenti angolari.

La ripetibilità dei test era verificata attraverso la prova retest; che serviva quindi per il calcolo dell'indice di correlazione tra le condizioni Walk e Retest (Fig. 3.9).

	Healthy Subjects		Patients	
	Frontal	Sagittal	Frontal	Sagittal
SW	.61	.72	.80	.94
VEL	.84	.88	.94	.98
MEF	.84	.73	.78	.85

NOTE. The $ICC_{1,3}$ was computed between the walk and retest conditions.
Abbreviations: MEF, mean predominant frequency; SW, angular displacement; VEL, head angular velocity.

Fig. 3.9 – Tabella sull'indice di correlazione tra le prove Walk e Retest.

I risultati ottenuti relativamente ai soggetti sani sono riportati in fig. 3.10 e quelli ottenuti per pazienti affetti da sclerosi multipla in fig. 3.11. In bianco sono gli istogrammi relativi ai dati degli spostamenti sul piano frontale, mentre in nero quelli relativi a spostamenti sul piano frontale.

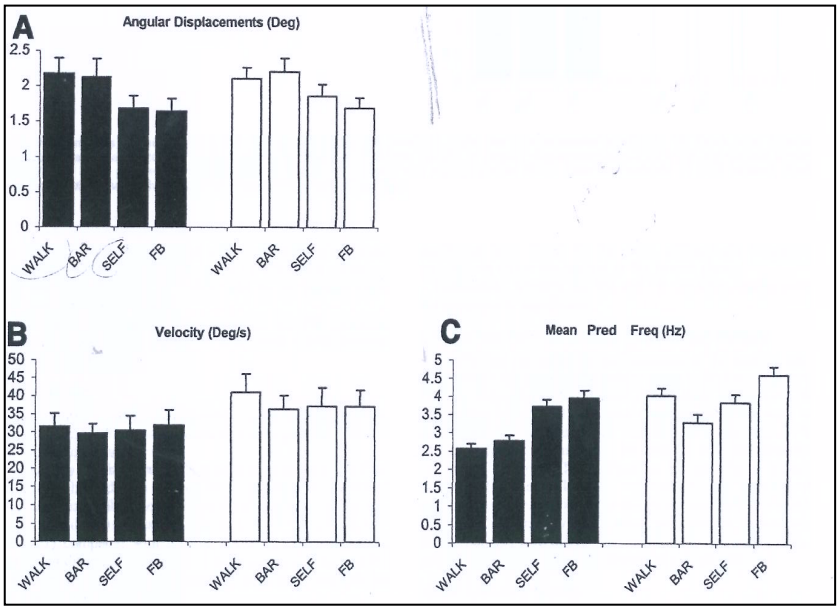


Fig. 3.10 – Spostamenti angolari, velocità e frequenze dei moti del capo registrati per soggetti sani sul piano frontale (barre in nero) e sagittale (barre in bianco)

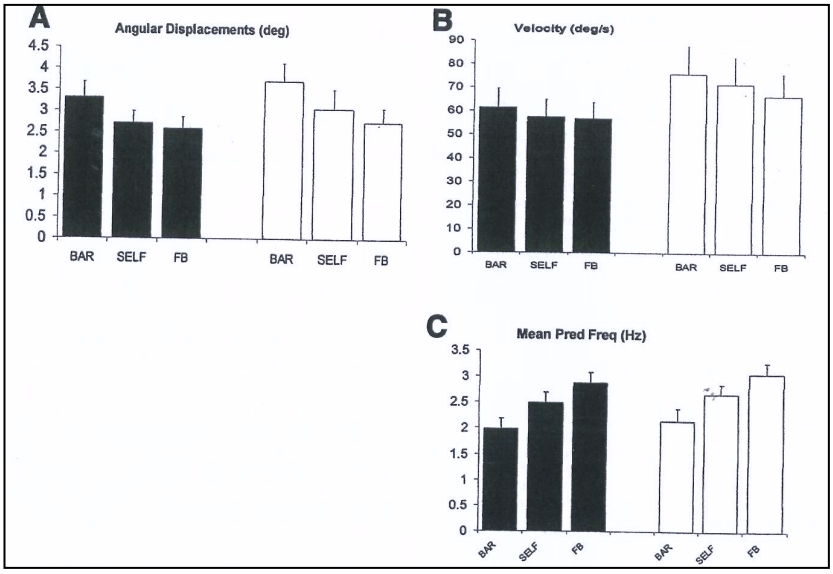


Fig. 3.11 – Spostamenti angolari, velocità e frequenze dei moti del capo registrati per soggetti affetti da sclerosi multipla sul piano frontale (barre in nero) e sagittale (barre in bianco)

Da notare che i soggetti sani hanno in ogni condizione un maggior controllo del capo, come si evidenzia dai minori spostamenti angolari su entrambi i piani (max 2,5° contro i 3,5° dei soggetti affetti da sclerosi multipla), inoltre le frequenze degli spostamenti sono più ridotte per i soggetti non sani in quanto hanno difficoltà nell'esecuzione dei movimenti stessi e quindi risultano più lenti. Infine, da sottolineare che questi risultati evidenziano come i meccanismi di controllo volontario comportano una riduzione degli spostamenti della testa: nella condizione FB, infatti, si riducono notevolmente le ampiezze e le frequenze degli spostamenti sia nei soggetti sani che non.
Come accennato sono stati sviluppati anche sistemi privi di riferimento fisso, approcci alternativi al problema, come quello basato sull'utilizzo di accelerometri e giroscopi, strumenti molto più economici che non necessitano di laboratori specializzati; in questo caso le problematiche principali sono legate, ad esempio, alle operazioni di doppia integrazione numerica che possono introdurre errori di misurazione.

Particolarmente interessante risulta per i nostri scopi lo studio fatto da Wu, riportato nell'articolo "Head movement during sudden base traslation as a measure of risks for falls in the elderly", che associa i movimenti della testa e il loro controllo al rischio di caduta, in particolare sulle persone anziane.
Fondamentalmente utilizza due accelerometri, posti ortogonalmente l'uno all'altro, ed un giroscopio, montati su una comune cuffia audio. Diversi gruppi di soggetti in età adulta, ovvero giovani, anziani sani ed anziani affetti da insensibilità tattile della pianta del piede, sono stati posti su una piattaforma cui viene imposto improvvisamente un moto traslatorio; sono quindi stati valutati diversi indici:
- Rom: ampiezza della rotazione della testa sul piano sagittale;
- Tonset: tempo che intercorre tra l'inizio del moto traslatorio della piattaforma e l'inizio del moto della testa;
- Trom: tempo che intercorre tra i due punti di inversione del moto della testa.
Dai grafici di seguito riportati (Fig. 3.12) si vede che gli anziani, ed in particolar modo quelli non sani, hanno dei tempi di reazione al moto della base su cui sono posti molto più lunghi, e che compiono per mantenere l'equilibrio movimenti molto più ampi dei soggetti sani e dei giovani; sono invece i giovani ad invertire con più lentezza i moti della testa, indice anche questo di un miglior controllo del capo e della loro non necessità di muoverlo a scatti per mantenersi in equilibrio allorchè la piattaforma è messa in traslazione.

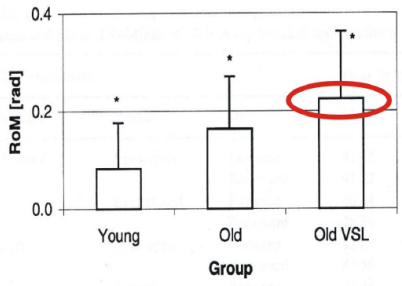
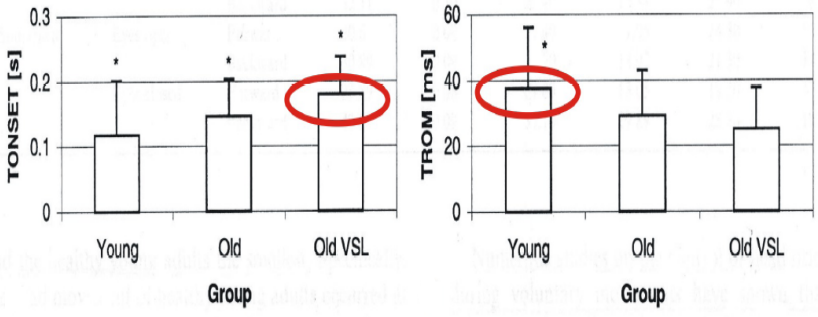


Fig. 3.12 – Andamento degli indici di Rom, Tonset e Trom nei diversi soggetti analizzati



Questi risultati sono pertanto interessanti perché da un lato danno valori indicativi dell'ampiezza angolare sul piano sagittale del moto del capo di un soggetto che cerca di tenersi in equilibrio su una piattaforma in moto, e dall'altro lato sottolineano come in effetti gli spostamenti del capo siano un buon indice per valutare il maggiore o minor rischio di caduta di un soggetto.

Ancora più evidente risulta di conseguenza quanto sia importante dal punto di vista medico poter misurare gli spostamenti del capo di un paziente, in special modo per valutare eventuali cambiamenti in un percorso di riabilitazione.
Lo studioso Menz ed altri suoi collaboratori hanno invece studiato come variano le accelerazioni del tronco e della testa quando si cammina su di una superficie irregolare. I soggetti, sia giovani che anziani, sono in questo caso fatti camminare su di una superficie regolare ma con blocchetti di legno di diverse dimensioni sparsi casualmente su questa ed occultati ai soggetti grazie ad un manto di erba artificiale, così che il soggetto, non potendo sapere collocazione e entità degli ostacoli non possa attuare strategie ad hoc per evitare gli ostacoli stessi.

Tramite un accelerometro posto su un casco da ciclista ed un altro a livello dell'osso sacro posto su una cinta, fatti indossare al soggetto esaminato, si è visto che le accelerazioni del tronco verso l'alto aumentano notevolmente quando si cammina su di una superficie irregolare, mentre le accelerazioni del capo hanno comunque una variazione molto più contenuta, in quanto evidentemente gli arti inferiori ed il busto agiscono come smorzatori per non far compiere alla testa movimenti troppo bruschi che potrebbero comportare una perdita di equilibrio ed anche una caduta.
Questi studi sono inoltre una conferma della complessità del problema in esame e di quanto numerosi e diversi siano i fattori che possono influenzare i moti della testa.

3.3 - Parametri di progetto

Dopo aver brevemente analizzato gli strumenti e le tecniche attualmente a disposizione per individuare tutte le grandezze caratterizzanti il moto del capo, proprio da un'analisi critica dei dati di cui sopra, si ricavano i parametri che, come già anticipato, costituiranno la base della progettazione del sistema.
In particolar modo ci interesseranno gli angoli di rotazione della testa nel piano sagittale e nel piano frontale, l'ampiezza della rotazione rispetto all'asse verticale e la frequenza delle oscillazioni.
Proprio per capire meglio a quali spostamenti angolari si fa riferimento, riportiamo lo schema relativo ai piani principali della testa dell'uomo, ossia agli assi secondo cui come detto si valutano le rotazioni (Fig. 3.13).

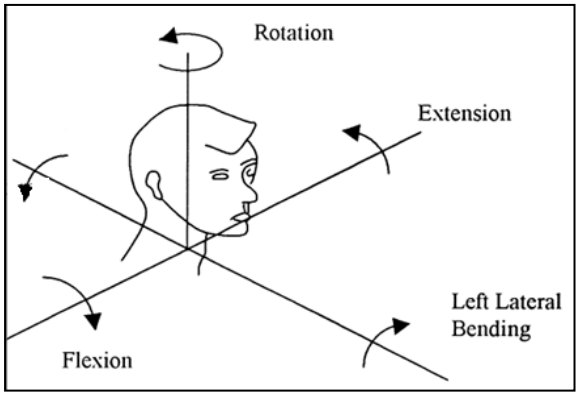


Fig. 3.13- Assi principali di rotazione del capo

Da sottolineare che gli studi effettuati su soggetti sani e non erano alcuni relativi agli spostamenti massimi consentiti dalla nostra struttura anatomica (meno ampi per soggetti patologici o anziani),

altri relativi a movimenti involontari in reazione per esempio al moto della base per mantenere l'equilibrio o per assecondare il moto dell'intero corpo in camminata, nella corsa o nel salto (di solito movimenti poco ampi ma ad alta frequenza soprattutto per soggetti patologici).
Pertanto dovendo progettare un sistema che riproduca i movimenti tipici del capo si è scelto di prendere dei valori di ampiezza dei moti che comprendessero ovviamente anche quelli volontari ma non fino a spingersi ai massimi consentiti dalla nostra struttura anatomica, perché in effetti non si arriva mai a quei valori, almeno non nell'ottica di un monitoraggio durante un percorso riabilitativo.
D'altra parte sarebbe stato troppo riduttivo considerare solo i valori tipici delle rotazioni del capo compiute in modo involontario, che come si è visto di solito non superano i 4°.
I valori scelti per certe grandezze potrebbero sembrare troppo elevate, in particolar modo la frequenza: dobbiamo tuttavia ricordare che, in individui affetti da patologie o traumi che determinano una diminuzione della capacità di controllo dei movimenti del corpo, si possono manifestare comportamenti non propriamente tipici e stabili.
Poiché il caschetto deve essere in grado di misurare, con una certa accuratezza, anche movimenti inconsulti, è essenziale che nel processo di taratura si tenga conto della possibilità che si verifichino situazioni di questo tipo.
Si specifica infine che si potrebbe essere costretti ad una revisione delle ipotesi iniziali di progetto per esigenze costruttive o di natura pratica, per uno o più dei parametri di interesse, i cui campi di variabilità sono indicati nella tabella seguente:

PARAMETRI DI PROGETTO	
Rotazioni nel piano frontale	± 20°
Rotazioni nel piano sagittale	± 20°
Ampiezza rotazione asse verticale	± 40°
Frequenza Max oscillazioni	3 Hz

Fig. 3.14- Tabella riassuntiva dei parametri di progetto

CAPITOLO 4

Studi preliminari alla realizzazione del primo prototipo

4.1 – Premesse alla progettazione del sistema

In questo capitolo vengono descritti gli aspetti progettuali del banco prova realizzato per la taratura del casco strumentato e le problematiche specifiche fa affrontare per ottenere un sistema funzionale e che riproduca in modo semplice ed efficace i moti della testa.
In una prima fase di questo lavoro è stata analizzata la prima strada, sono state effettuate delle simulazioni utilizzando Working Model3D in cui sono stati creati dei modelli cercando di riprodurre la cinematica della testa.
In figura sono riportati due dei modelli realizzati in Working Model3D , nella figura 4.1 è riportato un modello in cui i movimenti sono imposti senza cercare di ricreare la struttura del collo umano, mentre in figura 4.2 è riportato un modello in cui si è cercato di ricreare la struttura del collo umano.

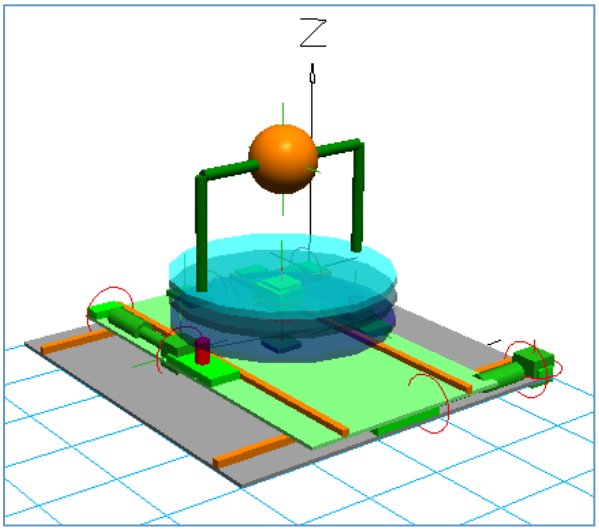


Fig.4.1- Rappresentazione del banco con attuatori meccanici.

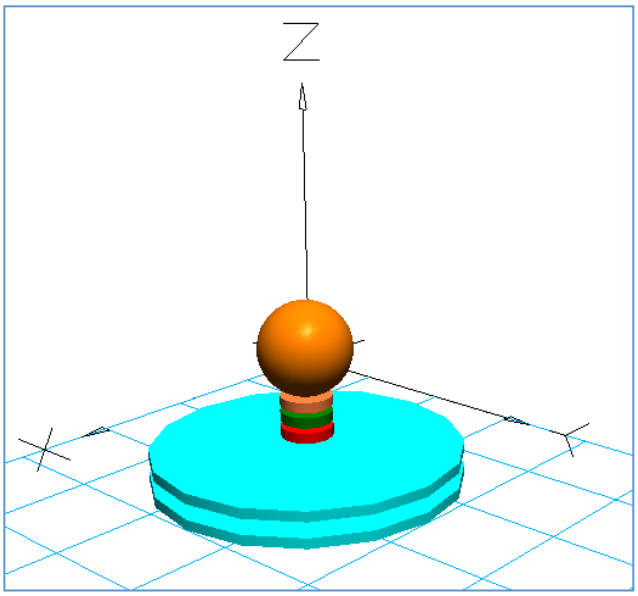


Fig.4.2 - Rappresentazione del banco con simulazione struttura collo.

In sintesi, il problema da risolvere in questa fase iniziale di "ideazione preliminare" può essere schematizzato come mostrato in fig. 4.3, e consiste nel problema dell'accoppiamento motore-caschetto:

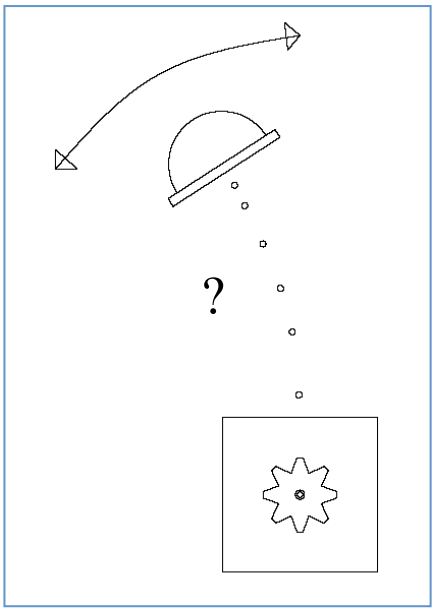


Fig. 4.3: Schematizzazione del problema da affrontare

Con le considerazioni precedentemente fatte, si è potuto determinare le velocità angolari della testa nel piano sagittale e frontale e le accelerazioni angolari.
Si è dunque in possesso dei dati del problema (Massa = M = 0.7 kg; Dimensioni della base min: 30x30x2 cm; Angoli: θ(piano frontale)=±20°, φ(piano sagittale)=±20°; Frequenza max = f = 5 Hz)
Tra le varie idee e ipotesi che sono di seguito illustrate, ne sono presenti alcune che intendevano riprodurre fedelmente le diverse configurazioni assunte dal collo nei vari movimenti. Ciò è risultato però penalizzante nella precisione dei movimenti da eseguire.

4.2 – Primi modelli del sistema da realizzare

In un primo approccio si è studiato un solo movimento anziché due.
Una prima bozza di progetto consisteva nella costruzione di un sistema composto da: un motore passo-passo, un'asta flessibile e delle cinghie di trasmissione (Fig. 4.4).
La scelta era stata indirizzata verso un motore passo-passo proprio per la caratteristica di poter effettuare un movimento rotatorio alternato, regolabile a diversi gradi di rotazione, mediante un'opportuna scheda elettronica di comando. In tale sistema, veniva risolto il problema di effettuare con precisione gli spostamenti angolari richiesti con la frequenza data. Oltretutto, mediante la lunghezza delle cinghie, si poteva regolare l'altezza del sistema flessibile e assicurare una buona trasmissione del moto.

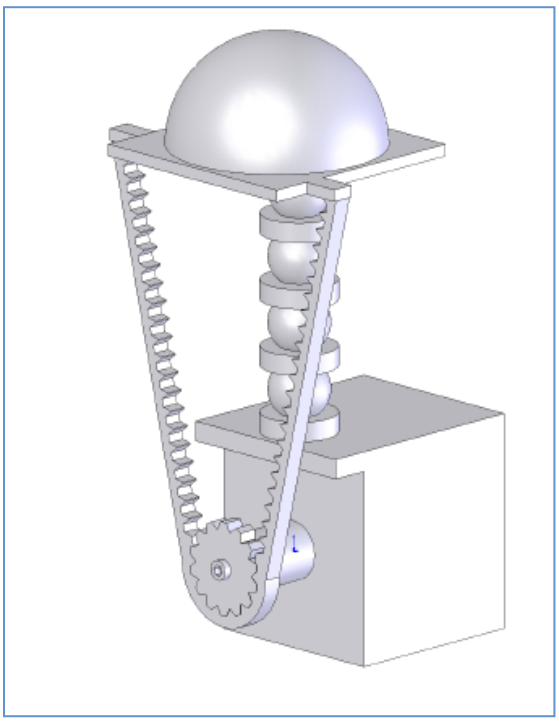


Fig. 4.4 - Meccanismo con cinghie ed elemento flessibile di connessione

Si è passati poi alla scelta di un sistema flessibile che riesca a trasmettere, con accurata precisione, il moto assegnatogli in input.
Pertanto, è stata effettuata una ricerca sui vari tipi di sistemi reperibili in commercio, capaci di soddisfare le richieste di progetto e, al contempo, di riprodurre al meglio i movimenti caratteristici della colonna vertebrale cervicale.

Di seguito si descrivono le diverse opzioni considerate.

Una soluzione pensata per il sostenimento di piatto e caschetto, che ne consenta e ne agevoli i movimenti di progetto, è l'utilizzo di biglie magnetiche.
Per riprodurre al meglio l'anatomia della colonna vertebrale cervicale si è pensato di interporre tra una biglia magnetica e l'altra dei dischi di Teflon in modo che la struttura di dischi e biglie stia eretta e si comporti, con ovvie semplificazioni del caso, approssimativamente come una reale colonna vertebrale cervicale (fig. 4.5).
La duplice funzione del Teflon è, oltre che quella di ridurre ulteriormente la presenza (già minima) di attrito, quella di evitare lo scorrimento relativo delle palline e il loro distanziamento.

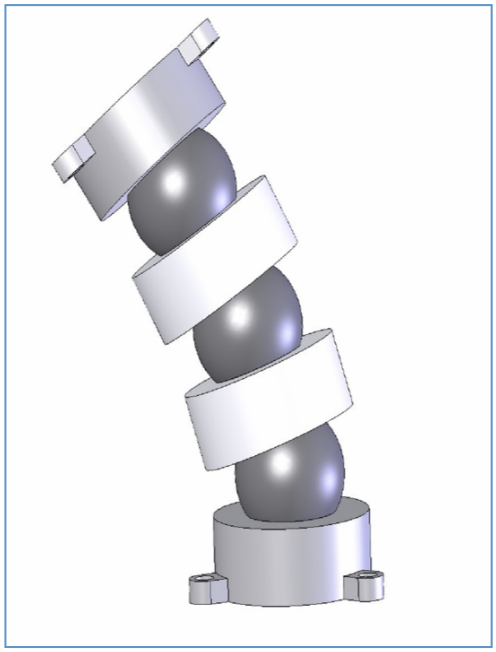


Fig. 4.5 – Riproduzione struttura della colonna vertebrale con biglie magnetiche e dischi in teflon

Tra le sfere magnetiche standard reperite sul sito www.supermagnets.de (sito altamente specializzato in magneti per utilizzi tecnico-industriali) quelle scelte sono:
- diametro 19 mm;
- peso 27 g;
- cromate;
- magnetizzazione N38 (dove 38 rappresenta il prodotto massimo di energia del magnete, mentre N indica la temperatura massima di esercizio pari a 80°C);
- forza di attrazione: circa 5.6 kg, 54.9N;

Quest'ultimo è il valore massimo teoricamente raggiungibile, che vale soltanto in condizioni ottimali; viene infatti influenzato da:
-distanza tra il magnete e il corpo metallico:
Se non c'è contatto diretto,come nel caso in questione, la forza di attrazione diminuisce molto rapidamente all'aumentare della distanza. Un intervallo d'aria di mezzo millimetro può già bastare a dimezzare la forza di attrazione. Anche un sottile strato di pittura sul corpo metallico può ridurre la forza di attrazione del magnete.
-materiale del corpo metallico:
Il valore teorico della forza di attrazione vale solo se il corpo è composto esclusivamente da ferro dolce. Per l'acciaio da costruzione ST37 il valore diminuisce di ca. 5% e per l'acciaio da costruzione ST70 di ca. il 30%. In questa situazione le due basi di collegamento non possono essere realizzate in ferro dolce per le carenti proprietà del materiale e quindi la forza ne risentirà ulteriormente.
-superficie del corpo metallico:
Più è liscia la superficie del corpo metallico, più elevata sarà la forza di attrazione. Se la superficie è

ruvida, la forza di attrazione diminuirà notevolmente.
-direzione della forza:
Il valore teorico della forza di attrazione vale soltanto se la forza agisce perpendicolarmente alla superficie di contatto, cioè ad es. se il corpo metallico viene posto perpendicolarmente sotto il magnete. Ciò fa si che l'inclinazione che deve essere raggiunta costituisca un ulteriore problema.
-spessore del corpo metallico:
Il corpo metallico non deve essere troppo sottile, altrimenti raggiungerà la sua saturazione magnetica senza sfruttare appieno il campo magnetico.
-lavorazioni:
praticare un foro (o tagliare) i magneti al neodimio è assolutamente sconsigliabile. Innanzitutto, il materiale è fragile e si frantumerebbe. Inoltre, la polvere che si produrrebbe è altamente infiammabile e, infine, il calore prodotto porterebbe alla demagnetizzazione del materiale. I magneti vengono lavorati esclusivamente da personale specializzato con particolari arnesi a punta di diamante e sotto un costante raffreddamento ad acqua. Questo accade però di norma prima che il materiale venga magnetizzato. Inoltre a causa del rivestimento mancante nel punto in cui è stato praticato il foro, i magneti non sarebbero più protetti contro la corrosione.
Tutto ciò impedisce ogni sorta di lavorazione qualora ce ne fosse bisogno.
La riduzione della forza attrattiva causata dai sopra citati fattori e la struttura intrinseca di un sistema così costituito implicano l'insorgere di alcuni problemi:

- Non si hanno risultati sperimentali sulla capacità del sistema di resistere alle sollecitazioni alla frequenza di funzionamento. Si è pensato, per evitare distacchi tra i magneti e rotture nella struttura, di utilizzare delle reti copricavi le quali oltre a tenere assieme il tutto, conferiscono una certa solidità (Fig. 4.6). Non si ha comunque alcuna prova certa sulla affidabilità di queste ultime.

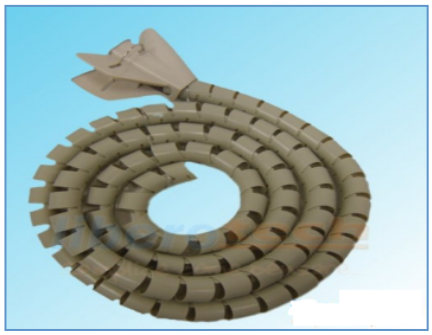


Fig. 4.6 – Immagine dell' eventuale copricavi

- Non possiamo affermare con certezza che il sistema sottoposto ad un alta frequenza non oscilli creando delle S.

- Non c è un adeguata risposta alla trasmissione di moto ,ed è impossibile prevedere o stabilire con esattezza la posizione assunta dalle palline durante la sollecitazione.

Prendendo per esempio il caso in cui ci si trovi in una situazione di riposo con colonna in posizione verticale; se da questa situazione si giunge a quella limite in cui il sistema si trova all' angolo di progetto di 20°, nel momento in cui il moto viene invertito non si ha certezza sul fatto che il sistema ritorni in posizione di riposo e poi arrivi precisamente nell' altra posizione limite di -20° senza deviare in rotazioni o rispondere con movimenti indesiderati di qualsiasi tipo.
E inoltre difficile garantire che gli angoli a cui si arriva siano precisamente quelli di progetto per l'incurvamento assunto il quale spesso potrebbe diventare incontrollabile.

Un' ipotesi alternativa alla precedente,che adempie il compito di sostenere il piatto e caschetto, è quella di utilizzare proprio una riproduzione reale anatomica della colonna vertebrale.
Nel mercato sono presenti numerose ditte che propongono modelli e materiale anatomico ad uso prevalentemente medico e didattico.
La 3b Scientific è tra tutte la piu specializzata in questo settore ed è per questo motivo che si è deciso di considerare alcune delle sue proposte.
In prima istanza, dato il nostro peculiare interesse per la parte cervicale della colonna vertebrale, si è preso in esame l articolo A72 della 3b Scientific che riproduce in dettaglio proprio questa specifica zona della colonna (Fig. 4.7).

Questo prodotto come possiamo vedere rappresenta appunto le 7 vertebre cervicali, i nervi cervicali,le arterie vertebrali e il midollo spinale.
Il principale problema riscontrato nell'oggetto in questione,dopo averlo visionato personalmente nei laboratori della facoltà di Medicina di Perugia, è lo scarsissimo grado di mobilità che esso presenta.
Questa sua caratteristica rende il prodotto molto inadatto al progetto,nel quale ci si propone di effettuare delle prove sperimentali dinamiche che simulino i movimenti del collo ed è per questo motivo che l'ipotesi è stata scartata.

Fig. 4.7 – Riproduzione delle zona cervicale della colonna vertebrale

In seguito ci si è concentrati sulla ricerca di materiale equivalente a quello sopra mensionato che,oltre a servire per usi esclusivamente didattici, si presta bene anche per prove meccaniche.

Fig. 4.8 - Colonna vertebrale flessibile

L'articolo VB84 (Fig. 4.8) è una colonna vertebrale flessibile dotata di dischi intervertebrali di gommapiuma. Questo consente alla colonna di assumere praticamente tutte le posizioni che una reale colonna vertebrale può assumere. L'idea è stata proprio quella di tagliare la colonna all'altezza della settima vertebra e di utilizzarla nel presente progetto.
Perplessità però si hanno anche per questo articolo sul reale grado di mobilità della colonna e sulla sua reale capacità di rispondere alle sollecitazioni conferitegli.

I problemi di funzionamento di tale oggetto sono in parte simili a quelli che presentano alcune altre ipotesi, prima tra queste quella del sistema di sfere magnetiche.
Anche la colonna flessibile può infatti avere problemi di risposta ad alte frequenze; presentando la formazione di onde ad S durante la sollecitazione e la difficoltà di controllare sia le escursioni massime di progetto che le modalità con le quali si perviene ad esse.
Altri dubbi sorgono sulla sufficiente solidità dei materiali di cui è composta.

Si è pertanto deciso di accantonare anche questa ipotesi e di prenderne in considerazione altre.
Un'ulteriore soluzione pensata per supportare il caschetto e adempiere alla funzione di trasmettere il moto nel migliore modo possibile, in termini di risposta alla sollecitazione e di minimizzazione degli spostamenti indesiderati, è quella di utilizzare dei tubi flessibili.
Tale tipo di tecnologia, è molto utilizzata in varie applicazioni comuni come le strutture di sostegno per lampade flessibili.
A seconda della tipologia costruttiva di questi tubi, esistono due impieghi: quelli in cui partendo da una certa posizione di riposo e dopo uno spostamento il tubo torni in posizione iniziale e, quelli in cui è invece necessario che si mantenga esattamente la posizione conferita. In linea generale si è subito scartato l' utilizzo di tubi flessibili che tornano in posizione iniziale poiché, data la loro struttura intrinseca, essi si comportano a tutti gli effetti come delle molle e, lavorare con delle molle oscillanti ad alte frequenze, è ingegneristicamente sconsigliato in tutti i campi.

La fig. 4.9 rappresenta un braccio snodabile proposto dalla ditta milanese specializzata in materiale da laboratorio "Carlo Erba" . Questo articolo è costituito da un insieme di tondelli in lega di zinco e ottone laccati esternamente.
Il braccio snodabile si può avvitare sulla superficie di un tavolo o su di una base ed è provvisto di una filettatura M10.

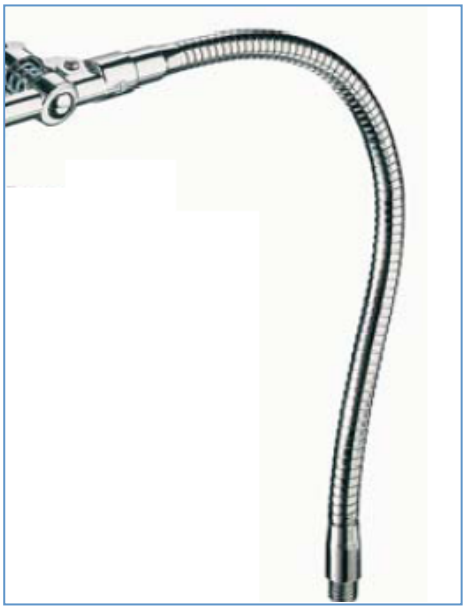


Fig. 4.9 - Esempio di asta snodabile

I problemi relativi all' utilizzo di questa soluzione sono sostanzialmente gli stessi che presentano i sistemi già trattati precedentemente (sfere-dischi e modelli di collo umano); infatti anche questa ipotesi potrebbe reagire alle sollecitazioni ad alta frequenza formando delle S e restano irrisolti anche i problemi di controllabilità degli spostamenti.
L'utilizzo di un tubo flessibile ha però anche dei vantaggi rispetto alle altre ipotesi: è infatti del tutto assente il problema di collasso della struttura per rottura e/o distacco delle sue componenti (cosa che era invece alquanto probabile nelle ipotesi di biglie e di modellino di collo umano).

Sebbene alcuni dei sistemi descritti precedentemente emulassero al meglio le flessioni tipiche del collo, ai fini del progetto, non rappresentavano la soluzione migliore.
Pertanto, ponendo come sola priorità la precisione degli spostamenti angolari da effettuare, si è deciso di passare a sistemai di trasmissione con sole aste rigide, abbandonando completamente l'ipotesi di componenti flessibili.

Il sistema di taratura con cinghia precedentemente considerato e riportato in fig. 4.4, è stato dunque cambiato nel modo seguente (Fig. 4.10), introducendo un'asta rigida per la connessione motore (base) – caschetto (parte superiore).

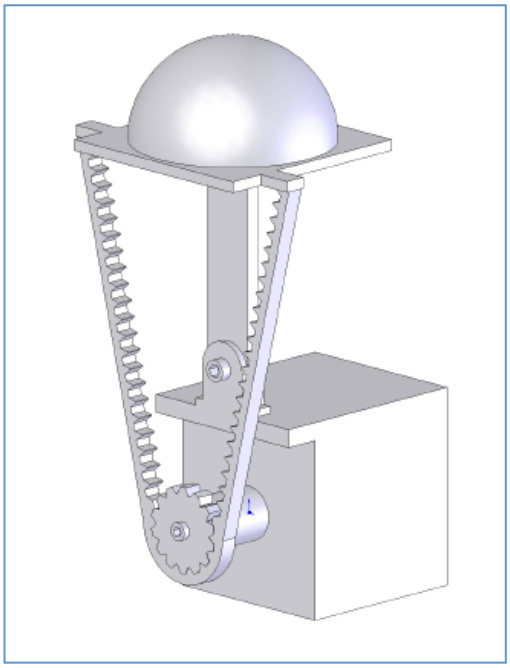


Fig. 4.10 – Meccanismo con cinghia ed asta di connessione

Sebbene di primo impatto possa sembrare un'opzione funzionale per lo scopo considerato, ci si è resi conto che questo schema presenta diversi problemi difficilmente risolvibili.
In primo luogo necessita un motore di elevata potenza per muovere una struttura simile, a causa del suo peso. Oltretutto nell'inversione di moto, i momenti generati dall'asta e dal caschetto graverebbero ulteriormente sulla potenza del motore richiesta.
Si nota inoltre, sempre nell'atto di invertire il moto, che la posizione delle cinghie è del tutto sconveniente, porterebbe infatti a generare una trazione secondo una traiettoria impropria la quale disperderebbe gran parte della forza.
Tuttavia quest'ultimo problema si può risolvere mediante l'inserzione di carrucole in posizioni opportune che permettano una migliore trasmissione di forze, ma l'aggiunta di queste ultime aumenterebbe ulteriormente il peso già considerevole della struttura.
Infatti, nell'ipotesi di applicare un secondo movimento, l'unico modo possibile per le caratteristiche costruttive, è quello di applicarlo a tutta la struttura, con l'acquisto di un secondo motore di potenza elevata. Per i problemi finora considerati, si è deciso di migliorare questo primo sistema mediante la modifica di alcune caratteristiche costruttive.
Al fine di migliorare e alleggerire la struttura precedentemente descritta, si è analizzata la possibilità di calettare l'asta rigida direttamente al motore.
Con questa ipotesi si intende semplificare la trasmissione del moto descritta in precedenza, cercando inoltre di eliminare pesi eccessivi all'intera struttura.
Anche in questo caso, gli spostamenti angolari vengono riprodotti con precisione grazie all'utilizzo di un motore passo-passo comandato da un'opportuna scheda elettronica. Un altro vantaggio che questa elaborazione poteva presenta anche una ovvia semplicità costruttiva.

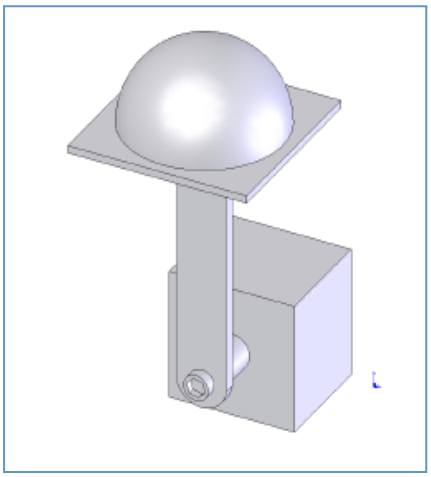


Fig. 4.11 – Modello con asta calettata direttamente al motore

Tuttavia anche questa struttura, rappresentata in fig. 4.11, presenta non pochi problemi.
Infatti dal disegno risulta chiaro che tutto il peso della struttura grava sul perno del motore, e anche nell'ipotesi che il materiale di cui il motore è composto resista sotto un carico considerevole, la pressione a cui sarebbe sottoposto porterebbe ad un ovvia dispersione di potenza.
Oltretutto, anche in tale sistema non si è riuscito a risolvere il problema di imporre al caschetto un secondo movimento. Sarebbe infatti necessario, come nella bozza iniziale, muovere l'intera struttura mediante un motore di potenza elevata.
Si giunge così alla conclusione che anche tale ipotesi è da scartare per i problemi sopraelencati.

Segue un'altra possibile soluzione al problema di uno dei due movimenti del progetto (Fig. 4.12).
Questo sistema sfrutta il moto lineare per far si che l'asta, sulla quale è fissato il casco, si muova intorno ad un perno sul quale è incernierata, simulando il moto di un pendolo.

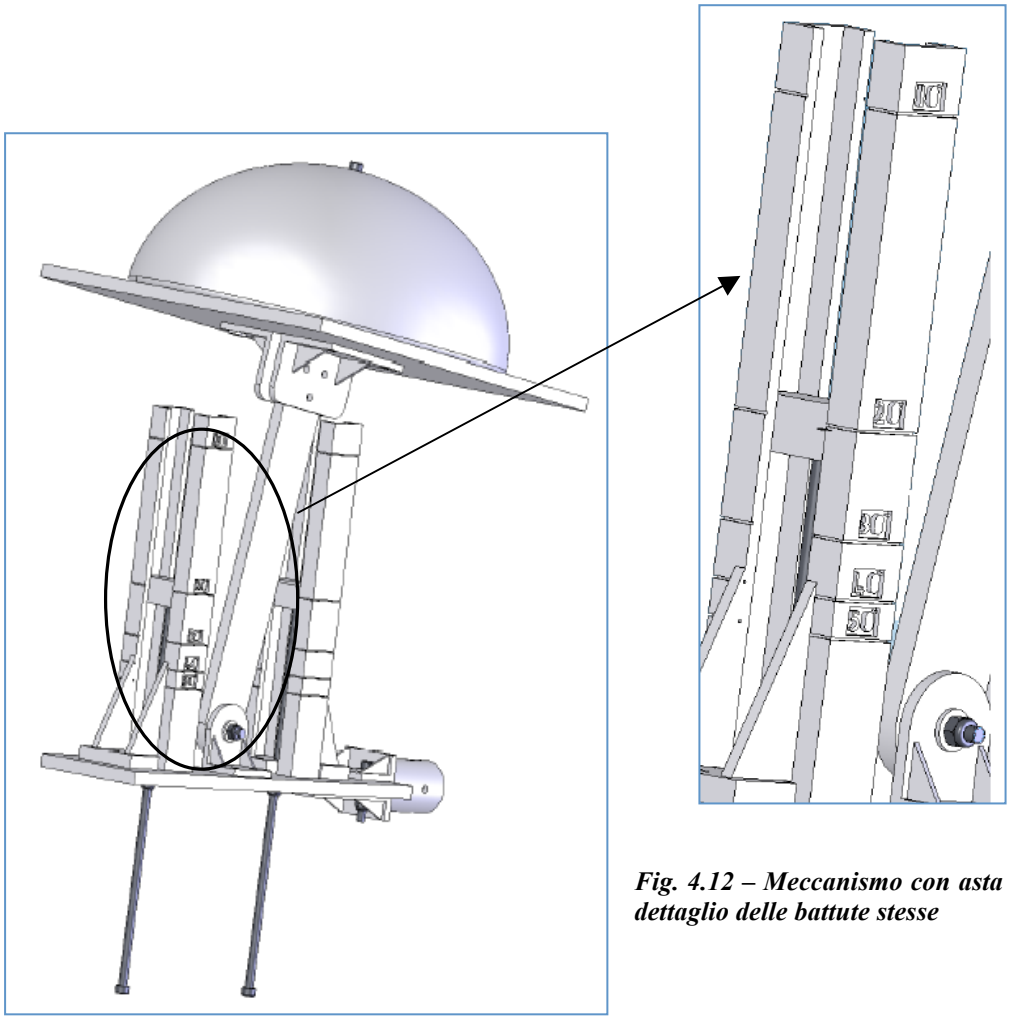


Fig. 4.12 – Meccanismo con asta con battute laterali e dettaglio delle battute stesse

Il moto lineare fornisce il movimento alla base, su cui è fissato tutto il meccanismo, facendola traslare lungo un ipotetico asse X e, grazie alla cerniera (che presenta attrito bassissimo) il moto si trasforma da lineare in rotatorio facendo così oscillare il casco.
Per come è stata concepita, questa struttura permette la regolazione degli angoli di inclinazione dell'asta, qualora richiesto, da 10° a 50°, grazie alla possibilità di posizionare le due battute che servono a limitare il suo movimento.
Questo modello presenta comunque diversi problemi, tutti difficilmente risolvibili.

Il primo, facilmente intuibile, è quello delle numerose vibrazioni e sollecitazioni provocate dall'asta dopo gli urti con le due battute.
Per eliminare questo problema andrebbe utilizzato un materiale che aiuti la struttura rigida ad attutire i colpi ricevuti: materiale polimerico come gomma.
Andrebbe poi valutato il luogo dove applicarlo: come guarnizione sotto le due colonne; sulle parti delle battute che vengono colpite o sull'asta stessa.
Non va trascurato il fatto che l'utilizzo di questo tipo di materiale potrebbe far perdere alla struttura l'adeguata precisione dato che le leggi con le quali si comportano questi materiali sono difficilmente individuabili e calcolabili.

altro problema è collegato alla resistenza dei materiali con i quali viene costruita la struttura.
E' possibile che, nel momento in cui si faccia muovere il meccanismo alla frequenza di progetto (5 Hz) piuttosto elevata, i materiali di cui questo è composto non sopportino i colpi ricevuti dall'asta.
Infatti a quest'ultima è attaccato il casco e la sua base che presentano un peso complessivo di circa 600g; la forza inerziale, che dipende direttamente dal peso dell'oggetto stesso, con la quale il "pendolo" (asta + casco) andrà a colpire il telaio del meccanismo sarà perciò piuttosto elevata provocando un urto altrettanto elevato mettendo a dura prova i materiali di costruzione.
Questo problema potrebbe essere attenuato gia con l'utilizzo del materiale prima menzionato e definitivamente risolto usando materiali particolarmente resistenti agli urti.
Va comunque rivolta l'attenzione al problema che comporta l'utilizzo di materiali robusti facilmente reperibili quali l'acciaio: l'eccessivo peso che acquisisce la struttura costituita di tale materiale.
Il problema del peso comporta l'utilizzo di un motore potente e troppo costoso.
Per ovviare al problema del peso eccessivo si potrebbero utilizzare materiali più pregiati come il titanio che comportano comunque un prezzo eccessivo.
In ogni caso, nel momento in cui si volesse applicare a questo sistema un secondo movimento, la sua ideazione risulterebbe piuttosto complicata.
La soluzione più semplice porterebbe all'utilizzo di un motore troppo potente, quindi troppo costoso, che riesca a muovere tutta la struttura precedentemente descritta.

Strutture a due movimenti

Esclusi i precedenti sistemi si è presa in considerazione un'altra possibilità grazie alla quale possono essere risolti i problemi fino qui presentati ed inoltre prevede la possibilità di riprodurre non uno ma due spostamenti angolari.

La struttura prevede dei componenti fissi:

- una base a cui trasmettere uno dei due moti, sulla quale è fissato un meccanismo (che verrà in seguito descritto);
- un perno a cui andrà trasmesso l'altro moto (ortogonale al primo) e anch'esso prevede un sistema particolare che sarà illustrato nei prossimi paragrafi.

Riguardo questa struttura va prestata particolare attenzione al meccanismo che permette la trasmissione del moto al casco in tutte e due le direzioni e nello specifico ai vincoli da introdurre tra i corpi rigidi.
A tal proposito verrà prima presa in considerazione la possibilità di utilizzare una doppia cerniera, poi uno snodo sferico, infine un giunto cardanico, analizzando di volta in volta i vantaggi ed i limiti di ogni tipo di vincolo introdotto.

- ***Struttura con doppia cerniera***

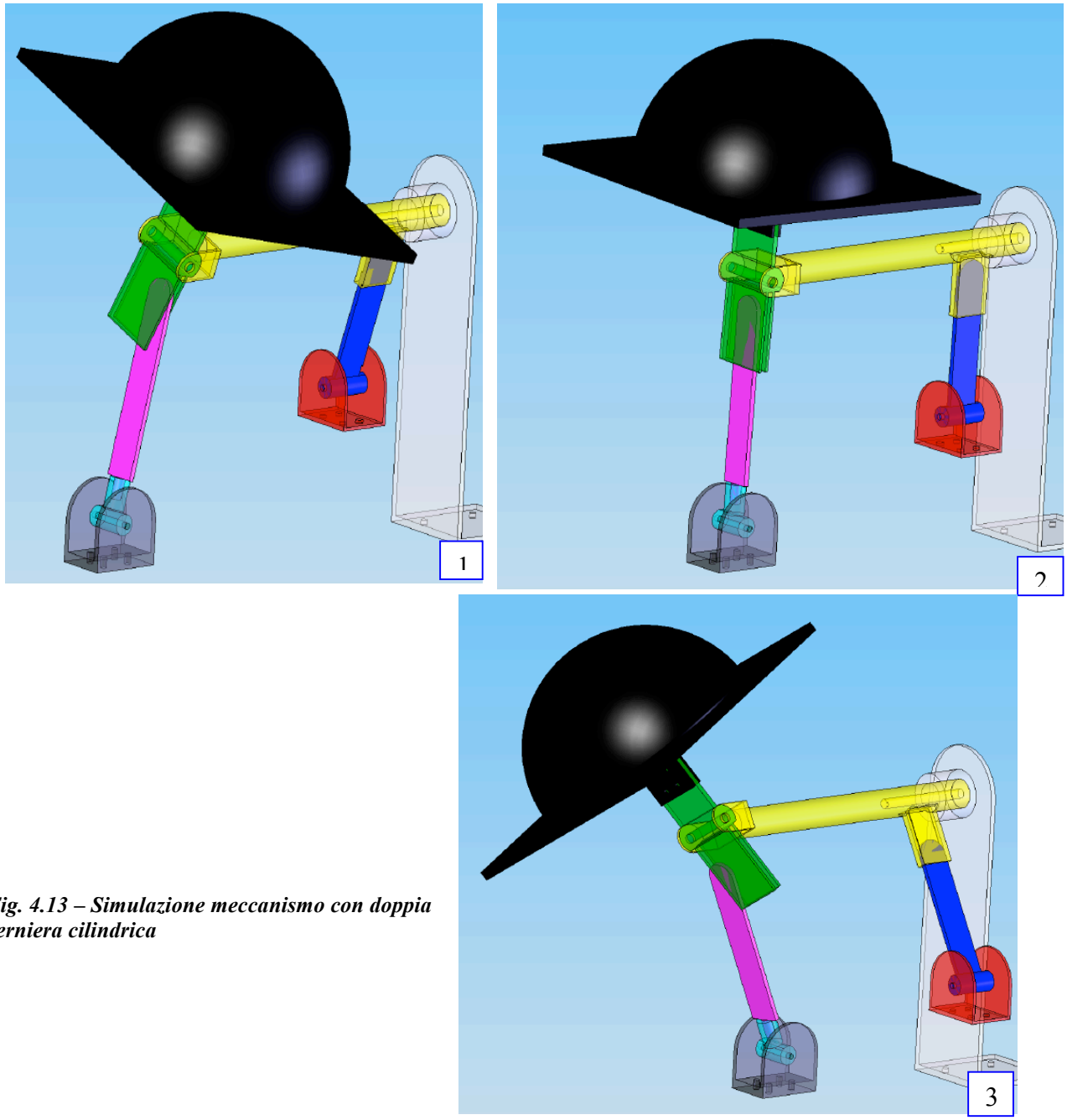


Fig. 4.13 – Simulazione meccanismo con doppia cerniera cilindrica

Questa è una prima possibile soluzione: l'"asta viola", che si vede in fig. 4.13, è incernierata ad un basamento a "T azzurro" ed è in grado di compiere una rivoluzione intorno a se stessa.
Il basamento a T inoltre è vincolato a ruotare intorno ad un perno fissato sulla "cerniera grigia".
Questi componenti sono mossi da uno dei due motori installati e servono a trasmettere il moto ad altri componenti, che verranno in seguito descritti, tutto ciò per far compiere i giusti movimenti al "casco nero".
L'"asta" quindi ha la possibilità di oscillare, come un pendolo, intorno al perno, la possibilità di ruotare su se stessa e può anche scorrere lungo le due pareti (del particolare verde) che fungono da sede, alle quali trasmetterà il suo stesso movimento. L'"asta" non è bloccata in alcun modo a queste due pareti ed ha una quasi totale libertà di movimento.

Ovviamente l'intercapedine presente fra queste ultime ha larghezza pari allo spessore del componente qui in analisi.
Queste due pareti sono però mosse dall'altro motore che trasmette il moto alla "cerniera rossa", quindi alla seconda "asta blu", la quale lo trasmette al "perno giallo" (attraverso un meccanismo simile a quello che si sta descrivendo: asta viola-componente verde) e infine al "componente verde" compiendo così un moto ortogonale a quello trasmessogli dall' "asta viola".
Il "particolare verde" nell'arco dei suoi movimenti va a tracciare la faccia laterale di un cono: il movimento di rivoluzione, che l'"elemento viola" ha la libertà di compiere, serve ad assecondare quest'ultimo movimento geometrico. Questo perché, come è stato prima detto, quest'ultimo componente ha la quasi totale libertà di movimento, infatti viene trascinato dalle due pareti dette.

Si tratta di una soluzione piuttosto complessa, che implica la costruzione totale di quasi tutti i componenti; è stata quindi scartata a favore di una più semplice, se non altro, che sfrutti parti meccaniche presenti in commercio.

- ***Struttura con snodo sferico***

Il nuovo sistema preso in considerazione prevede l'installazione di uno snodo sferico al posto del meccanismo precedente.

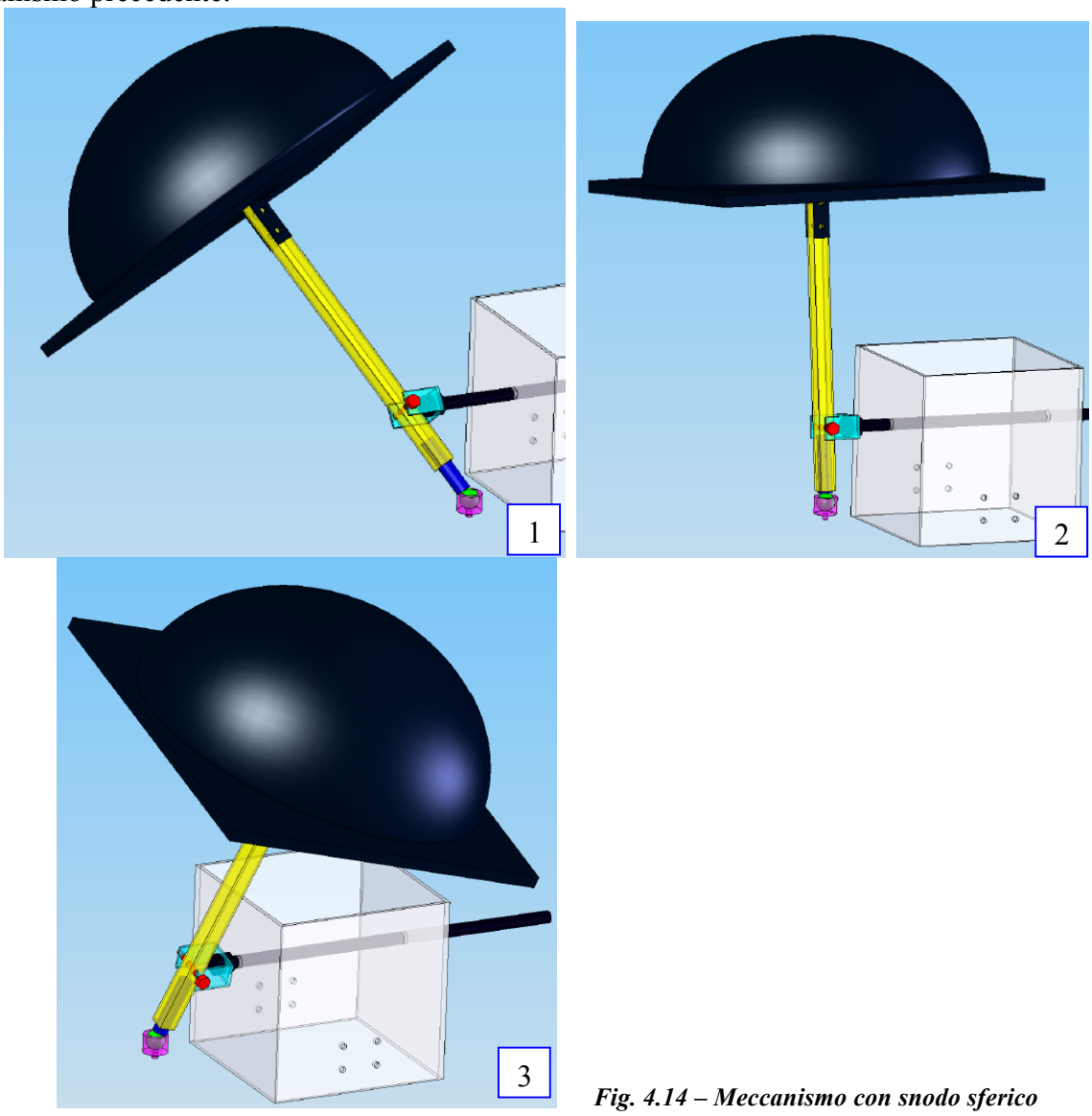


Fig. 4.14 – Meccanismo con snodo sferico

Come detto, la struttura è rimasta quasi inalterata, ad eccezione dello snodo sferico (viola-verde) che sostituisce la "cerniera grigia" (Fig. 4.14).
L'"asta viola" e le due "pareti verdi" (descritte al capitolo precedente) sono sostituite da due tubi telescopici (blu-giallo); la "cerniera azzurra" che viene mossa dal secondo motore non ha apportato sostanziali cambiamenti.
Il meccanismo nel suo insieme, funziona quindi come il precedente: uno dei motori trasmette il moto allo snodo sferico e quindi all'"asta blu" fissata su quest'ultimo, grazie al quale ha una grande libertà di movimento; tramite contatto quest'asta trasmette il moto all'altra "asta gialla" telescopica (a base quadrata) che, essendo solidale con il "casco nero", gli trasmette questo primo moto e quello trasmessogli dal secondo motore. Il secondo motore riesce a trasmettere il movimento tramite l'"asta nera" e la "cerniera azzurra" fissata su di essa.

Questo sistema risolverebbe il problema che avevamo nell'altro caso di dover costruire tutti i componenti necessari (dato che gli snodi sferici si trovano in commercio di tutte le misure).
Però si è visto che non sono adatti a supportare le sollecitazioni previste da questo progetto.
Infatti non sono progettati per compiere grandi angoli di oscillazione (20° è un valore troppo elevato) e soprattutto non riescono a lavorare a grandi velocità e frequenze (5 Hz).
Per questo è stato scartato questo componente, pur mantenendo l'intera struttura, ed è stato preso in considerazione un giunto cardanico, che tra l'altro permette anche degli spostamenti angolari superiori a quelli consentiti dallo snodo sferico.

- ***Struttura con giunto cardanico***

Tale giunto non è omocinetico, non permette cioè di trasmettere la stessa velocità angolare tra i due alberi, ma ciò può essere ottenuto utilizzando 2 giunti cardanici in serie tra loro. In questo giunto se l'albero motore ruota con velocità angolare uniforme, l'albero condotto (pur compiendo lo stesso numero di giri) ad ogni giro subisce accelerazioni e decelerazioni tanto più intense quanto maggiore è l'angolo esistente tra i due alberi.

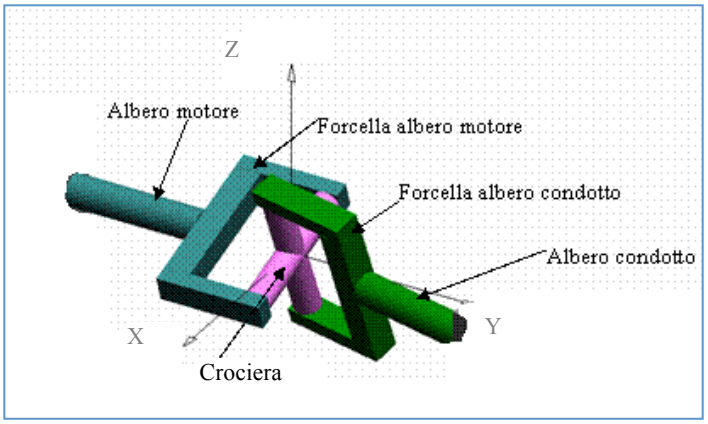
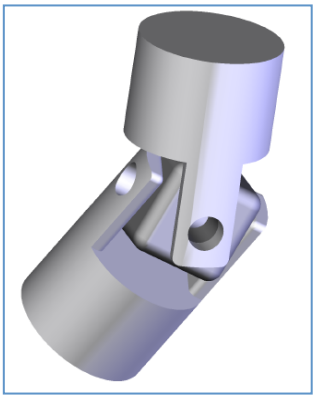


Fig. 4.15 – Doppio giunto di cardano e schema sua modalità trasmissione del moto



Si è dunque scelto di utilizzare questo tipo di trasmissione in alternativa a quelli proposti precedentemente, grazie alle sue particolari caratteristiche:
- robustezza;
- possibilità di elevati angoli di articolazione;
- possibilità di elevate frequenze di funzionamento
- facile reperibilità in commercio a prezzi ragionevoli
- facilità di montaggio, manutenzione e riparazione;
- facile lavorabilità alle macchine utensili
- basso attrito (seppur presente quello viscoso)

La struttura del meccanismo precedentemente descritta non cambia con l'introduzione del giunto cardanico: si tratta solamente di sostituire allo snodo sferico il giunto cardanico (Fig. 4.15).

4.3 – Scelta del sistema di trasmissione del moto

Altro problema da affrontare e risolvere era la trasmissione del moto dal motore all' albero, trasformando questo da rotatorio in lineare, con la massima affidabilità ed accuratezza possibile, pur utilizzando componenti disponibili in commercio per ovvi motivi di semplicità.
Segue un breve cenno alle varie ipotesi formulate e scartate, per arrivare, come si vedrà, alla scelta finale di montare un attuatore lineare.

- ***Trasmissione con camme***

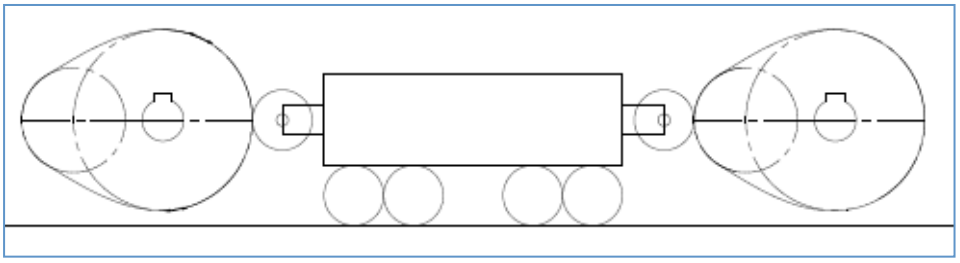


Fig. 4.16 – Schema trasmissione con camme ai lati del carrello cui trasferiscono moto lineare

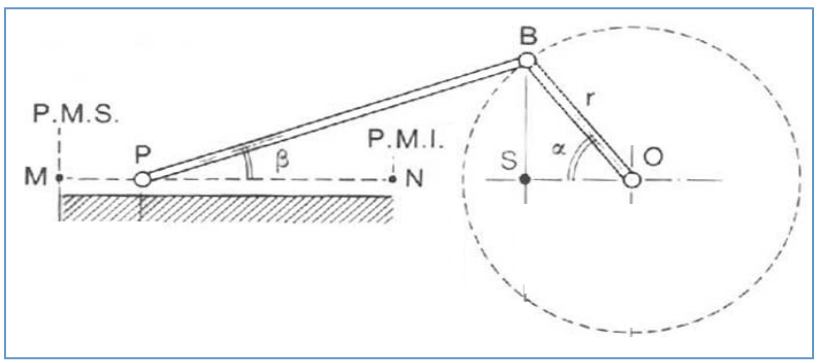
Questo meccanismo rappresenta una prima soluzione che permette di trasformare un moto rotatorio, sviluppato da un semplice motore rotativo a corrente continua, in un moto lineare.
Grazie alle due camme applicate agli estremi del carrello (Fig. 4.16) e ad un motore (della tipologia prima descritta) è possibile sviluppare almeno uno dei due movimenti richiesti dal progetto.

Si è anche pensato di accoppiare due camme, idea questa venuta analizzando il modello di trasmissione desmodromica usato in campo motoristico, ottima alternativa al meccanismo di richiamo delle valvole funzionante con delle molle elicoidali: si tratta di un sistema di distribuzione dove la corsa della valvola è controllata sia durante la fase di apertura che in quella di chiusura.

Ma è evidente che per poter sfruttare al meglio i vantaggi del sistema desmodromico applicato a questo modello andrebbero fatti calcoli specifici, magari anche dovendo ideare l'apposito profilo di due camme per questa applicazione, possibilità difficilmente realizzabile.
Pertanto l'ipotesi è stata definitivamente scartata per la sua complessità, anche in considerazione del fatto che le difficoltà sarebbero aumentate introducendo il secondo movimento come da progetto.

- ***Trasmissione con cinematismo biella-manovella***

Questo sistema, ampiamente usato in moltissime applicazioni meccaniche potrebbe rappresentare una altra valida alternativa per la trasmissione del moto nel nostro caso.



Il motore impiegato è sempre un motore rotativo a corrente continua.
Il funzionamento di tale soluzione è molto semplice, ma di realizzazione non altrettanto semplice.

Fig. 4.17 – Sistema biella-manovella

Lo schema in fig. 4.17 mostra appunto il principio di funzionamento del sistema.
L albero del motore,che conferisce il moto rotativo alla manovella va applicato nel punto O.
Al punto P, che opera una traslazione sul piano, va poi collegato il nostro carrello o guida.
L' importante è che si lasci libera la traslazione e si riducano quanto possibile gli attriti.
Un comunissimo esempio dell'utilizzo di tale sistema per trasformare un moto puramente rotativo ad uno alternativo è il meccanismo dei tergicristallo.
Si è quindi pensato di riadattare il meccanismo del tergicristallo alla nostro caso smontando le reggispazzole e spazzole e applicando al resto del meccanismo la nostra asta. Tale soluzione ha ovviamente dei problemi di dimensionamento del motore, poiché per quanto varia sia la scelta dei tergicristallo in commercio, è difficilmente auspicabile riuscire a trovarne uno che utilizzi un motore che soddisfi appieno le nostre esigenze.
La migliore soluzione nel caso di utilizzo di questo meccanismo è stata quindi la costruzione di quest'ultimo ex-novo.
Tra le difficoltà incontrate sono da evidenziare la scarsa reperibilità di sistemi biella-manovella già esistenti in commercio che rispondano alle nostre esigenze di peso, dimensioni, ed escursione massima (5 - 10 cm).
Infatti i cinematismi in grado di soddisfare l'escursione richiesta in questo caso presentano un peso eccessivo che obbliga l'utilizzo di motori troppo potenti e costosi.
La soluzione ideale sarebbe una biella - manovella di materiale polimerico difficilmente reperibile in commercio.
In oltre si può agire solo sul motore (rotativo in corrente continua) regolando la velocità di rotazione e di conseguenza la frequenza di escursione lineare .
Inoltre in questi sistemi l'escursione non può essere regolata perché la loro caratteristica è quella di invertire il moto elusivamente in corrispondenza di Pmi e Pms.
Per questi motivi l'opzione è infine stata scartata a favore di una assolutamente più pratica come un sistema vite – madrevite in cui la madrevite è rappresentata da una chiocciola.

- ***Trasmissione con sistema vite-madrevite***

In una successiva analisi del progetto, si è presa in considerazione la possibilità di adottare un motore passo-passo anziché un motore rotatorio. Ciò, per facilitare eventuali modifiche da apportare alla struttura, nell'ipotesi di un cambiamento dei dati di progetto.
A tale scopo un meccanismo che si è ritenuto opportuno considerare, al fine di trasformare un moto rotatorio in moto di traslazione, è vite-madrevite.
Più precisamente l'accoppiamento in cui il ruolo della madrevite è affidato ad una chiocciola, del quale se ne riporta un semplice schema illustrativo (Fig. 4.18).

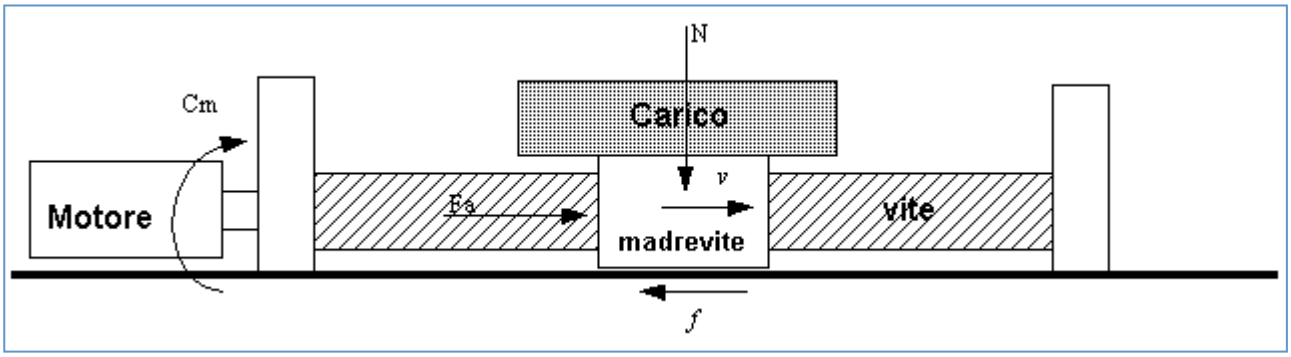


Fig. 4.18 – Schema funzionamento di un sistema vite-madrevite

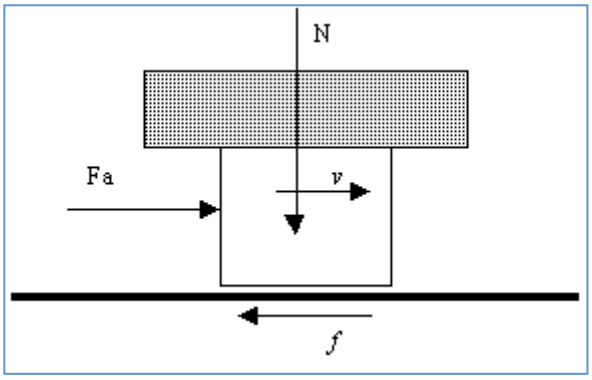
In tale schema, rappresentante la configurazione di progetto ideata, si nota che la vite è vincolata rigidamente al telaio, mentre la chiocciola, ruotando, si sposta assialmente.
Considerando una opportuna velocità di rotazione della vite ed indicandola con "n", tenendo inoltre presente il passo di quest'ultima "p", si può stimare che la velocità di traslazione della chiocciola "Va" sia:

$$Va = n \times p / (60 \times 1000)$$

con 60 [min/sec] e 1000 [mm/m] fattori di conversione

Analizzando il fatto che la chiocciola deve essere sottoposta ad un dato carico N, spostandosi lungo la base provoca una forza d'attrito f opposta alla direzione di moto e che dipende dal carico N e dal tipo di superfici poste a contatto.
Per muovere la madrevite con una data accelerazione è necessario imprimerle una forza Fa che deve almeno superare la forza di attrito f.

Il problema si può dunque semplificare come illustrato in fig. 4.19:



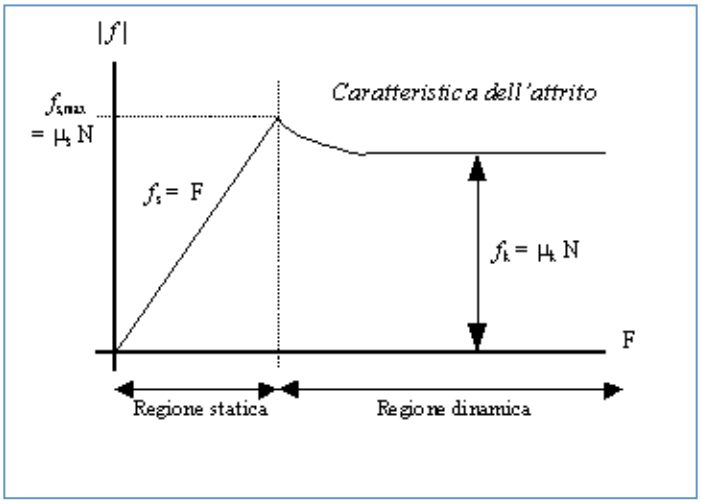


Fig. 4.19 – Analisi delle forze in gioco nella trasmissione del moto con sistema vite-madrevite

A questo punto è immediata l'applicazione della legge di Newton per cui vale:

$$\sum F = m\,a \quad \Rightarrow \quad Fa - f = m\,a$$

La forza d'attrito *f* e' proporzionale al carico N e vale $f_k = \mu_k N$ se la madrevite e' in movimento. Affichè la madrevite possa cominciare a muoversi e' necessario applicare una forza:
$F_a > f_{s,max} = \mu_s N$, ovvero maggiore della forza d'attrito statico.
Le μ_s e μ_k sono le costanti di attrito statico e dinamico, dipendono dunque dal tipo di superfici poste a contatto.
Nel caso specifico in questione si è posto in ipotesi l'utilizzo di più materiali reperibili in commercio: nella tabella sono riportate le varie opzioni con i rispettivi valori dei coefficienti:

Tipo di Superfici	μ_s	μ_k
Acciaio su acciaio	0.74	0.57
Alluminio su acciaio	0.61	0.47
Gomma su cemento	1	0.8
Teflon su Teflon	0.04	0.04
Metallo su metallo (lubrificato)	0.15	0.06

Da questo studio si conclude che le equazioni che regolano il moto della madrevite sono:

$Fa_s = \mu_s N$ per v=0

$Fa_k - \mu_k N = m\,a$ $Fa_k - \mu_k N + m\,a$

Dove Fa_s Fa_k sono rispettivamente la forza necessaria allo spunto e la forza necessaria ad imprimere una accelerazione data.
Tornando al sistema vite-madrevite è ovvio osservare che la Fa è la forza tangenziale a cui è sottoposto il sistema. Pertanto si utilizza Fa per determinare il momento torcente da sottoporre alla vite per imprimere il movimento desiderato alla madrevite.
Infatti tale momento vale:

$$M = \frac{Fa\ p}{2\pi\ \eta\ 1000}$$

da cui otteniamo:

$$M_s = \frac{Fa_s\ p}{2\pi\ \eta_s\ 1000} \Rightarrow$$

Coppia necessaria allo spunto

$$M_k = \frac{Fa_k\ p}{2\pi\ \eta_k\ 1000} \Rightarrow$$

Coppia necessaria durante il moto

Dall'analisi fin qui effettuata, si evince la difficoltà di ideare e progettare un meccanismo di questo tipo, essendo molti i parametri in gioco da cui dipende. Per evitare quindi calcoli complessi o eccessive semplificazioni del problema, si è deciso di utilizzare un attuatore lineare in alternativa all'accoppiamento qui trattato.
Questo infatti, al suo interno, è realizzato proprio con un sistema vite-chiocciola fornendo in uscita, il solo moto di traslazione, avendo già provveduto all'accoppiamento del motore passo-passo con il sistema di avanzamento assiale.

- ***Trasmissione con attuatore lineare***

La soluzione per la trasmissione del moto che ci è sembrata di gran lunga la migliore è quella di utilizzare un attuatore lineare.
Gli attuatori lineari sono delle apparecchiature industriali che vengono utilizzate in qualsiasi applicazione che richieda l'impiego di un moto lineare.
Esistono due grandi famiglie di attuatori lineari:
-attuatori che utilizzano motori passo-passo
-attuatori che utilizzano motori unidirezionali a corrente continua
Queste due grandi famiglie,a seconda della tipologia di trasmissione del moto, possono a loro volta essere divise in due sottocategorie, come illustrato in fig. 4.20:

-attuatori a vite trapezia
-attuatori a ricircolo di sfere

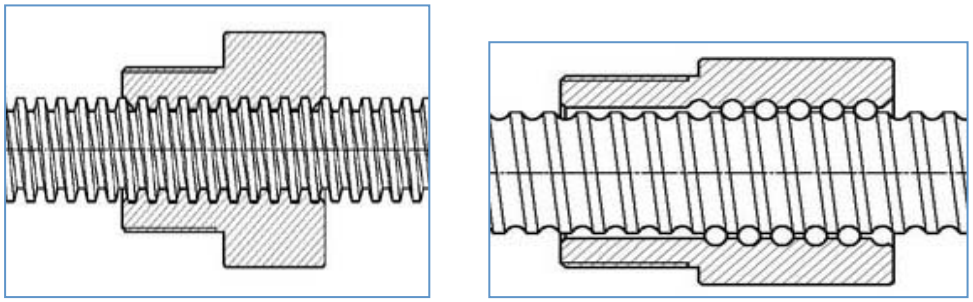
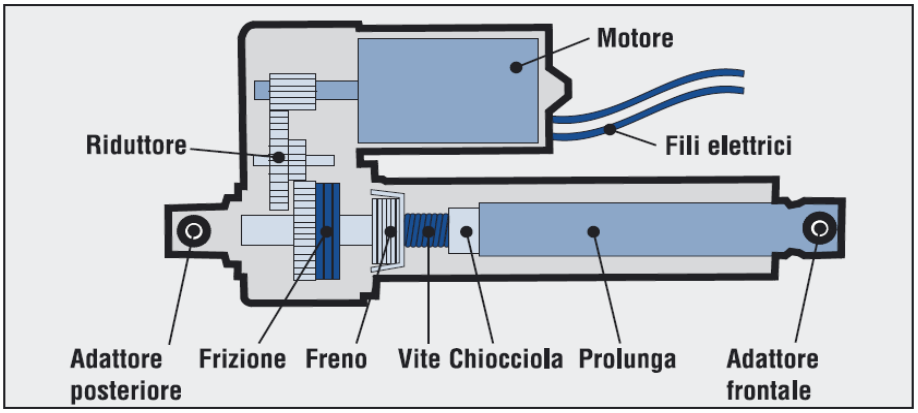


Fig. 4.20 Attuatori a vite trapezia (a sx) e attuatori a ricircolo di sfere (a dx).

La differenza sostanziale tra due tipologie costruttive di cui sopra sta semplicemente nella resistenza allo spostamento (è naturale che un attuatore che utilizza un meccanismo con ricircolo di sfere sia, sotto il punto di vista degli attriti, decisamente migliore rispetto ad uno a vite trapezia).
Gli attuatori con motore passo-passo sono molto comuni ed abbastanza economici: essi tramite il meccanismo sopra illustrato trasformano il moto rotatorio alterno del motore,in alterno lineare; quelli con motore unidirezionale funzionano allo stesso modo, con la sola differenza dell'utilizzo di dispositivi di retroazione che invertono il moto.
Questi ultimi sono sempre accoppiati a degli interruttori di finecorsa i quali arrestano il moto alla fine della corsa o nella posizione desiderata (nel caso di dispositivi regolabili).



In fig. 4.21 è illustrato uno schema semplificato di un attuatore lineare a ricircolo di sfere che sfrutta un motore passo-passo. In questo attuatore vediamo, ad esempio, che il motore non è collocato coassialmente rispetto al sistema vite-chiocciola.

Fig. 4.21 – Schema semplificativo di un attuatore lineare a ricircolo di sfere

I vantaggi che offre l'utilizzo di questo sistema per la trasmissione del moto nel progetto sono molteplici.
Innanzitutto la facilità di reperimento dell'articolo, il quale si adatta perfettamente al progetto e si evita così di dover riadattare altri meccanismi, o peggio ancora doverli costruire ex novo(come avveniva per esempio nell'ipotesi di biella-manovella e camma-punteria).
Oltre alla facilità di reperimento e alla vastissima scelta, vi sono anche la praticità e funzionalità di utilizzo: la soluzione trattata precedentemente, riguardante l'utilizzo di vite-chiocciola, comportava difatti un complesso studio analitico su filettatura della madrevite, passo e avanzamento da utilizzare nel modello progettato.
Un attuatore lineare (che ha già intrinsecamente un assieme di vite e chiocciola) svolge invece egregiamente il suo compito e non richiede calcoli tecnici su filettature ed avanzamenti,in quanto è possibile scegliere direttamente da catalogo tutti i dati tecnici richiesti dal progettista (escursioni, potenze,velocità massime, etc...).
Gli attuatori funzionano bene sia in caso di trazione, sia di spinta del carico e come già accennato possono essere dotati di dispositivi di posizionamento a retroazione, interruttori di finecorsa ed altre funzioni e caratteristiche opzionali.
I miglior modelli garantiscono inoltre altissima precisione grazie a guide e vite a ricircolo di sfere precaricate.
Alcuni attuatori possono essere collegati a schede di controllo che permettono di modulare le escursioni, e altri vari parametri come si vedrà nel capitolo successivo.

CAPITOLO 5

Il primo prototipo realizzato

La soluzione finale costruita e messa in funzione, il primo prototipo completo da me realizzato, consiste in un meccanismo in grado di trasmettere tutti e due i movimenti (tramite l'installazione di un giunto cardanico) il quale riceve il moto da attuatori lineari (ne è stato acquistato e montato solo uno ma ci sarebbe la possibilità di installare il secondo facilmente, in quanto già predisposto il sistema per il suo montaggio).

5.1 – Dimensionamento della struttura

Per essere sicuri di riuscire a produrre uno spostamento angolare massimo di 20° si sono sviluppati dei semplici calcoli di geometria, dopo aver opportunamente semplificato e modellato il sistema.
Se infatti si considera un generico avanzamento orizzontale X (fornito dall'attuatore lineare), costruendo idealmente dei triangoli rettangoli con altezza opportuna Y (Fig. 5.1), si può generare una determinata inclinazione θ.

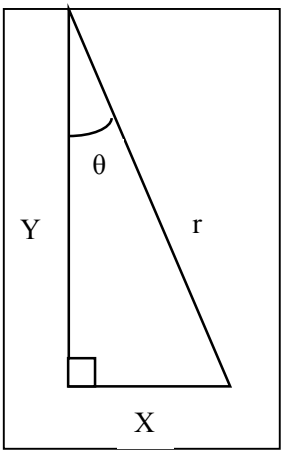


Fig. 5.1 – Schema per dimensionamento geometrico del sistema

Data la convenienza (in termini di peso, dimensioni e costi) che si ha nel limitare al massimo gli ingombri è risultato molto utile non superare alcune dimensioni limite per quanto riguarda l'altezza della cerniera e quindi dell'asta che la collega al carrello.
A tal fine, si è ritenuto opportuno fissare tale altezza Y in un range di valori compresi tra 5cm e 10cm. Volendo ottenere (come da progetto) un angolo θ=20°, è necessario che la base X oscilli tra determinati valori compresi tra 1.82cm e 3.64cm mentre r tra 5.32cm e 10.64cm, ottenuti dalle relazioni:

$X=Y*tg\ \theta \qquad r=Y/\cos\theta$

Il valore della X corrisponderà a metà dell'avanzamento massimo contenuto nei dati tecnici del motore e costituirà una variabile fondamentale per il dimensionamento e la scelta di quest'ultimo.
Si è inoltre scelto di adottare una lunghezza R = 20 cm per l'asta rigida che collega la base del casco alla cerniera per riprodurre più verosimilmente le dimensioni di un collo umano.
Si tenga presente che sono state effettuate tali semplificazioni:

- il tutto è riferito al movimento in una sola direzione (bidimensionale)
- l'assieme di caschetto-base è stato supposto puntiforme (P)
- la cerniera cilindrica in B è vincolata a rimanere fissa nella sua posizione
- la cerniera in B è stata considerata priva di attrito (vincolo liscio)
- l'asta AB è stata considerata telescopica e priva di attrito

- il giunto cardanico in A è stato considerato privo di attrito
- il punto A è vincolato a scorrere sulla guida tramite un vincolo liscio

La schematizzazione analitica del cinematismo in questione, alla luce delle ipotesi semplificative di cui sopra, è rappresentata in fig. 5.2:

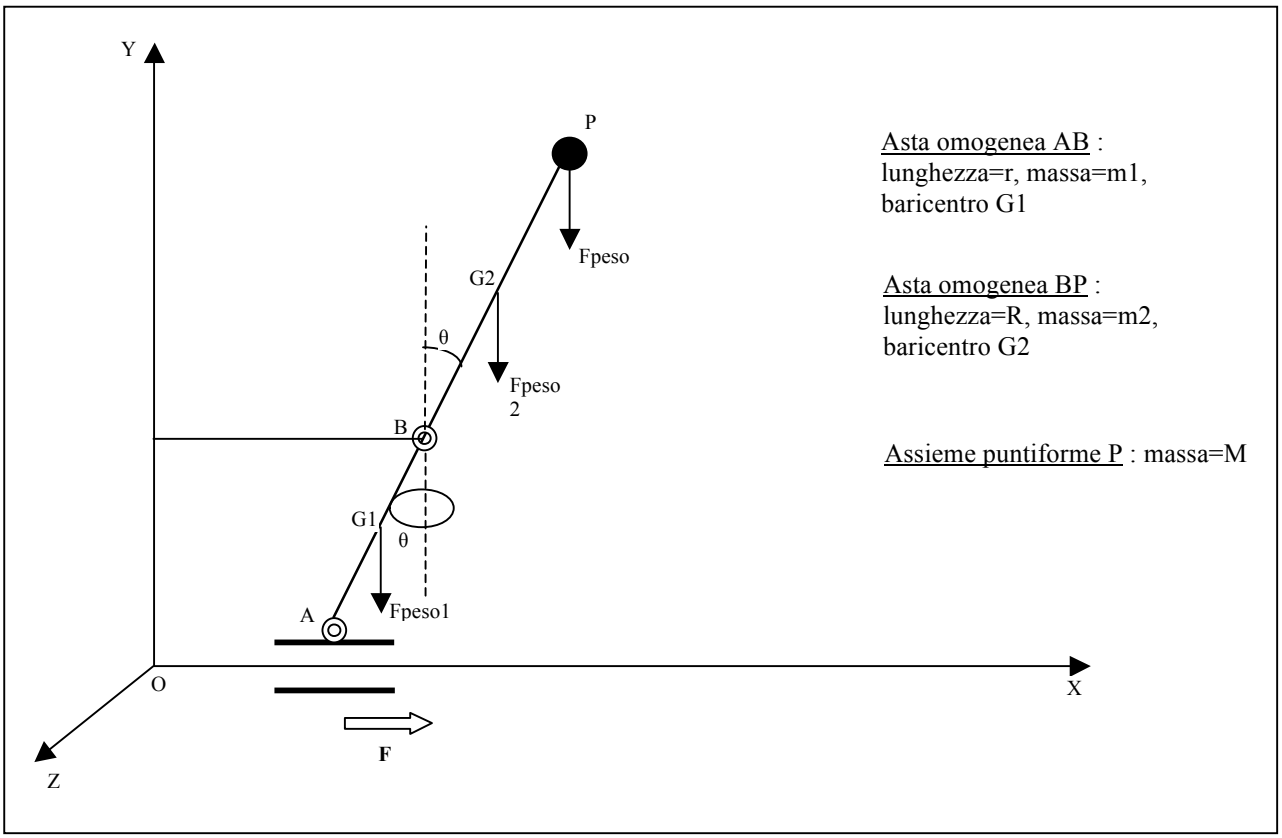


Fig. 5.2 – Schema per l'analisi dinamica del sistema

Scrivendo la seconda equazione cardinale della dinamica del corpo rigido per l'asta in figura rispetto al polo B, si può facilmente ricavare la forza F che serve per poter muovere il sistema secondo quanto specificato:

$$F = \frac{1}{2} m_1 r \alpha + \frac{1}{3} m_2 R \alpha + m_2 r \alpha + M r \alpha \sin\theta + \frac{1}{2} m_1 r \omega^2 \sin\theta + m_2 r \omega^2 \sin\theta + M r \omega^2 \sin\theta \cos\theta$$

Andando a sostituire, nell'espressione di F, gli estremi di lunghezze del range sopra individuato e mantenendo costanti gli altri dati ipotizzati si ottengono due valori (estremo superiore ed inferiore) della forza richiesta. Più precisamente, lasciando inalterati:

- m_1 = 0.2 Kg (avendo stimato la massa della struttura in alluminio)
- m_2 = 0.4 Kg (come sopra)
- M= 0.8 Kg
- R= 20 cm
- α (dato di progetto) =1000 m/s^2 che trasformato in radianti => (1000/180) Π= 17.45 rad/s^2
- θ (dato di progetto) = 20°(si è considerato il valore massimo, cioè il più gravoso per la struttura)

- per r = 5.32 cm si determina una forza F = 26.15 N mentre
- per r = 10.64 cm si ottiene una forza F = 12.99 N

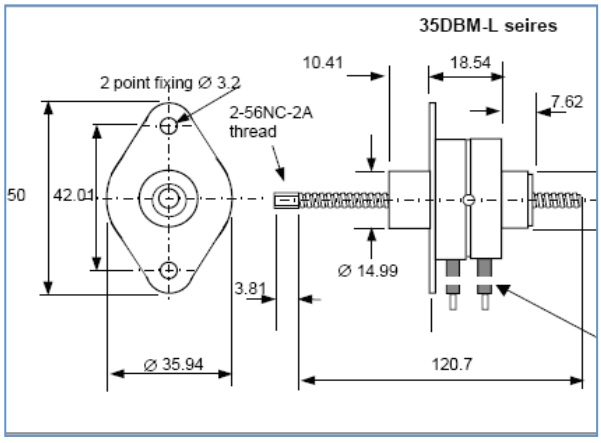
5.2 – Scelta dell'attuatore lineare

Tra gli attuatori lineari presi in considerazione, quello più interessante che rientra nell'intervallo di forza erogabile appena descritto è venduto dall'RS Components e più precisamente è uno da 20.9N.
Dalla scheda tecnica di tale attuatore si ricava che la corsa massima è di 6.35cm, tale valore (ricordando il ragionamento ed i calcoli effettuati sui triangoli) corrisponde a 2X, pertanto immaginando di fissare la posizione iniziale a metà di tale corsa, si ottiene una avanzamento X= 3.175cm da cui si ricava che per tale motore r= 9.3cm e Y= 8.72cm.
Sostituendo dunque tale valore di r si ottiene che, per spostare il tutto, occorrerebbe una forza F_0 pari a **14.88N** che è minore di quella che il motore è in grado di erogare. Si hanno infatti ben 6N di sovradimensionamento che possono compensare gli errori di calcolo derivanti dalla semplificazione di adottare attriti nulli.

Per la scelta dei motori di questa classe ci siamo orientati verso due case produttrici, Thorlabs e RS components.

I motori marcati Thorlabs presentano caratteristiche eccellenti ad un prezzo elevato.
Uno dei prodotti presente nei cataloghi fa particolarmente al caso nostro:
DRV414 DC Servo Motor Actuator.
Questo DC Servo Motore Attuatore fornisce un'alternativa al motore passo-passo. La vite a ricircolo di sfere offre alta affidabilità e basso attrito. Ha una capacità di carico elevata ed è la soluzione ideale per applicazioni che richiedono alta velocità, precisione, e controllo del movimento.
La vite a ricircolo di sfere fa si che non ci sia contraccolpo. Questo attuatore è stato progettato specificamente per carichi pesanti, fornisce una capacità di carico di 55 lib (25 kg). Può operare ad alte velocità >100mm/sec con una escursione massima di 50mm (2").

I motori marcati RS hanno prezzi più accessibili e comunque buone caratteristiche.
Si sono analizzati i prodotti disponibili scegliendo infine un attuatore lineare passo-passo
serie L con codice 35DBM10B2U-L.
Attuatore basato sulla tecnologia del motore passo-passo a magnete permanente quadrifase che utilizza un rotore con una filettatura interna per fornire il movimento lineare, attraverso la vite madre collegata ai componenti che devono essere mossi.
Caratterizzato da un voltaggio di 12V, resistenza per fase di 58 Ohm, induttanza per fase di 30 mH, escursione massima 63.5 mm, 20.9 N di forza massima (Fig. 5.3 e Fig. 5.4).



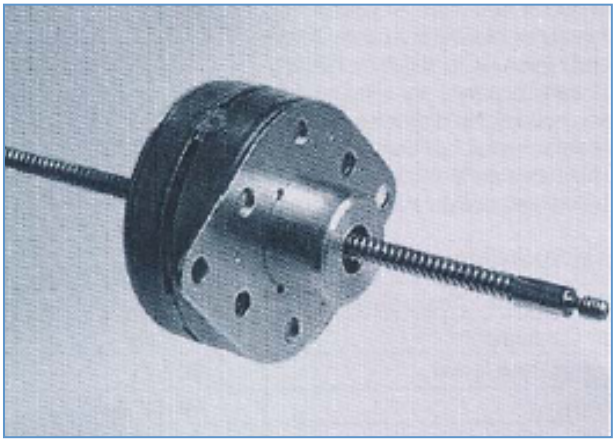


Fig. 5.3 – Attuatore lineare: schema funzionamento.

Fig. 5.4 – Attuatore lineare: fotografia.

Sia il motore Thorlabs che quello RS si pensa che riescano a soddisfare a pieno le esigenze di progetto e si è deciso di acquistare il modello della RS components per i costi più contenuti.
Per quanto riguarda il numero di motori da installare, come accennato, per il momento è stata presa la decisione di fare le prime prove del progetto con un solo motore, impartendo quindi un solo movimento. Una volta appurato che il motore acquistato soddisfa tutte le esigenze di progetto, allora basterà acquistarne un altro che porti il movimento al secondo braccio.

5.3 – Scelta della scheda elettronica di controllo

I motori presi in considerazione hanno bisogno di schede elettroniche di trasmissione (programmabili oppure no) per poter funzionare.
Sono molte le case produttrici o distributrici che offrono oggetti validi, come National Intruments, Haydon, Baldor, Thorlabs, RS, Pololu, in questo caso si è preferito rivolgersi alle stesse aziende dei motori scelti.
Segue una breve analisi delle schede di controllo che sono state prese in considerazione e tra le quali è stata poi scelta la prima, come indicato.

5.3.1-Schede non programmabili

- RS components:**(scheda scelta)**

Nel caso del motore della RS sono disponibili due modelli di schede elettroniche di trasmissione non programmabili.
Si parla di due schede progettate per il medesimo utilizzo ma con caratteristiche diverse specialmente riguardanti il valore massimo di corrente in uscita (2A contro 1.4A).

Il modello scelto e acquistato fra i due è quello più completo e si aggira intorno a 50.00 €, che fornisce un più ampio margine di errore per le esigenze di progetto ed è riportato in fig. 5.5.

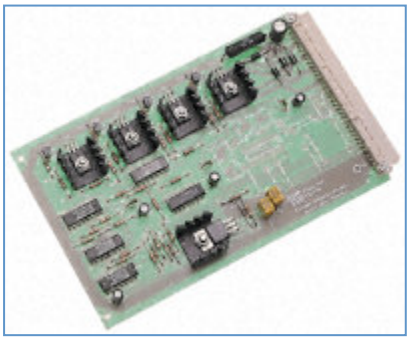


Fig. 5.5 - Scheda elettronica di controllo unipolare, 2A, per motori passo-passo

Si tratta di una scheda di controllo per motori passo passo monopolare a 4 fasi(fino a 2A/30V= per fase) intesa per l'utilizzo autonomo. Sebbene la scheda non sia adatta all'uso con la scheda madre RS, è una Euro standard completa di connettore maschio a 32 poli DIN 41612 adatta per collegamenti con qualsiasi sistema rack Eurocard o compatibile.
E' compatibile totalmente con tutti i motori passo passo RS fino a 2°, a passo intero e a mezzo passo (per una risoluzione più elevata, maggiore stabilità di rendimento e maggiore velocità operativa).
Gli ingressi logici esterni di controllo sono compatibili con CMOS e TTL a collettore aperto. Dispone di controllo preimpostato per la scelta della sequenza di eccitazione prescritta per il motore. Dispone di uscita da 12V, 50mA = per utilizzazioni esterne. La scheda di controllo ed il

motore possono essere alimentati dalla stessa unità a c.c. E' possibile montare sulla scheda un oscillatore (se non è disponibile un generatore d'impulsi esterno) dotato di uscita d'impulsi, numero di giri di base, max. numero di giri comandi di entrata stop/run (stop/esegui).
Dimensioni:

Lunghezza: 160mm
Larghezza: 100mm

Specifiche tecniche:
- Tens. di alimentaz. della scheda:15-30V= (+10% max)
- Corrente di alimentaz.della scheda:60mA (in caso che sia il motore che la scheda utilizzino lo stesso alimentatore il valore di corrente richiesto dall'alimentatore è pari a 2A(corrente richiesta dal motore) + corrente richiesta dalla scheda)
- Corrente motore, per fase:2A max
- Tens. di alimentaz. Motore:30V= max
- Uscita interna:12V= 50mA max
- Freq. generatore (passo) d'entrata:25kHz max
- Ampiezza impulso 10µs min
- Ingresso di comandi esterni:C-MOS/TTL collettore aperto

5.3.2-Schede programmabili

- RS components

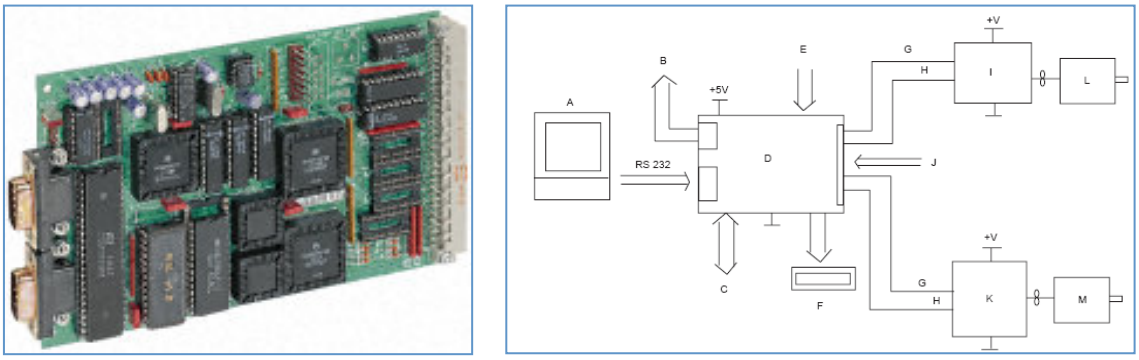


Fig. 5.6 – Scheda di controllo programmabile della RS

La RS fornisce due schede programmabili compatibili con il motore in questione differenziate principalmente per il numero di assi che riescono a controllare, quindi il nostro interesse cadrebbe su quella tra le due più semplice.
Ovviamente, come è stato detto precedentemente, se i primi risultati si dimostreranno positivi verrà comperato anche un secondo motore.
A questo punto la scheda programmabile di cui si ha bisogno è quella capace di controllare due assi che viene fornita al prezzo di 600.00€ circa.
Per il momento l'interesse era rivolto alla scheda elettronica programmabile (Eurocard standard), completa di connettore DIN 41612 a 64 poli (Fig. 5.6), adatta a sistemi di rack compatibili con Eurocard; la scheda è provvista anche di fori per montaggio su superficie.
E' in grado di controllare fino a due motori passo-passo tramite due schede di azionamento passo-passo, attraverso la generazione di segnali di direzione e di passo.
La programmazione avviene tramite PC (od altro dispositivo con una porta RS-232) attraverso una porta seriale standard RS-232, utilizzando un linguaggio di programmazione molto semplice.

La programmazione della scheda di controllo può essere ottenuta utilizzando un editor di testi standard che può inviare il programma alla porta RS-232 oppure tramite l'apposito software di controllo.

Dimensioni:
- Lunghezza: 160mm
- Larghezza: 100mm
- Altezza: 15mm

Caratteristiche:
- Compatibilità diretta con schede RS di azionamento di motori passo-passo e scheda madre.
- Interpolazione lineare e circolare che consentono a vettori, archi e cerchi di essere mossi su un asse X-Y.
- I controlli passo-passo comprendono distanza, direzione, accelerazione/decelerazione e velocità.
- 8 ingressi programmabili (ottenibile un opto- isolamento) per monitoraggio di segnali ed apparecchiature esterne.
- Controllo del display alfanumerico che consente la programmazione dei messaggi nella sequenza di controllo.
- Le schede di controllo possono essere collegate in cascata in un numero illimitato.
- Disponibile software di sviluppo (permette di emulare un terminale).
- Il movimento a scatto può essere ottenuto tramite un potenziometro digitale od un mouse che facilitano il controllo manuale dei motori passo-passo nei posizionamenti.
- Disponibili per ciascun asse limiti positivi e negativi cablati a mano per la segnalazione di uno spostamento su una distanza eccessiva.
- Memoria non volatile a bordo per funzionamento autonomo

Specifiche tecniche:
- Tensione/corrente di alimentazione: 5V regolati = a 1,5A
- Velocità: da 63 passi/s a 250.000 passi/s ovvero da 1/6 giro/s in su
- Posizionamenti: fino ad 1 in 2.000.000.000
- Periodo di accelerazione/decelerazione: l'acc. e la dec. devono avvenire entro 2 s
- Tensione degli ingressi di utente: 5-15V
- Corrente delle uscite di utente: dipende dagli opto accoppiatori utilizzati
- Tensione/corrente limite: 5-15V a 2mA
- Temperatura di funzionamento: da 0°C a 40°C
- Accelerazioni: da 0,5 passi/s^2 a 250 M passi/s^2
- Interfaccia RS-232
- Tre fili Xon, Xoff con accettazione software
- 1200-9600 baud (7 od 8 bit dati, 1 o 2 bit di stop, parità dispari, pari od assente)
- Dimensione memoria (RAM) a disposizione dell'utente 20 K

<u>- Thorlabs</u>

Analogamente al discorso fatto per gli attuatori lineari anche per quanto riguarda le schede di controllo programmabili la qualità dei prodotti della Thorlabs è superiore a quella della RS così come il costo intorno ai 2000.00€.
MOTOR CONTROLLER BSC102
La serie BSC100 è una gamma di cotroller a uno,due, tre canali per motori con potenza massima di 50W.

Questi controller sono progettati per gestire alte potenze, motori passo-passo 2 fasi bi-polari, con o senza la presenza di encoder, attuatori ad alta precisione prodotti dalla stessa Thorlabs o in alternativa qualunque altro motore 2 fasi bi-polare di potenza massima 50W e con qualsiasi angolo di step. Tutto ciò rende questo controller molto flessibile e utilizzabile in qualsiasi situazione.
La connettività USB rende semplice l'operazione di collegamento al PC e, insieme al software di facile utilizzo in dotazione, permette di eseguire qualsiasi operazione richiesta in poco tempo.

Dimensioni
Larghezza : 240mm
Lunghezza : 360mm
Altezza : 133mm
Peso : 6.7Kg

Caratteristiche
Controllo ad alta risoluzione per applicazioni di elevata precisione
Per operazioni che richiedono una elevata sensibilità e velocità di risposta
auto configurazione per tutte le stazioni Thorlabs
porte input/output
fornito di software completo per il controllo dall'interfaccia grafica intuitiva.

Specifiche tecniche
Micropassi per passo intero : 128
Tensione : 48V
Potenza erogata: fino 50W(picco)/25W (medio)
Velocità motore : fino a 600 RPM
Frequenza dell'encoder : 500 KHz
Potenza assorbita: 200W (picco)
Corrente : 3.15°
Angolo di passo : 1.8° a 20°

Dato che è stato scelto e comperato un solo motore marcato RS, per evitare problemi di compatibilità e per motivi di prezzo si è deciso di acquistare la scheda elettronica di controllo unipolare, 2A, per motori passo-passo.

5.3.3- Scelta del connettore alla scheda di controllo

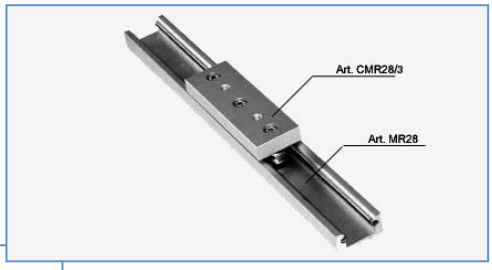
A questa scheda elettronica inoltre è necessario abbinare il relativo Connettore per Eurocard a norma DIN 41612 (Fig. 5.7).

Fig. 5.7 - Connettore per schede biparte nelle versioni B (a 2 file) a 32 poli

Fabbricato secondo un elevato standard di qualità conforme alla DIN 41612 parte 5.
I contatti femmina hanno un design a doppio sbalzo che aumenta l'affidabilità, riduce la forza di inserimento (nessuna pressione sui contatti) e aumenta la durata del connettore.

5.4 - Scelta della guida di scorrimento

Per rendere possibile e più scorrevole il movimento del meccanismo in questione è stata presa in considerazione la possibilità di installare un accoppiamento slitta-carrello.
In commercio esistono numerose possibilità che si assestano in un'ampia fascia di prezzo e di precisione resa.
Dopo diverse ricerche e consulenze di tecnici del settore, due sono stati i possibili articoli utili a questo progetto; i due articoli elencati si differenziano sotto molti aspetti ma per quanto riguarda la presenza di attriti sono entrambi validi:
-sistemi lineari ACK della A.C. industriale;
-slitta a sfere per cassetti.
Il sistema lineare ACK (Fig. 5.8) è utilizzato nel campo della meccanica di precisione e presenta per tanto ottime caratteristiche come assenza totale di giochi, attrito bassissimo, possibilità di sopportare carichi notevoli in tutte le direzioni, materiali pregiati anche se tutto ciò è caratterizzato da un prezzo piuttosto elevato (dai 150 € circa).



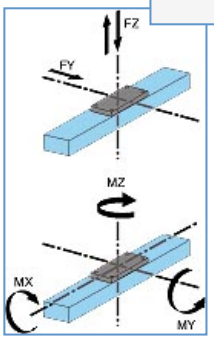


Fig. 5.8 – Sistema lineare ACK: immagine e scheda relativa ai carichi applicabili e momenti ammissibili.

Carichi applicabili	MR28 (3 ruote)
FZ Max (N)	350
FY Max (N)	600
Momenti ammissibili	**MR28 (3 ruote)**
Mx Max (Nm)	2
My Max (Nm)	7
Mz Max (Nm)	10

La slitta per cassetti (Fig. 5.9) è un elemento molto diffuso che, essendo impegnato nel campo mobiliare in cui non è l'alta precisione il problema principale, presenta giochi (anche se ridotti), non sopporta sforzi elevati, ma presenta comunque basso attrito (grazie alle sfere situate fra la slitta e il carrello che ne facilitano il movimento) tutto ciò ad un prezzo molto moderato (circa 10€ la coppia).

Fig. 5.9 - Slitta per cassetti

Considerato che nell'applicazione richiesta dal progetto in questione, non è la precisione assoluta ad avere la priorità, la slitta per cassetti è stato ritenuto l'elemento più adatto.

5.5-Descrizione della soluzione finale

5.5.1 – Elenco componenti del sistema

In fig. 5.10 il complessivo del primo prototipo realizzato, cui segue poi dettaglio componenti e loro posizionamento in esso (Fig. 5.12).

Fig. 5.10 – Fotografia del primo prototipo realizzato

Oltre alle parti scelte fin qui, sono necessarie al progetto alcune componenti di uso comune, la cui trattazione è stata omessa, per motivi di semplicità.
In conclusione le parti da assemblare sono:

1- slitta metallica (con cuscinetti sferici, usata per cassetti)

2- giunto cardanico (dimensioni foro 8mm)

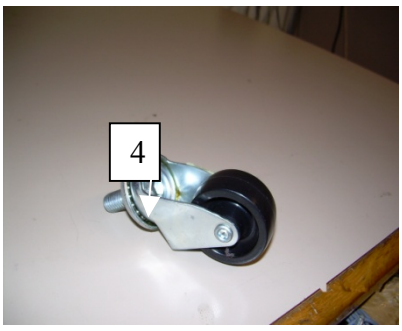
3- asta telescopica (asta cilindrica metallica filettata M12 lunga 50mm; asta a sezione quadrata in lega di alluminio di dimensioni 13x13x250mm)

4- articolazione con sfere (usata come rotella di una scrivania/sedia), in fig. 5.11.

- perno di collegamento fra asta quadrata e giunto (vite M6)

5- ripiano in legno 300x300x2mm

Fig. 5.11 – Articolazione a sfere



6- albero cilindrico metallico (utilizzato per il secondo movimento)

7- basamento metallico quadrato(per l'asta cilindrica, dimensioni 100x100x250mm)

8- attuatore lineare RS

9- scheda elettronica di controllo RS

10- parti elettroniche (interruttore per on/off e inversione moto; connettore 32pin; cavi elettrici di collegamento)

11- base di appoggio (profilati di alluminio)

12- staffe metalliche ad L (forate e di diverse dimensioni)

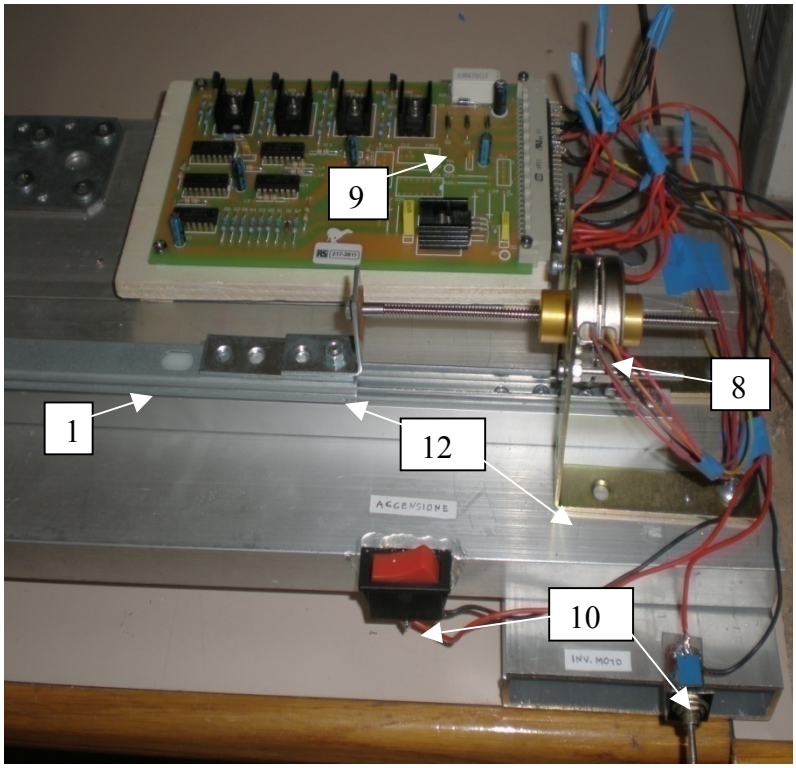
Strumenti necessari per la gestione della parte elettronica:

- generatore di onde quadre

- oscilloscopio (facoltativo)

- alimentatore da 15V

-cavi di collegamento BNC



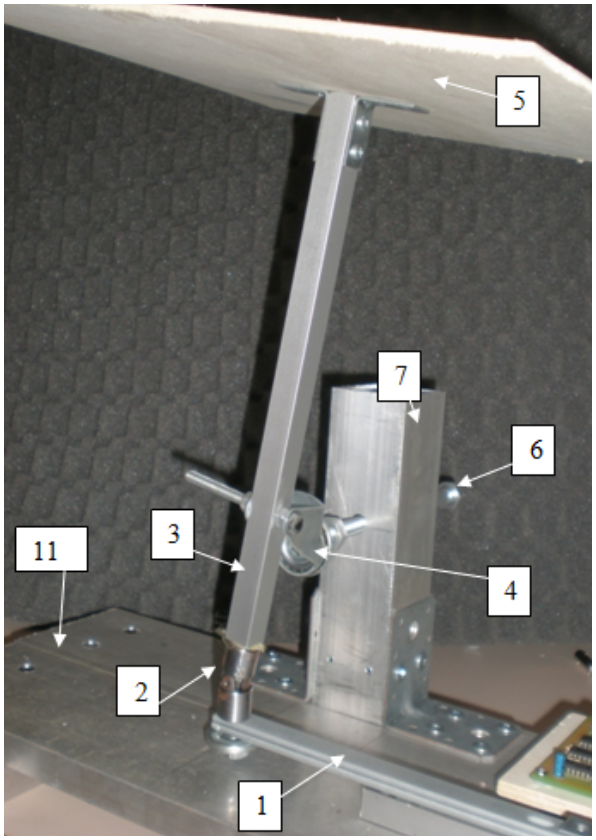


Fig. 5.12 – Individuazione di tutti i componenti il sistema realizzato.

5.5.2 - Assemblaggio

Sono stati scelti e assemblati quattro profilati di alluminio che costituiscono la base dell'elaborato. La scelta del materiale è dipesa da un compromesso tra rigidezza, peso e costi limitati.
Si è deciso inoltre di fissare l'intera struttura su una base di dimensioni contenute per poterla ,in un secondo momento, facilmente installare su uno shaker.
La slitta non è stata montata direttamente sulla base ma su di un piedistallo per svincolarla da eventuali ingombri nella sua corsa.
Ad una estremità della parte mobile (carrello) è stato fissato il giunto cardanico attraverso una vite M10, dopo aver lavorato e filettato il foro interno da 8mm.
All'altra estremità di tale giunto è stata poi avvitata una vite M12 alla quale è stata rimossa la testa. Tale vite, insieme all'asta a sezione quadrata (nella quale scorre), costituisce il meccanismo telescopico.
L'asta quadrata presenta un foro passante ad una quota tale da rispettare i calcoli precedentemente effettuati (vedi triangoli). In cima all'asta è stata fissata, attraverso due staffe ad L, la base quadrata di legno su cui verrà alloggiato il caschetto.
L'articolazione con sfere è stata collegata all'asta quadrata mediante un perno filettato M6 ed è collegata ad un albero cilindrico sostenuto da un basamento quadrato forato a giusta altezza.
Questa asta potrà essere utilizzata in seguito per la trasmissione del secondo movimento collegandola ad un altro attuatore lineare da dimensionare. Tornando al carrello mobile esso è collegato,nella parte opposta a quella del giunto, all'attuatore lineare mediante una staffa ad L.
L'attuatore è posto in direzione coassiale rispetto al carrello agevolando la trasmissione del moto senza creare momenti.
Sul basamento iniziale è alloggiata anche la scheda di controllo del motore,collegata ad esso come riportato schematicamente in fig. 5.13; seguono poi immagini dei collegamenti realizzati nel sistema reale (Fig.5.14 – Fig. 5.15)

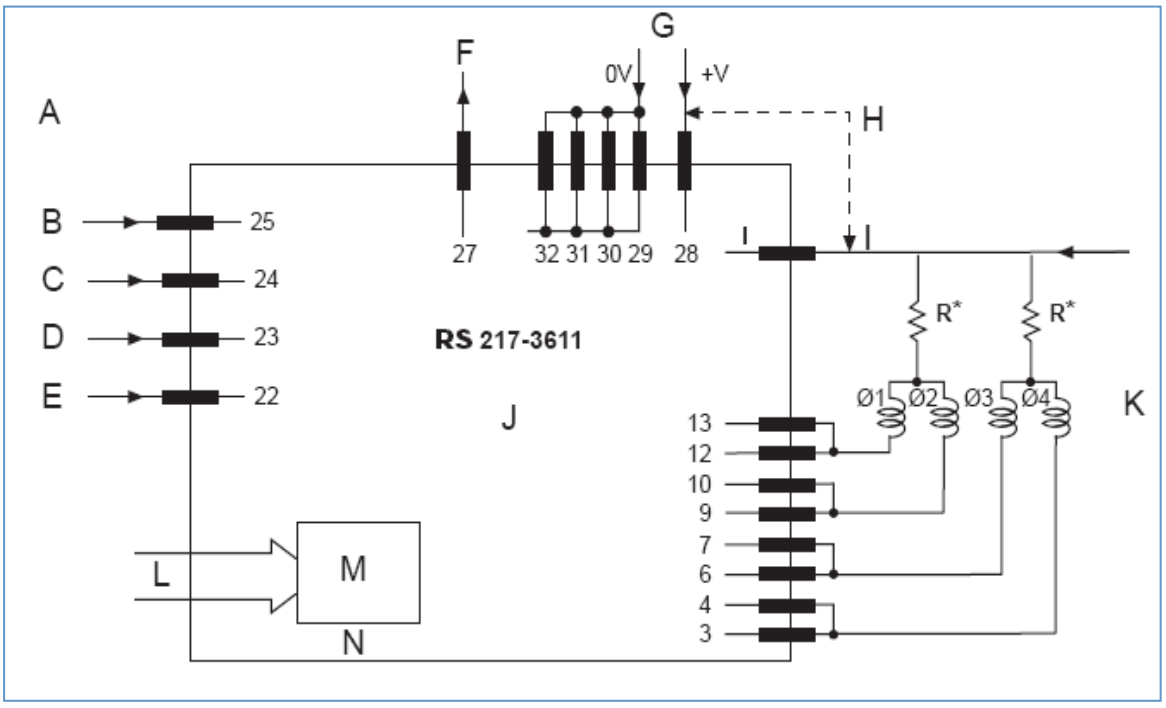


Fig. 5.13 - Piedinatura scheda di controllo

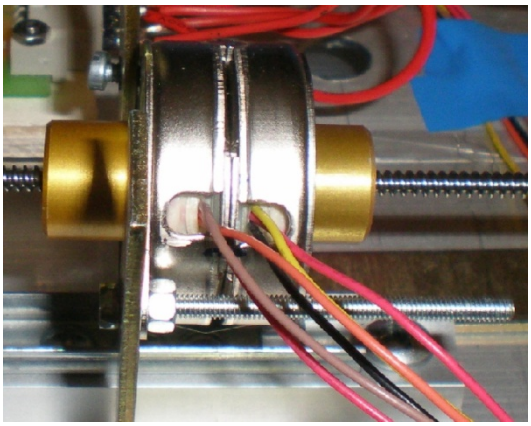


Fig. 5.14 - Attuatore lineare:

fase 1: cavo giallo
fase 2: cavo nero
fase 3: cavo arancione
fase 4: cavo marrone
alimentazione: cavi rossi

Pin:

3
4 — Fase attuatore 4 (colore marrone)

6
7 — Fase attuatore 3 (colore arancione)

9
10 — Fase attuatore 2 (colore nero)

12
13 — Fase attuatore 1(colore giallo)

22 — Preregolato (on\off)

23 — Direzione

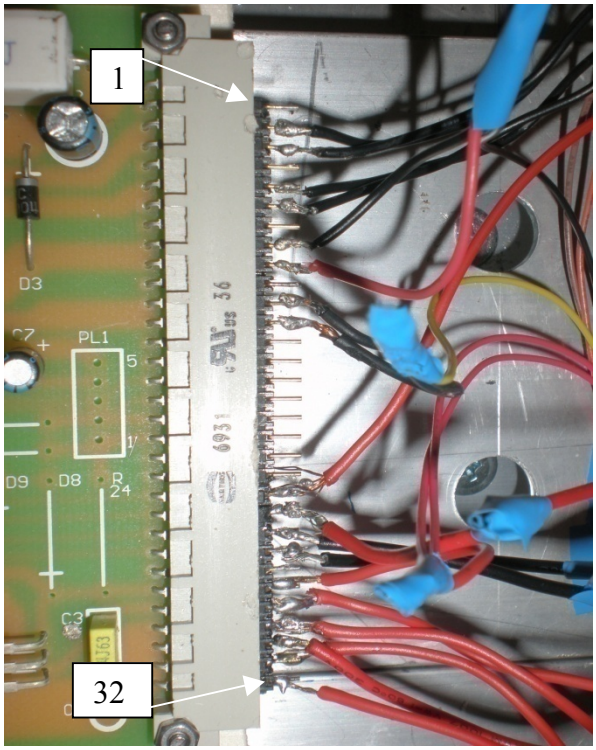
24 — Clock

27 — Uscita ausiliaria 12V
(alimentazione attuatore, 2 cavi rossi)

28 — Alimentazione scheda (+ 15V)

29
30
31
32 — Alimentazione scheda (-15V).
Nero generatore d'onda quadra

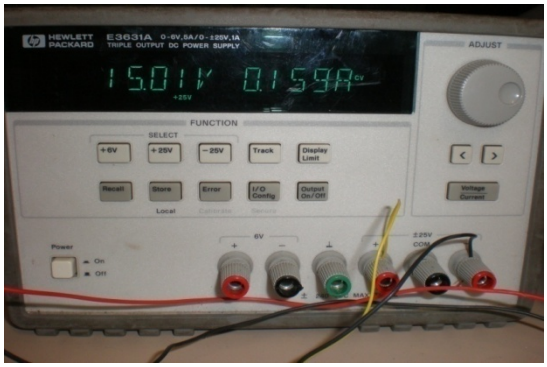
Fig. 5.15 – Connessioni cavi alla scheda di controllo



5.5.3 - Messa a punto del sistema

Sperimentalmente si è osservato che per avere un corretto funzionamento del meccanismo è necessario:
- Assicurarsi che l'alimentatore generi una tensione di 15V (in quanto la scheda funziona solo in un range tra 15 e 30 Volts). Infatti per tensioni superiori ai 15V, nel caso dell'attuatore in questione (12V), il transistore generale della scheda non riuscirebbe a dissipare l'eccessiva differenza di potenziale (2-3 Vmax) danneggiandosi, compromettendo così il corretto funzionamento (Fig. 5.16).

Fig. 5.16 - Alimentatore dc settato a +15V



- Fornire alla scheda un segnale di input ad "onda quadra" accertandosi che tale segnale sia privo di interferenze.
- Collegare il cavo BNC ad un uscita del generatore d'onda con tensione di 20V p.p. con un carico massimo applicabile di resistenza 50 ohm

Fig. 5.17 - Dall'alto: Generatore d'onda; Oscilloscopio(nei corretti settaggi di funzionamento)

- Regolare l'offset del generatore in modo tale che l'onda quadra risulti simmetrica rispetto alla posizione di zero.
- Per verificare l'assenza di interferenze e controllare la simmetria dell'onda rispetto alla posizione di zero, si consiglia di utilizzare un oscilloscopio (Fig. 5.17).
Tale strumento deve essere accuratamente regolato in termini di tempo di campionamento e ampiezza.
- Nel generatore d'onda, evitare di superare una frequenza di 600 Hz oltre la quale l'attuatore non è in grado di erogare una forza necessaria a trascinare la struttura.
Il grafico seguente (Fig. 5.18) mostra infatti la relazione tra numero di step al secondo e forza lineare erogata.

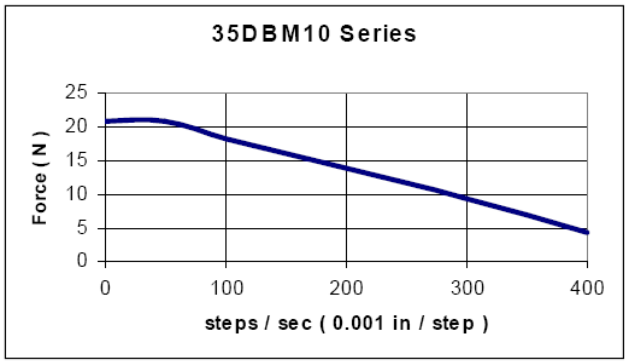


Fig. 5.18 – Caratteristica del generatore d'onda.

5.6 – Limiti di questo protopipo

Seguono, elencati in maniera sintetica, i punti di debolezza di questo prototipo, indubbiamente con molti limiti e diverse migliorie apportabili, pur tuttavia ben funzionante almeno soddisfacente come mia prima esperienza di lavoro pratico in laboratorio.
- Tra la gamma di attuatori lineari considerati (vedi sez. motori), la scelta economica si è rivelata insufficiente per quanto riguarda le velocità e le frequenze assegnate nei dati di progetto. Tuttavia l'attuatore lineare scelto è stato in grado di conferire alla struttura i movimenti desiderati .Si suppone quindi che con l'acquisto di un motore più adeguato, si riesca a soddisfare tutte le richieste in quanto la struttura, correttamente realizzata, ne è sicuramente in grado.
- Nel caso si consideri di sostituire il motore con uno più performante, fino a 30V e 2A (±10%), la scheda di controllo di cui già in possesso non deve essere sostituita poiché ben sovradimensionata rispetto al caso attuale (in grado infatti di gestire max 25kHz di frequenza).
- Per il completamento del progetto è necessario applicare un secondo motore (opportunamente dimensionato) in grado di muovere la struttura nell'altra direzione.
- Il perno di collegamento fra asta quadrata e giunto, anche dopo essere stato avvitato completamente su di esso , presenta una filettatura eccessiva in lunghezza che è causa di inceppamenti e attriti. Inoltre essendo l'intero perno cilindrico alloggiato in una sede quadrata, sono presenti dei giochi (per ora parzialmente ridotti grazie all'introduzione di materiale di riempimento).
- L'albero cilindrico metallico, non essendo attualmente collegato ad alcun motore ha per ora la sola funzione di sorreggere l'articolazione con sfere e dovrà perciò essere meglio studiato.
- Per frequenze superiori a quelle attuali, l'attrito dinamico potrà essere ridotto con abbondante lubrificazione degli organi in movimento.
- Una volta misurati con precisione gli angoli raggiunti dal caschetto, sarà possibile automatizzare l'inversione del moto con dei sensori ottici di prossimità. Questi potranno essere collegati al posto dell'interruttore attuale senza modificare in alcun modo i collegamenti dei cavi.
Tali sensori possono essere ubicati sullo stesso asse del carrello ed equidistanti dalla posizione di zero individuata dalla verticale.

CAPITOLO 6

Studi preliminari alla realizzazione del secondo prototipo

Dopo la prima esperienza pratica di realizzazione del meccanismo, di cui al capitolo precedente, forti dei limiti di tale meccanismo e dei problemi costruttivi incontrati, si è ripartiti con degli studi teorici e delle modellazioni al CAD per riprogettare ex-novo una struttura più rispondente alle esigenze iniziali e possibilmente che permettesse di avere maggiore accuratezza nelle misure.
Di seguito verranno sinteticamente analizzati i vari modelli, sottolineando pregi e difetti di ciascuno. Si noterà che il grado di accuratezza delle soluzioni andrà crescendo man mano che si avanza nella progettazione, dal momento che si è acquisita una maggiore conoscenza delle parti meccaniche reperibili in commercio; l'introduzione di alcune soluzioni reputate migliori ha fatto si che le precedenti venissero subito tralasciate.
La maggior parte delle immagini presentate nella seguente sezione sono decisamente molto schematiche; il loro scopo infatti non è quello di rendere l'idea del prodotto finale ma semplicemente di illustrarne i cinematismi e chiarire la spiegazione degli stessi.

6.1 Soluzione di partenza

Si tratta della prima soluzione, in ordine di tempo, ad essere stata presa in considerazione; è costituita essenzialmente da asta centrale (1) collegata tramite uno snodo sferico (in rosso) alla base e tramite altri 2 snodi sferici (in blu) ai motori lineari (2). Poiché si deve garantire che il punto di contatto tra l'asta (1) e i motori si possa muovere sulla superficie esterna di una semisfera, indicata in Figura 6.1, è indispensabile inserire degli snodi sferici (in verde) anche alla base dei motori stessi. Come per altre soluzioni ipotizzate, il movimento di rotazione del casco intorno all'asse verticale è stato per il momento trascurato, ipotizzando un motore rotativo montato in cima all'asta 1 e collegato direttamente al caschetto.

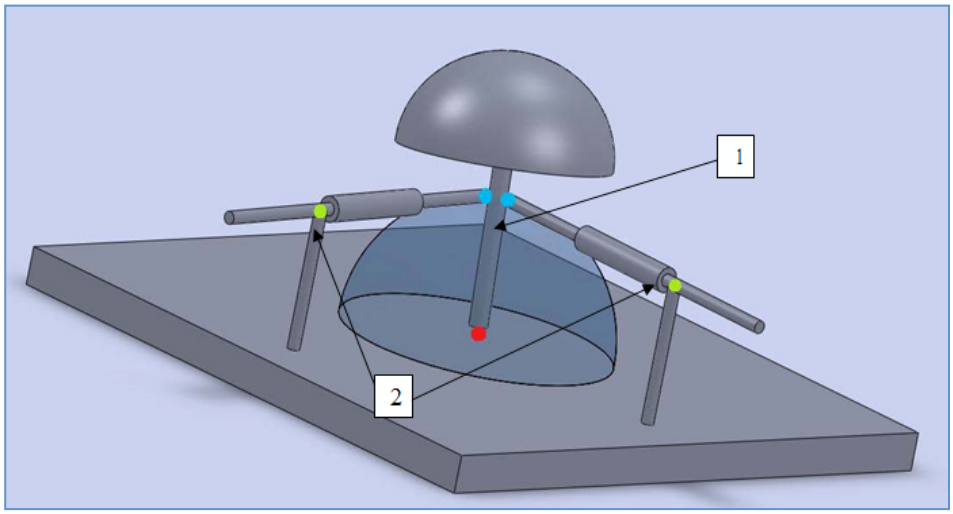


Fig. 6.1 – Soluzione di iniziale per secondo prototipo

In realtà l'elemento evidenziato in rosso non potrà essere un semplice snodo sferico, ma, pur garantendone le funzioni, dovrà impedire la rotazione lungo l'asse caratterizzante l'asta (1); in caso contrario il casco sarebbe in grado di girare su se stesso, indipendentemente dal controllo del motore rotatorio.
Al fine di garantire tali funzioni, si può pensare di sostituirlo con un giunto cardanico.
Il cinematismo appena illustrato è stato importante nel fornire lo spunto per altri meccanismi, ma è stato reputato complesso e difficilmente realizzabile, a causa dell'alto numero di snodi presenti.
Il dimensionamento geometrico seguente inoltre mostrerà la difficile costruzione dell'impianto a causa di aree di lavoro particolarmente ridotte.
Un ulteriore svantaggio concerne l'impossibilità di gestire correttamente i movimenti: per inclinare, ad esempio, l'asta lungo un piano sarebbe stato necessario l'azionamento simultaneo di entrambi i motori; appare evidente che il loro coordinamento sarebbe stato di non facile realizzabilità.

- **Dimensionamento geometrico**

Come ulteriore approfondimento alla soluzione precedentemente illustrata inseriamo nella trattazione il relativo dimensionamento geometrico, utile per specificare le dimensioni che avrebbero caratterizzato il meccanismo cinematico nel caso in cui fosse stato realizzato, nonché per l'analisi delle forze in gioco.
A tal fine nell'immagine seguente (Fig. 6.2) riportiamo nuovamente la semplificazione CAD del modello ma con in evidenza un particolare piano di sezione, il quale ci consentirà di ottenere la vista desiderata per effettuare tutte le considerazioni e i calcoli del caso.
Specifichiamo quindi che le rappresentazioni seguenti mediante semplici aste e punti sono tutte equivalenti e perfettamente speculari della suddetta sezione.

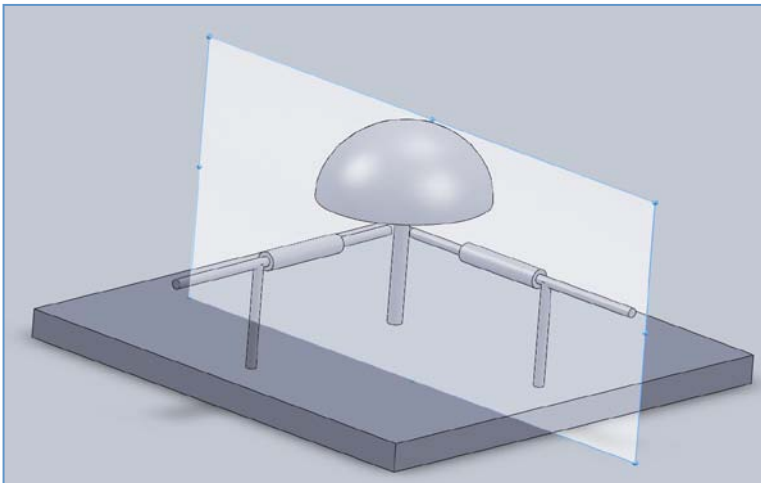


Figura 6.2 – Semplificazione CAD della soluzione di partenza: è stato evidenziato in chiaro il piano di sezione che ci consentirà di ottenere la vista desiderata.

Segue inoltre una vista in sezione del modello della struttura in analisi (Fig. 6.3); sebbene si tratti di un modello molto semplificato sarà utile ed efficace per il dimensionamento della struttura.

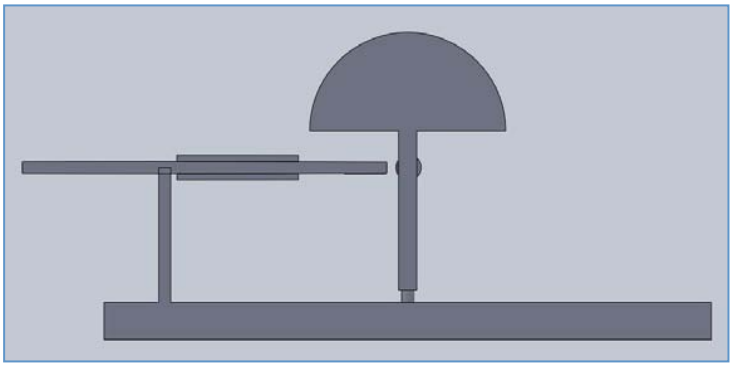


Figura 6.3 – Vista in sezione del cinematismo. Nella fase successiva del dimensionamento si trascureranno gli spessori delle aste, l'ingombro dei motori e la presenza del caschetto di misura, in favore di una rappresentazione ancora più semplificata e puramente geometrica.

Volendo prevedere il comportamento della struttura per tutte le possibili tipologie di moto, dobbiamo necessariamente distinguere due fondamentali situazioni, relative all'allungamento e all'accorciamento delle aste dei due motori lineari (2) visti sopra.

I parametri di progetto che sarà necessario prendere in considerazione, e che verranno quindi determinati in entrambe le casistiche, sono proprio l'entità dell'allungamento (x) o dell'accorciamento (y) subito dagli attuatori, e il loro angolo di rotazione (**α** o **β**) rispetto alla posizione orizzontale, assunta nella configurazione iniziale.

l movimento di rotazione non verrà analizzato, in quanto, essendo garantito dalla presenza di un unico motore rotativo collocato per via diretta allo strumento di misura, non è causa di problematiche dal punto di vista cinematico.

Ricordiamo per concludere che la lunghezza dell'asta (1) è, alla luce dello studio anatomico della colonna cervicale sviluppato all'inizio della presente tesi, di 140 mm e che il suo angolo di inclinazione **θ** rispetto all'asse verticale è di 20°.

- **ALLUNGAMENTO**

Nella posizione verticale l'asta (1) occupa la posizione individuata univocamente dal segmento di retta passante per il punto O e per il punto B.

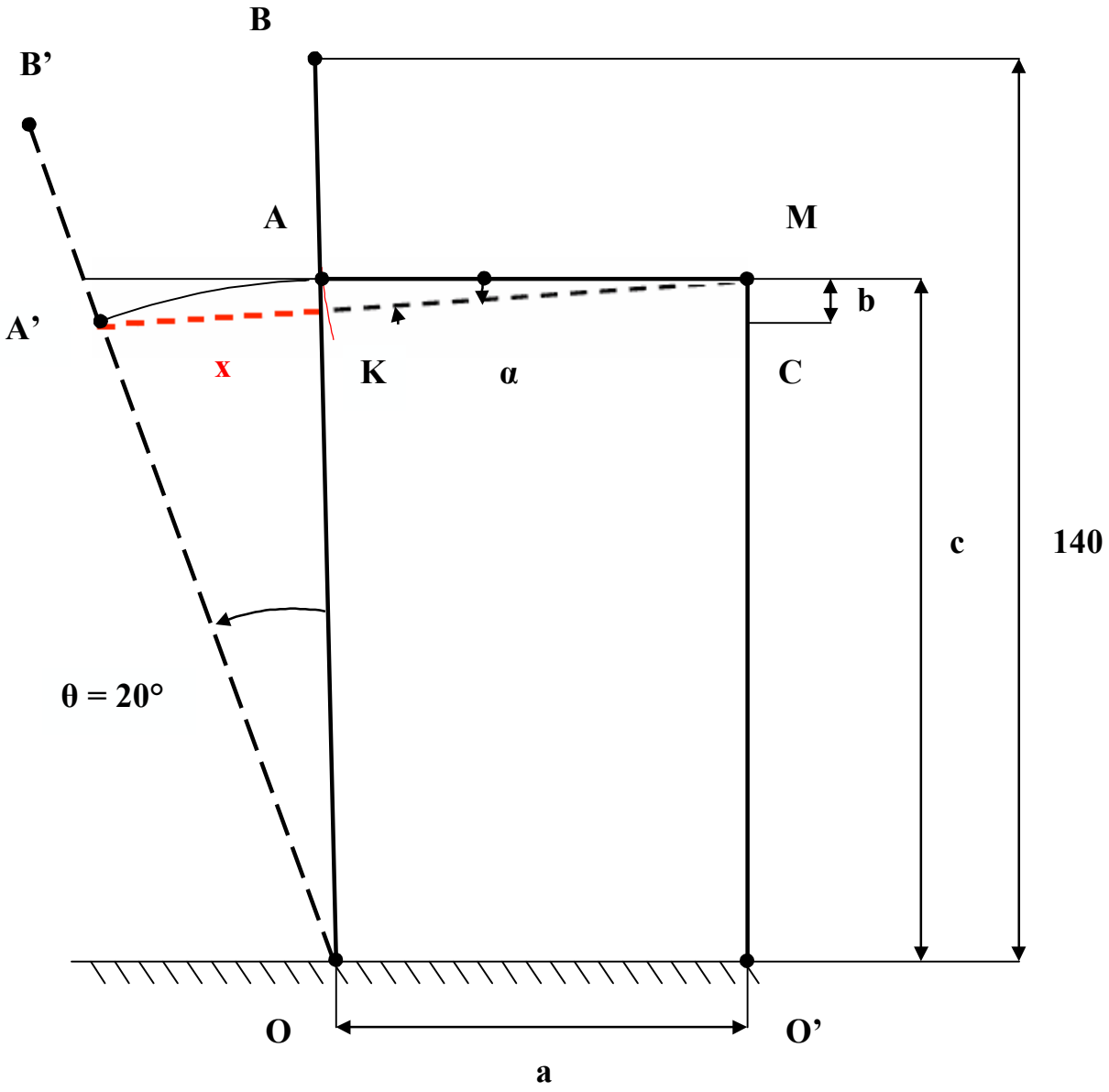
E' evidente che il numero delle incognite è eccessivo per individuare il valore assunto da x e dall'angolo **α**; è necessario introdurre alcune ipotesi fondamentali circa le dimensioni assunte dai parametri **a** e **c**.

Ipotizziamo quindi che:

a = |MA| = 100 mm (distanza dello snodo del motore lineare dall'asta (1))

c = |OA| = |OA'| = 110 mm (altezza dello snodo del motore lineare rispetto al piano della struttura)

Se nella scelta del valore da attribuire ad **a** ci è basati semplicemente su considerazioni di tipo geometrico circa le possibili caratteristiche del motore da utilizzare (in particolare l'allungamento disponibile), la scelta del valore di **c** è sicuramente dettata da considerazioni di carattere dinamico: è essenziale che il braccio della forza fornita dall'attuatore non sia eccessivamente ridotto; se ciò accadesse ne seguirebbe che per mettere in moto l'asta con una frequenza di 5 Hertz occorrerebbe una sollecitazione considerevole e forse proibitiva per il motore stesso (si deduce facilmente, dalla definizione di momento, che aumentando il braccio la forza necessaria diminuisce).



Eseguendo un banale equilibrio dei momenti, si può dimostrare che, utilizzando il valore di **c** indicato precedentemente, si ottiene una forza contenuta nei limiti delle caratteristiche del motore (circa 60N).
Una volta individuati i valori da attribuire ai due segmenti di asta, possiamo facilmente dedurre le seguenti relazioni trigonometriche:

$$\begin{cases} |MA'| \sin\alpha = b \\ |MA'| \cos\alpha = |A'C| \,, \end{cases} \qquad (1)$$

osservando che $|A'C| = |CK| + |KA'| = |CK| + |OA'| \sin\theta = a + c \sin(20°)$.

Risolvendo il sistema (1), semplificando il termine |MA' |, possiamo facilmente ottenere:

$$\text{tg } \alpha = b / a + c \sin(20°) \quad \Longrightarrow \quad \boldsymbol{\alpha} = \text{arctg } (b / a + c \sin(20°)). \qquad (2)$$

Osservando nuovamente la figura, notiamo che:

$$b = |OA| - |OA'| \cos \theta = c - c \cos(20°) , \qquad (3)$$

ed inoltre:

$$|MA'| = |MA| + x = a + x. \qquad (4)$$

Considerando la prima equazione del sistema (1), sostituendo la relazione (4) ed eguagliando alla (3) si ha che:

$$(a + x) \sin \alpha = c - c \cos(20°) \quad \Longrightarrow \quad \underline{\mathbf{x} = (c - c \cos(20°) - a\sin\alpha)/\sin\alpha = \mathbf{37{,}78 \text{ mm.}}}$$

Abbiamo quindi determinato il massimo valore dell'allungamento. Per individuare il massimo angolo di inclinazione del motore lineare rispetto alla posizione orizzontale iniziale sostituiamo nella relazione (2) il valore di **b** ricavato nella (3), ottenendo:

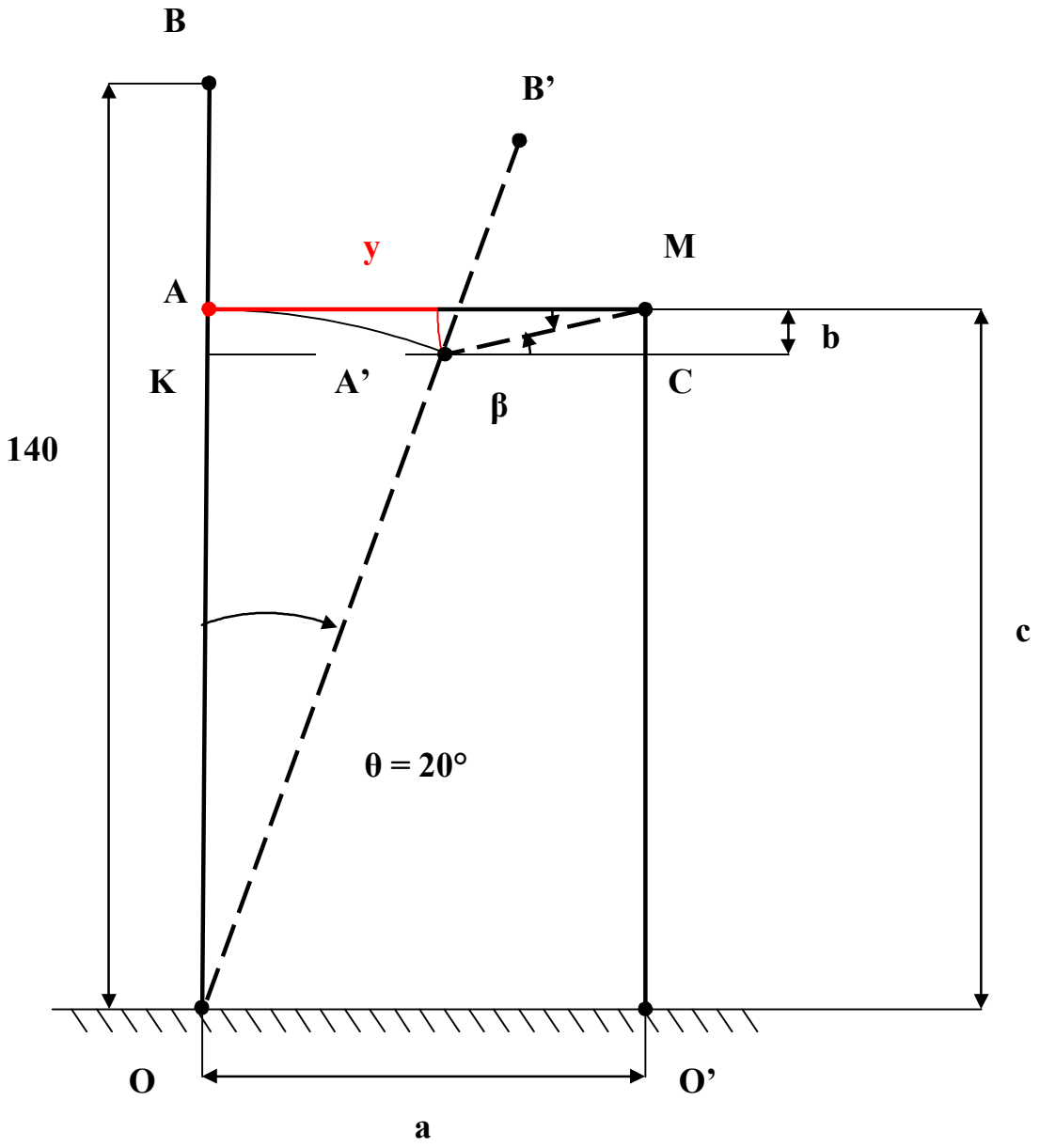
$$\underline{\boldsymbol{\alpha} = \text{arctg } (b / a + c \sin(20°)) = \text{arctg } [(c - c \cos(20°)) / (a + c \sin(20°))] = \mathbf{2{,}76°.}}$$

- **ACCORCIAMENTO**

E' evidente che tutte le considerazioni effettuate circa i valori da attribuire ai parametri **a** e **c** rimangono valide anche nel caso in cui, a seguito del moto, l'asta del motore lineare subisce un accorciamento; nella figura sottostante è rappresentata la situazione in cui la rotazione dell'asta (1) intorno all'asse perpendicolare al piano del foglio e passante per il punto **O**, avviene in direzione opposta rispetto alla configurazione precedente, ma comunque di un angolo $\boldsymbol{\theta} = 20°$. Anche la metodologia di calcolo non subisce sostanziali modifiche; è sempre possibile ricavare le stesse relazioni trigonometriche già presentate, considerando tuttavia **β** come angolo di inclinazione dell'attuatore:

$$\begin{cases} |MA'| \sin \beta = b \\ |MA'| \cos \beta = |A'C| , \end{cases} \qquad (5)$$

osservando che $|A'C| = |KC| - |KA'| = |KC| - |OA'| \sin \theta = a - c \sin(20°)$.



Risolvendo il sistema (4), semplificando il termine |MA’|, otteniamo:

$$\text{tg } \beta = b / a - c \sin(20°) \quad \Longrightarrow \quad \boldsymbol{\beta} = \text{arctg } (b / a - c \sin(20°)). \tag{6}$$

Dalla figura possiamo nuovamente notare che:

$$b = |OA| - |OA'| \cos \theta = c - c \cos(20°) , \tag{7}$$

ed inoltre:

$|MA'| = |MA| - y = a - y.$ (8)

Partendo dalla prima equazione del sistema (5), sostituendo la relazione (8) ed eguagliando alla (7) si ha che:

$(a - y) \sin \beta = c - c \cos(20°) \quad \Longrightarrow \quad \underline{y = (c \cos(20°) + a \sin \beta - c) / \sin \beta = \mathbf{37{,}27mm.}}$

Per determinare il valore assunto da **β** basta sostituire la relazione (7) nell'equazione (6), con il seguente risultato:

$\underline{\beta = \text{arctg}\,(b / a - c \sin(20°)) = \text{arctg}\,(c - c \cos(20°) / a - c \sin(20°)) = \mathbf{6{,}07°.}}$

Come considerazione conclusiva di tale dimensionamento geometrico si può facilmente notare che i valori assunti dall'allungamento e dall'accorciamento non solo non differiscono sensibilmente tra di loro, ma anche non sono particolarmente elevati. Per quanto concerne invece il grado di inclinazione degli attuatori lineari, si nota che, nel caso dell' accorciamento, si raggiungono degli angoli doppi rispetto all'allungamento, ma comunque non significativamente preoccupanti.
Dal punto di vista geometrico il grave difetto di tale soluzione, come già specificato, risiede nell'incapacità di effettuare un controllo certo sul movimento dei due motori posti ortogonalmente l'uno con l'altro: se infatti immaginiamo di estendere al massimo una delle due aste, bloccandola in tale posizione, e di mettere in moto l'altra, si avrà una leggera rotazione del motore giunto a fine corsa; è evidente quindi che si incorre in una difficile individuazione della posizione assunta dal caschetto, circostanza che deve essere assolutamente evitata, poiché, come ribadito, il nostro scopo finale è quello di eseguire una taratura dinamica di questo quanto più precisa ed accurata possibile.

6.2 Evoluzione della soluzione iniziale

Un'evoluzione modello sopraccitato è stata pensata sostituendo gli snodi sferici verdi con due cerniere cilindriche ad asse verticale e con l'inserimento di un collare cilindrico nell'asta (1); evidentemente gli altri snodi sferici evidenziati in blu dovranno essere mantenuti.
La semplificazione della struttura è mostrata in Figura 6.4.

Nonostante le modifiche apportate, ci si è visti costretti ad abbandonare anche quest'ultimo cinematismo; le motivazioni della scelta coincidono necessariamente con quelle già fornite: incapacità di controllare in modo certo ed accurato le movimentazioni del caschetto e difficoltà di montaggio dovute alle ristrette geometrie.
Ciò nonostante si sottolinea che, proprio grazie all'introduzione del collare cilindrico, si è stati poi in grado di concepire gran parte delle soluzioni presentate di seguito.

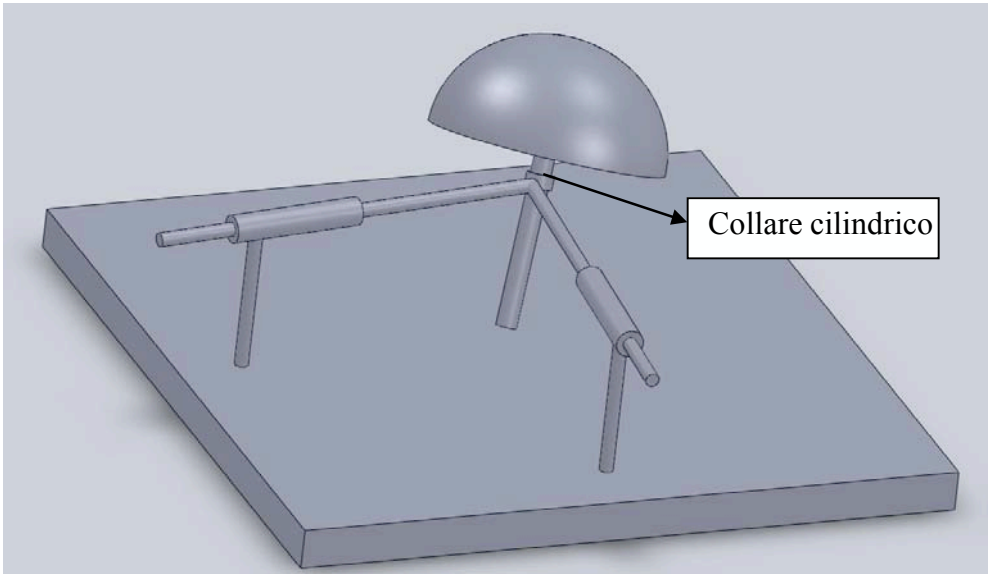


Fig. 6.4 – Struttura iniziale ma con collare cilindrico

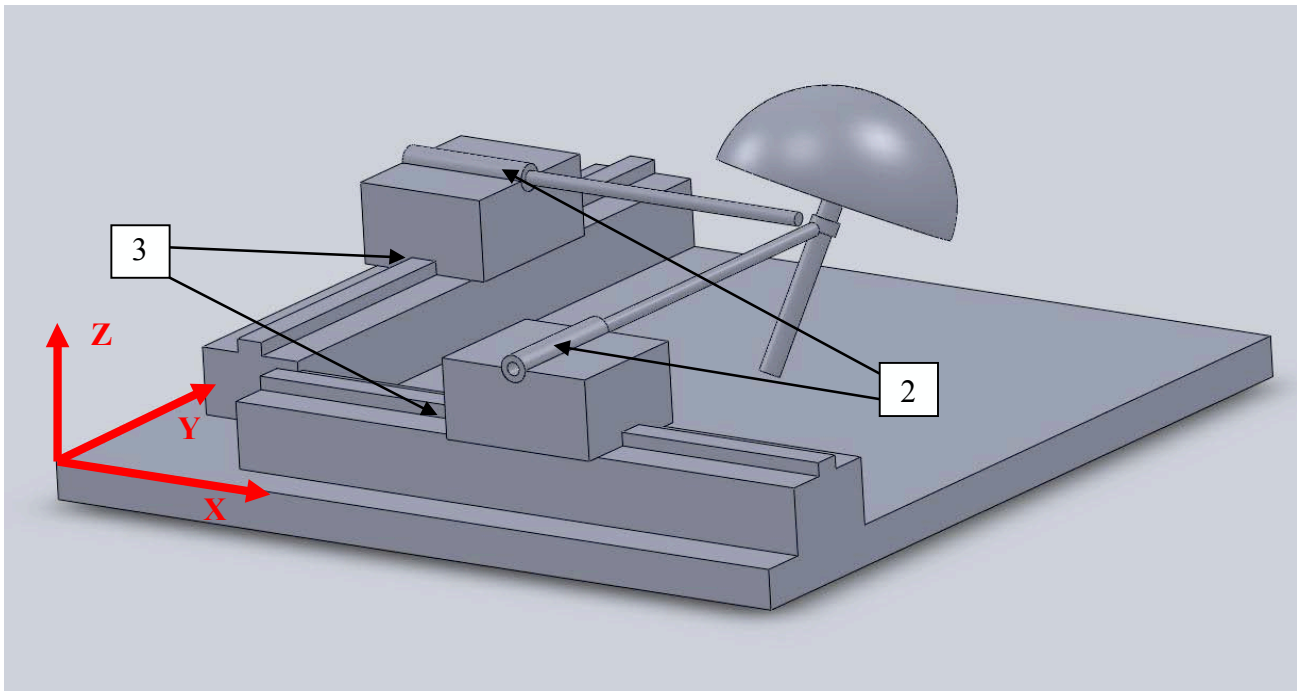


Fig. 6.5 – Struttura con carrelli e due motori

Volendo rimanere nel contesto di soluzioni caratterizzate dalla presenza di un asta verticale con un unico punto fisso posto alla base dell'intera struttura, così come nella tipologia di meccanismo vista precedentemente, si è pensato, come appare in Figura 6.5, di collocare i due motori lineari (2) su due carrelli (3); il risultato finale è un sistema di posizionamento X-Y per il collare cilindrico.

Sono particolarmente evidenti le somiglianze con il modello di partenza, in particolare con la sua evoluzione; tuttavia è possibile evitare le difficoltà legate al controllo simultaneo dei movimenti degli attuatori.

Lo svantaggio principale è dovuto al fatto che l'azionamento di un motore avrebbe comportato la nascita di un momento vincolare, diretto lungo l'asse Z, in corrispondenza di ciascun carrello; si sarebbero quindi sviluppate sollecitazioni dannose per il corretto movimento dei componenti.
Proprio in ragione del sottolineato parallelismo con la soluzione iniziale, persiste inoltre il problema delle ristrette geometrie e degli inconsistenti spazi di lavoro.

Volendo scongiurare l'eventualità che si presentino sollecitazioni e momenti vincolari indesiderati e dannosi per l'intero apparato meccanico, abbiamo optato per l'inserimento di altri 2 motori lineari di supporto ai carrelli (Figura 6.6). Gli attuatori aventi assi di azione paralleli dovranno pertanto essere regolati in modo che compiano esattamente gli stessi movimenti.

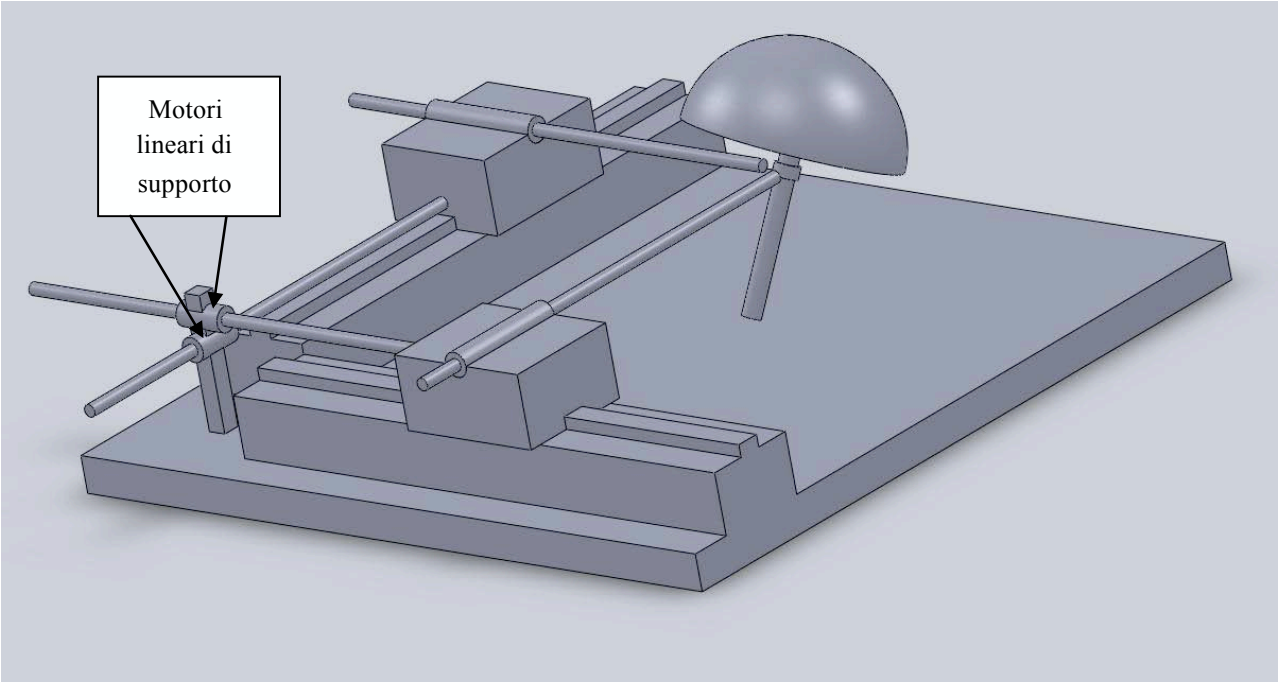


Fig. 6.6 – Soluzione con carrelli e 4 motori (aggiunti 2 motori di supporto)

La soluzione in esame è stata abbandonata in virtù di problematiche sia costruttive che economiche: l'istallazione e il posizionamento degli attuatori è certamente di non facile realizzazione; il loro costo risulterebbe per di più notevolmente elevato.

Sempre nel contesto di strutture che realizzino un movimento nel piano X-Y del collare cilindrico, abbiamo realizzato la soluzione in esame sostituendo ai carrelli già visti un pari numero di slitte motorizzate, montate, come in Figura 6.7, trasversalmente l'una rispetto all'altra.
Per quanto concerne la movimentazione, possiamo certamente affermare che si tratta di un meccanismo particolarmente interessante e soddisfacente, se paragonato agli altri della medesima tipologia.
Lo svantaggio sostanziale, il quale ha pregiudicato la sua esecuzione, consiste nuovamente

nelle dimensioni geometriche dell'asta (140 mm) e nella posizione iniziale, cioè quella verticale, del collare cilindrico (110 mm dalla base di appoggio). I valori riportati, legati come sappiamo all'analisi dinamica delle forze, non solo non permettono un montaggio agevole, ma incrementano il rischio di in puntamenti e mal funzionamenti dei singoli pezzi.

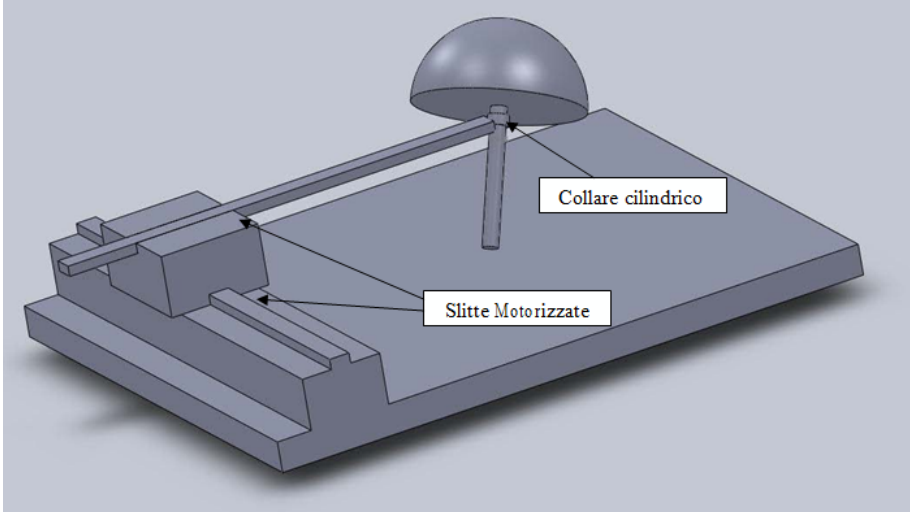
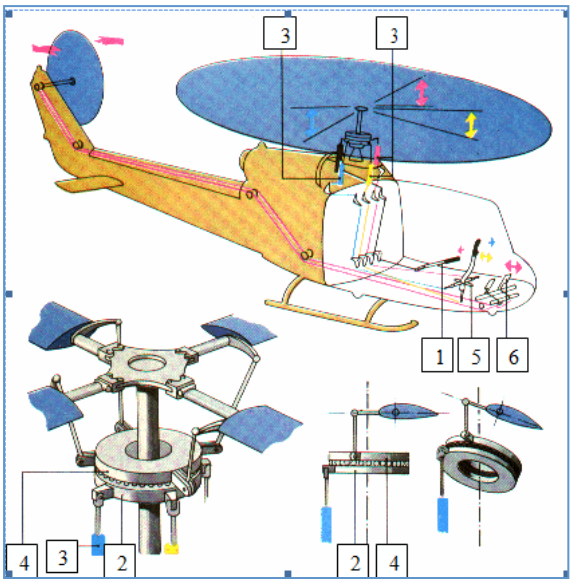


Fig. 6.7 – Soluzione con slitte motorizzate

Dall'analisi dei modelli precedenti emerge che uno dei più significativi ostacoli alla realizzazione del sistema è rappresentato dagli spazi di lavoro insufficienti; nel tentativo di superare tale problematica ci siamo ispirati al meccanismo che movimenta le pale di un elicottero, del quale forniamo una breve trattazione.

L'organo di movimento oggetto del nostro interesse è azionato dalla *cloche* (5), la quale trasferisce il comando impresso dal pilota al *sistema di leveraggi* (3). Spingere in avanti la cloche equivale a tirare verso il basso la leva (3) gialla, facendo sì che le pale si inclinino in avanti; tale meccanismo, nel nostro caso, sarebbe utile per ruotare il casco nel piano sagittale mediano, come a riprodurre il movimento di "sì". In Figura 6.8 è descritto il collegamento tra i leveraggi e le pale, il quale consta di un *piatto oscillante*, ovvero un componente simile ad un cuscinetto di cui la parte inferiore (2) è fissa e collegata ai leveraggi, mentre la parte superiore (4) si muove insieme alle pale.



La particolare e complessa conformazione del piatto oscillante è dovuta al fatto che il motore che determina la rotazione delle pale è posto al di sotto del piatto stesso; la divisone in parte mobile e parte fissa è quindi indispensabile al fine di un corretto funzionamento del rotore. Nel nostro studio è possibile semplificare notevolmente la struttura, istallando l'attuatore in corrispondenza del casco.

Fig. 6.8 – Immagini relative al meccanismo che regola il funzionamento motore elicotter

Il cinematismo ideato è quindi molto più immediato, essendo costituito esclusivamente da un'asta fissa centrale, collegata tramite uno snodo (evidenziato in rosso in Figura 6.9) alla base di appoggio del caschetto, quest'ultima movimentata dai due attuatori lineari posti in posizione verticale.
Per garantire il corretto azionamento delle parti è indispensabile inserire degli snodi sferici di collegamento sia con la base del casco (in blu) sia con il piano fisso (in verde).
Il vantaggio consiste nel poter muovere indipendentemente il modello sul piano frontale o sagittale tramite l'azionamento di un solo motore.

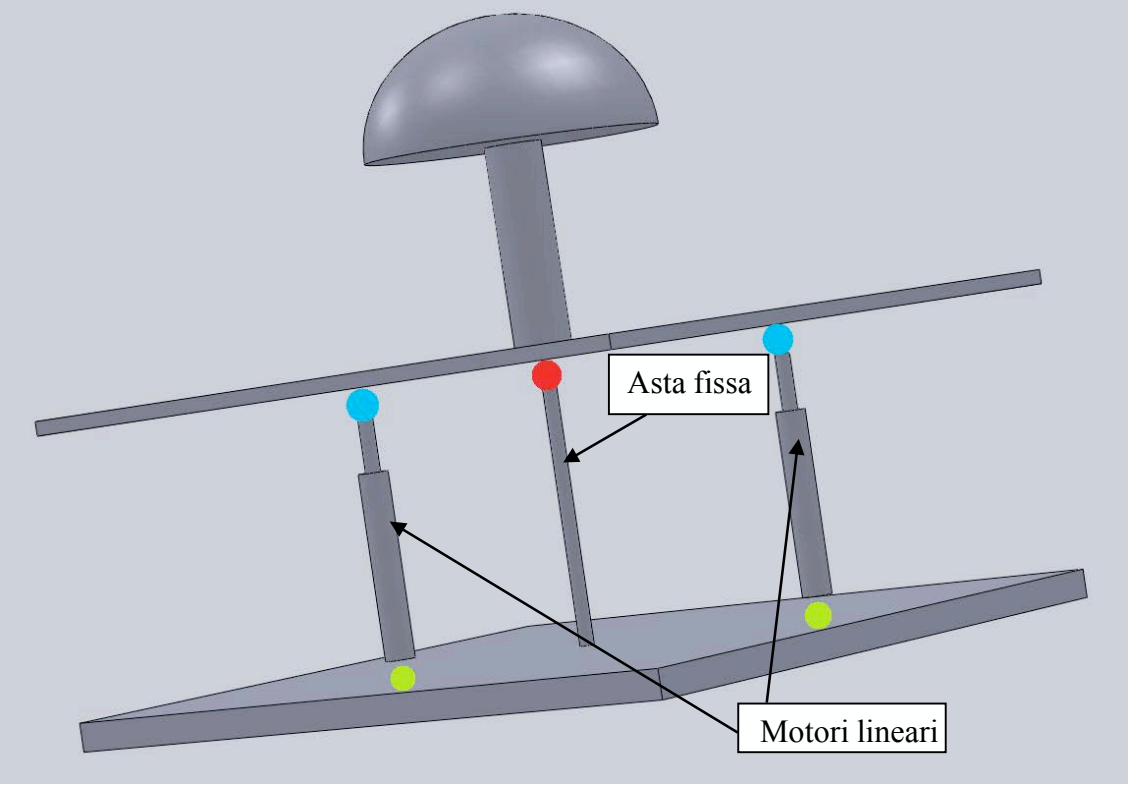


Fig. 6.9 – Soluzione con snodi e motori lineari

Ma poi si è stati costretti a scartare anche questa soluzione, poiché l'alto numero di snodi non garantisce una corretta mobilità; per di più gli attuatori previsti per il modello finale sono del tipo a "slitta motorizzata" (e non a pistone come quelli disegnati) e ciò rende ancor più difficoltoso il montaggio in relazione ai pezzi di collegamento.

Dimensionamento geometrico

Anche nel caso del meccanismo ispirato al funzionamento del rotore dell'elicottero, abbiamo eseguito un dimensionamento geometrico di base del nostro modello.
Si ribadisce che la struttura in esame è stata presa in considerazione per la possibilità di ampliare gli spazi di lavoro disponibili, notevolmente ridotti nella soluzione di partenza.

Un suo ulteriore vantaggio consiste nel poter controllare meglio il movimento dei due attuatori verticali, impedendo di avere delle rotazioni indesiderate e altamente compromettenti ai fini della taratura dello strumento.
Analogamente al precedente dimensionamento, riproponiamo la modellazione CAD del meccanismo (Fig. 6.10), evidenziando nuovamente il piano di sezione il quale consentirà di ottenere la vista necessaria per una corretta analisi geometrica.
Di seguito viene anche riportate la sezione sulla quale verrà fatto il dimensionamento del sistema (Fig. 6.11).

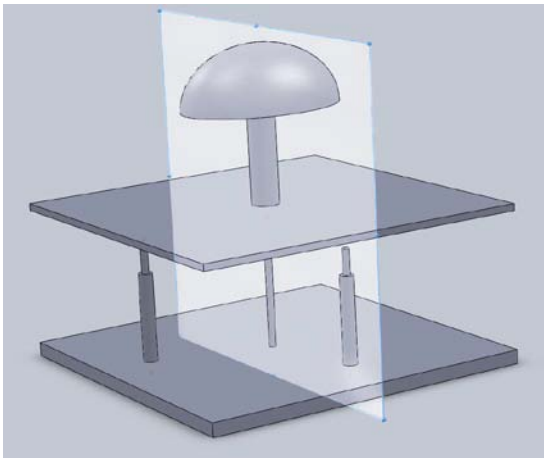
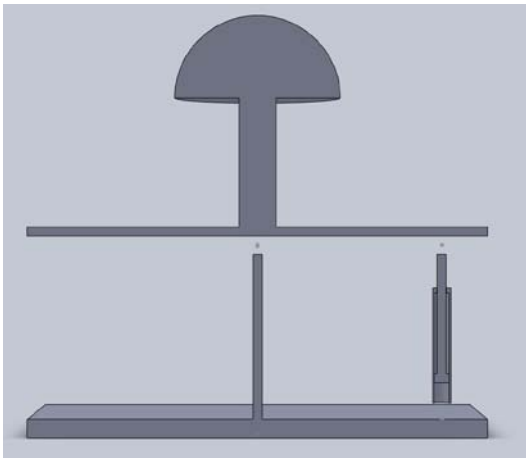


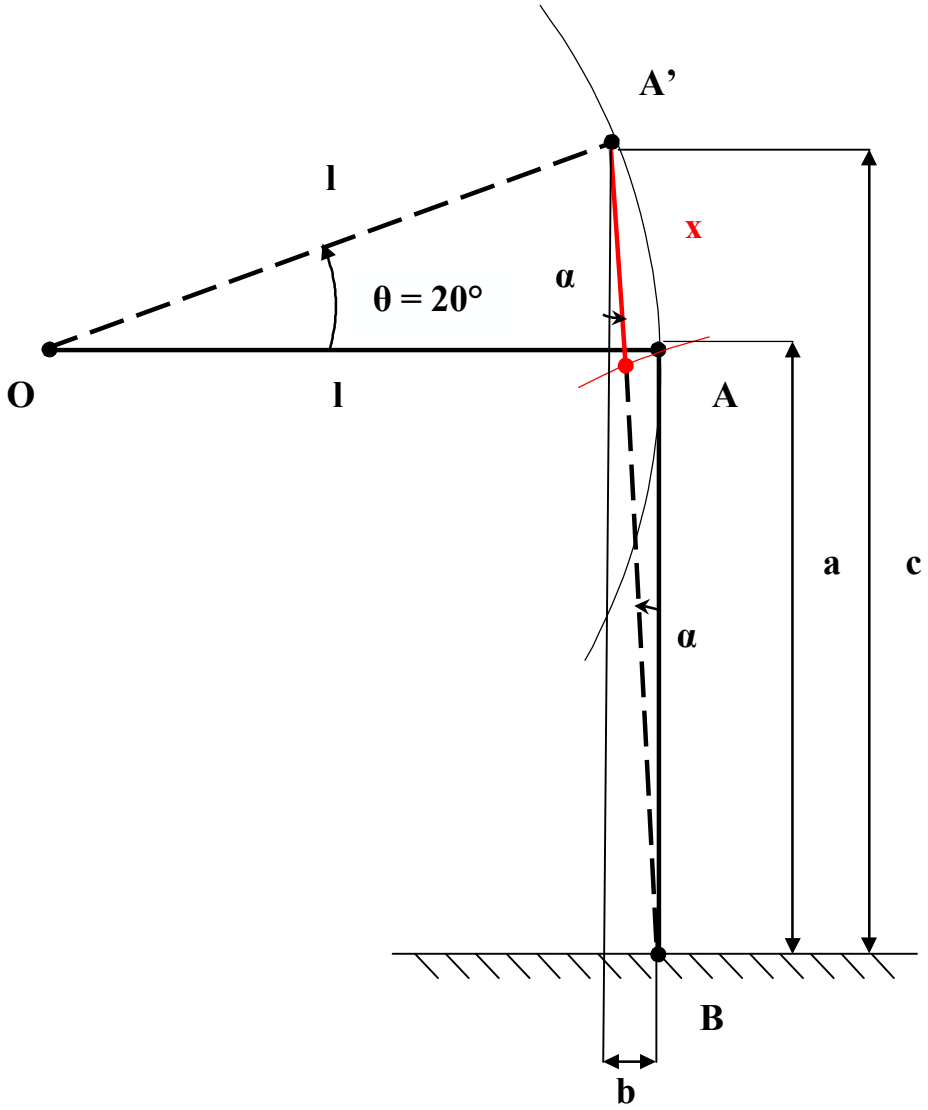
Figura 6.10 – Modellazione CAD della soluzione ispirata al rotore dell'elicottero. Si evidenzia nuovamente il piano di sezione dal quale otterremo la vista necessaria per il dimensionamento geometrico.

Figura 6.11 – Vista in sezione ricavata dal piano evidenziato nella figura precedente. Possiamo notare come gli spazi di lavoro resi disponibili da questa soluzione sono effettivamente maggiori rispetto alla struttura concepita inizialmente. Lo spazio visibile tra il piano di appoggio del caschetto e l'asta verticale o l'attuatore è semplicemente dovuto alla difficoltà di rappresentare mediante il software Solid Works le proprietà tipiche dello snodo sferico. Come fatto in precedenza verranno completamente trascurati gli spessori delle aste, l'ingombro del motore e la presenza del caschetto.



L'obbiettivo del dimensionamento rimane quello di individuare il valore massimo dei parametri di progetto dell'allungamento **x** e dell'accorciamento **y** subiti dall'asta del motore lineare verticale, e dei corrispondenti angoli **α** e **β** di rotazione degli attuatori stessi nel piano della sezione.
Nelle figure successive non si terrà conto dell'asta che sostiene il caschetto e che risulta collegata al piano gravante sugli attuatori: il suo effetto sulla struttura è puramente inerziale e quindi non crea problemi dal punto di vista cinematico; ad ogni modo si specifica che la sua lunghezza è di 140 mm.
Infine per le motivazioni già fornite il movimento di rotazione verrà trascurato.

- ***ALLUNGAMENTO***



Nella configurazione sopra illustrata, relativa all'allungamento dell'asta dell'attuatore, il nostro obbiettivo è determinare le incognite x e **α**.
Introduciamo a tal fine la seguente ipotesi fondamentale:

l = |OA| = |OA'| = **a** = |AB| = 200mm (lunghezza del semipiano di sostegno del caschetto coincidente con la distanza tra quest'ultimo e la base della struttura).

La considerazione appena effettuata può essere motivata sia da ragioni di praticità nella scelta e definizione dei componenti da utilizzare per la costruzione del meccanismo, sia da ragioni di carattere dinamico.
Infatti nella soluzione iniziale il braccio della forza sviluppata dal motore risultava limitato dalla lunghezza dell'asta verticale, la quale non poteva superare i 140mm; in questo caso tale limite scompare, anzi siamo in grado di attribuire al braccio **OA** un valore grande a tal punto da limitare

la sollecitazione necessaria al fine di mettere in moto il modello alla frequenza di 5 Hertz (ricordiamo che la forza, almeno nella posizione iniziale, viene trasmessa ortogonalmente ad **OA** e diretta verso l'alto).
A questo punto la determinazione dell'angolo **α** è immediata; basta infatti osservare che:

$$b = |OA| - |OA'| \cos\theta = l - l\cos(20°) \quad (1)$$
$$c = |BA| + |OA'| \sin\theta = a + l\sin(20°)\ , \quad (2)$$

e determinare le seguenti relazioni trigonometriche:

$$\begin{cases} |BA'| \sin\alpha = b \\ |BA'| \cos\alpha = c\ . \end{cases} \quad (3)$$

Risolvendo il sistema (3), semplificando il termine |BA'|, e sostituendo la (1) e la (2) si ha:

$$\text{tg}\,\alpha = (l - l\cos(20°)) / (a + l\sin(20°)) \implies \alpha = \text{arctg}\,[(l - l\cos(20°)) / (a + l\sin(20°))]\ ;$$

sostituendo i relativi valori:

α=2,57°.

Per determinare il valore massimo di x è stato necessario riprodurre un particolare della figura iniziale, in modo tale da rendere visibile e comprensibile la quota indicata come **w**. Osservando l'immagine in questione (pagina successiva) è possibile determinare:

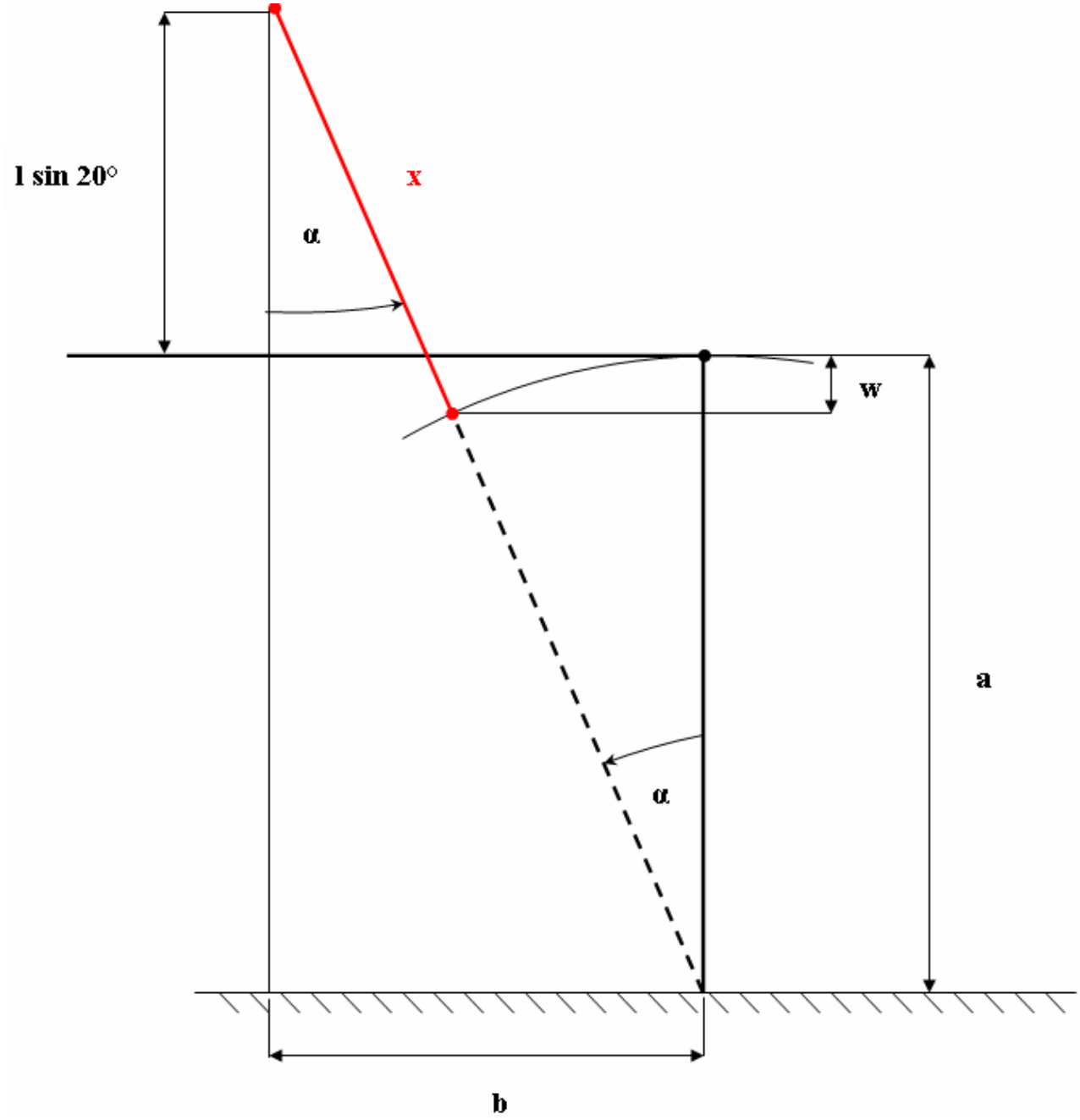
$$w = x\cos\alpha - l\sin(20°)\ , \quad (4)$$

ma risulta valida anche:

$$w = a - a\cos\alpha\ . \quad (5)$$

Eguagliando le due equazioni appena introdotte si può in definitiva determinare:

$$x\cos\alpha - l\sin(20°) = a - a\cos\alpha \implies \mathbf{x} = (a + l\sin(20°) - a\cos\alpha)/\cos\alpha = \mathbf{68{,}67\ mm.}$$



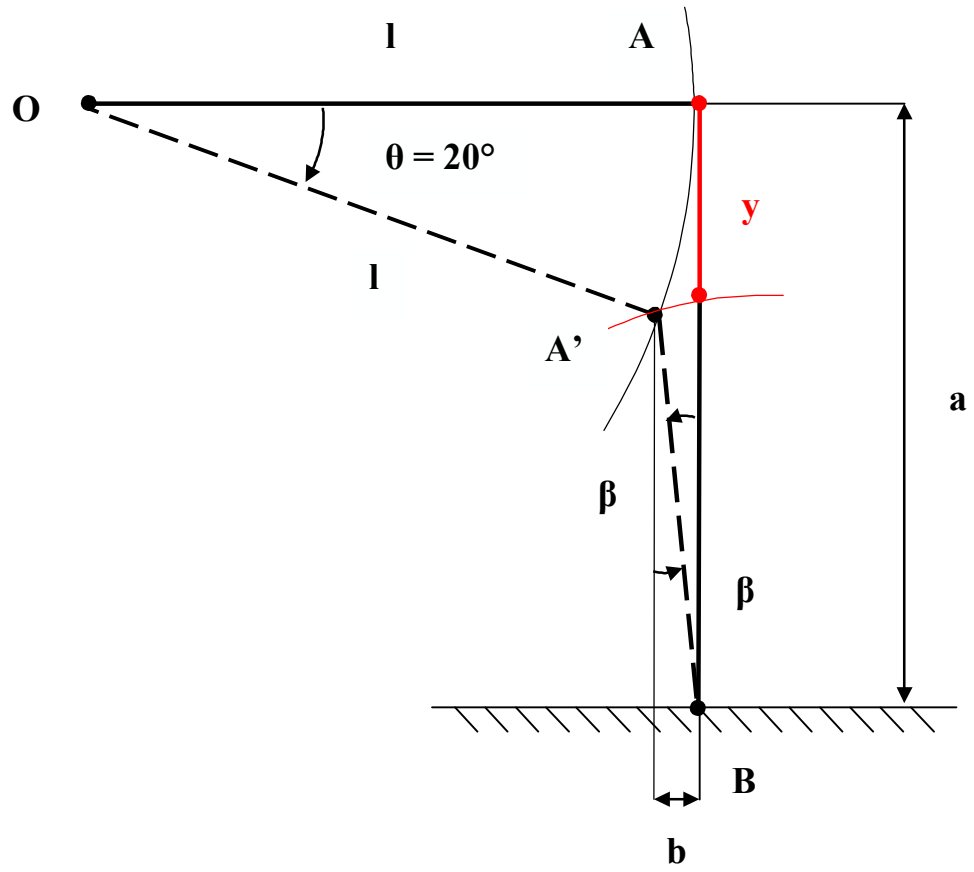
- ***ACCORCIAMENTO***

Nell' eventualità dell'accorciamento dell'asta del motore le quantità che prenderemo in esame sono l'entità massima dell'accorciamento, individuata dalla quantità y, e la corrispondente rotazione del motore lineare, espressa mediante l'angolo β.
Si procede analogamente al caso precedente, individuando:

$$b = |OA| - |OA'| \cos\theta = l - l\cos(20°)\,, \qquad (6)$$

e le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} |BA'| \sin\beta = b \\ |BA'| \cos\beta = |BA| - |OA'| \sin(20°) = a - l \sin(20°)\,. \end{cases} \qquad (7)$$



Dal sistema (7) si ottiene, semplificando |BA'|, considerando (6) e ricordando che, secondo le ipotesi iniziali, **a = l** :

$$\text{tg}\,\beta = (l - l\cos(20°)) \,/\, (a - l\sin(20°)) \quad \Longrightarrow \quad \beta = \text{arctg}\,[\,(l - l\cos(20°)) \,/\, (a - l\sin(20°))\,].$$

Sostituendo i relativi valori il risultato finale è:

<u>β=5.23°.</u>

Considerando le due espressioni di **b** viste in (6) e nella prima relazione delle (7), notando dall'analisi della figura che:

$|BA'| = |BA| - y = a - y$,

si conclude, per quanto concerne il valore dell'accorciamento, che:

$(a - y) \sin \beta = l - l \cos(20°) \quad \Longrightarrow \quad \underline{\mathbf{y} = (a\cos\beta - a + l\sin(20°))/\cos\beta = \mathbf{67{,}85\ mm.}}$

Dai risultati numerici appena ottenuti si riscontra che anche in questa soluzione i valori di **x** e **y** non differiscono notevolmente l'uno dall'altro, mentre gli angoli di rotazione risultano leggermente più elevati, seppur comunque poco rilevanti, nel caso di un accorciamento dell'asta del motore.
Se si esegue un confronto con il dimensionamento precedente, si nota che gli spostamenti lineari risultano più elevati nel secondo meccanismo rispetto al primo, mentre per gli spostamenti angolari si verifica la condizione diametralmente opposta.
Nonostante ciò non possono essere individuati elementi troppo dissimili, ne per quanto concerne la metodologia dell'analisi, ne per quanto concerne l'entità numerica dei risultati; la situazione non deve sorprenderci eccessivamente, in quanto la struttura stessa dei modelli è essenzialmente la stessa: nella soluzione iniziale i motori lavorano in direzione orizzontale, in quella del rotore dell'elicottero verticalmente. Non a caso l'attuatore che si era progettato di utilizzare è lo stesso: si tratta del "LIMES 150", prodotto dall'azienda "OWIS".

6.3 - Soluzione con motore X-Y

Abbandonata definitivamente l'idea di posizionare i motori lineari verticalmente, si è tornati a considerare modelli in cui il movimento degli attuatori avviene in un solo piano.
Contrariamente a quanto fatto in precedenza, non si è agito sull'asta centrale tramite il collare cilindrico, né abbiamo bloccato la stessa in un punto della base; l' abbiamo altresì collegata, in un suo estremo, al piano X-Y mobile, sull'altro si è collocato il caschetto, mentre in un punto intermedio, tramite uno snodo sferico, è stata fissata stabilmente (Fig. 6.12).

Specifichiamo che, da questo punto in avanti, si farà riferimento, nella trattazione e nelle immagini, a componenti realmente reperibili in commercio.
In particolare: il motore X-Y disegnato è il modello *KT-310 DC* prodotto dalla "Steinmeyer" (Fig. 6.13), lo snodo sferico è il *KFSM-GT-35* della "Igus" (Fig. 6.15) e il motore rotativo posto in cima è il *DRTM 65* della "OWIS" (Fig. 6.14), il giunto di Cardano è una tipologia facilmente reperibile sul mercato (Fig. 6.16), aste telescopiche individuate in un catalogo commerciale (Fig. 6.17).

La distanza tra lo snodo sferico e la base del casco è fissata e corrisponde, come sappiamo, a 140 mm; è possibile variare la distanza tra il motore X-Y e lo snodo: aumentandola diminuiscono notevolmente le sollecitazioni, a discapito della frequenza raggiungibile.
Nelle immagini seguenti vengono riportati, oltre alla semplificazione CAD della soluzione, i componenti pensati per la realizzazione; per l'analisi dei pezzi realmente impiegati ai fini della messa in esercizio, si rimanda ai paragrafi successivi.

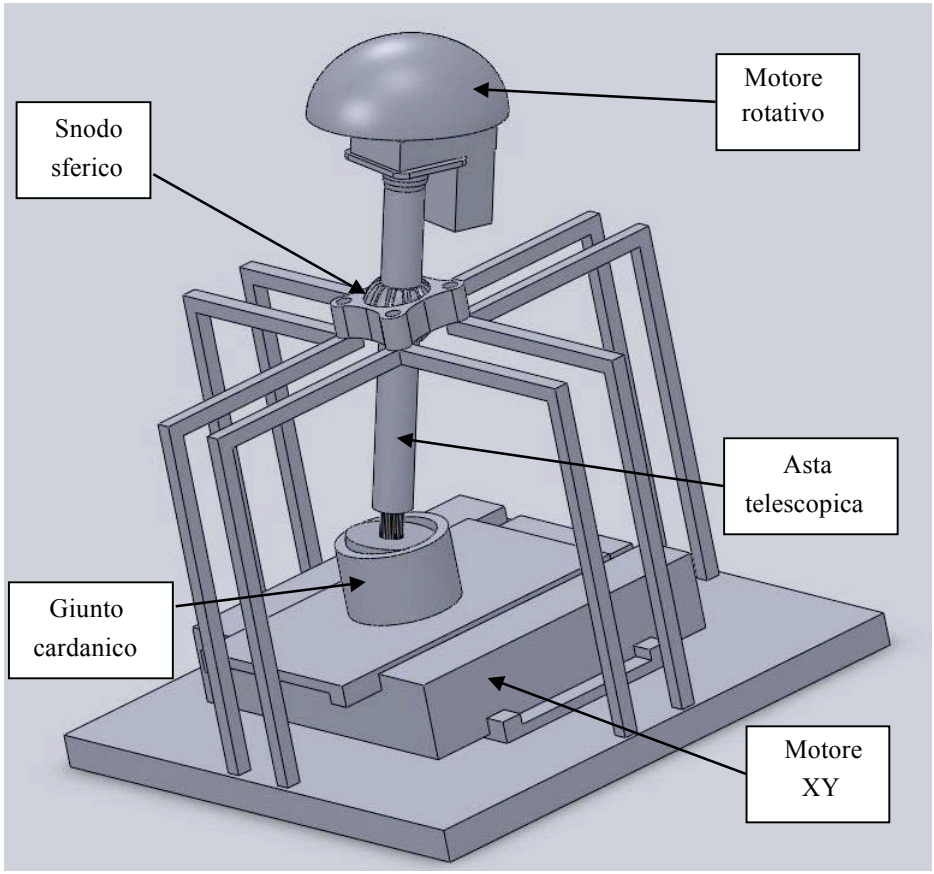


Fig. 6.12 – Soluzione con motore X-Y

Fig. 6.13 - Motore X-Y, KT-310 DC; si tratta dell'attuatore che, come vedremo in seguito, sarà scelto per realizzare la soluzione finale.

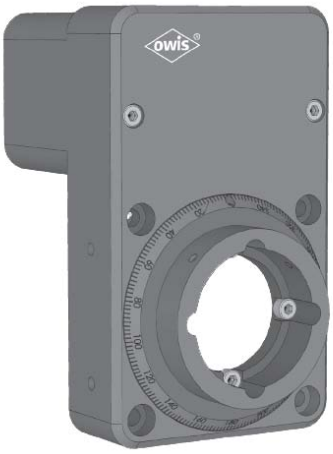


Fig. 6.14 - Motore Rotativo DRTM 65; si tratta dell'attuatorepreventivato inizialmente per il progetto. La sua particolare geometria, nonostante le buone prestazioni cinetiche, determina delle sollecitazioni inerziali dannose, e quindi incompatibili con le esigenze di mobilità e leggerezza della struttura.

Fig. 6.15 - Snodo sferico KFSM-GT-35. Il pezzo ha la funzione di tenere fisso un determinato punto intermedio dell'asta telescopica, il quale costituisce evidentemente il centro di istantanea rotazione della struttura. Notiamo che lo snodo è completo di un'apposita flangia di sostegno. La sua presenza risulterà necessaria anche nella soluzione finale.

Fig. 6.16 – Esempio di giunto cardanico. Come sappiamo tale componente consente di trasmettere il moto tra due assi in rotazione, i cui prolungamenti sono incidenti in un punto; tuttavia la velocità angolare non può essere la stessa. Nel nostro caso, collocando il motore rotativo in corrispondenza del casco, non si ha trasferimento di moti rotatori.

Fig. 6.17 –Esempio illustrativo di aste telescopiche di varie lunghezze e sezioni.

Il meccanismo ideato permette di rispondere pienamente alle necessità ed esigenze di movimento presentate nel corso del progetto; non a caso la struttura utilizzata nella soluzione finale rispecchierà notevolmente la sua conformazione, fatta eccezione per qualche correzione e per la diversa scelta di alcuni componenti.

A titolo di esempio l'attuatore DRTM 65, a causa della sua geometria asimmetrica rispetto all'asta, provocherebbe delle sollecitazioni non uniformi e dannose durante il moto; come anticipato si è resa inevitabile la sua sostituzione.

Abbandonata definitivamente l'idea, finora adottata, di collocare in alto il motore rotativo, abbiamo cominciato a pensare a come poterci muovere per istallare il componente in una posizione inferiore.

Il modello CAD sottostante è stato realizzato ipotizzando l'utilizzo del *DT 180-SM*, dell'azienda "Steinmeyer" (Fig. 6.18); in realtà si tratta di un attuatore eccessivamente lento, in quanto non raggiunge i 600°/s necessari per il progetto; è stato pertanto sostituito con l' *ABRS 150MP*, realizzato dalla "Aerothec" (Fig. 6.19).

Fig. 6.18 – Immagine del motore rotativo DT 180-SM; non essendo possibile raggiungere i 600°/s, il suo utilizzo è stato ritenuto non opportuno ai fini degli obbiettivi di progetto.

Fig. 6.19 – Immagine del motore rotativo ABRS 150MP; la sua velocità di 300 rpm ben si adatta alle esigenze di progetto.

Posizionando il motore più in basso, immediatamente sopra al KT-310 DC, si incorre in un ulteriore inconveniente: la trasmissione del moto all'asta non è di immediata esecuzione. Non è infatti più possibile utilizzare un giunto cardanico come collegamento tra motore e asta telescopica, non essendo il pezzo *omocinetico*: ad un ingresso di velocità costante corrisponde una fluttuazione della velocità in uscita che aumenta con l'angolo di disassamento.
Si può ovviare al problema inserendo due giunti cardanici in serie, ma un rapporto di trasmissione unitario e costante nel tempo è garantito solo in particolari condizioni: le forcelle dell'albero intermedio devono essere complanari, così come gli assi degli alberi di ingresso e uscita, i quali devono per di più avere uguale angolazione rispetto all'asse dell'albero intermedio.

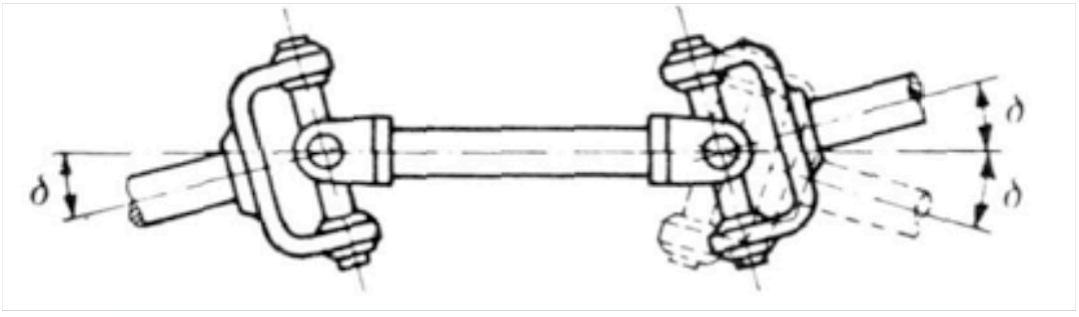


Figura 6.20 – Schematizzazione di un doppio giunto cardanico, il quale, nel rispetto delle condizioni precedentemente specificate, consente il trasferimento di moti rotazionali con uguale rapporto di trasmissione.

In conseguenza delle restrizioni meccaniche imposte, siamo stai costretti a scartare l'ipotesi di utilizzo di un doppio giunto cardanico.
Si è reso indispensabile l'impiego di un *giunto omocinetico*, il quale consente di mantenere la stessa velocità angolare tra attuatore e asta telescopica; questa tipologia di collegamento è usata nelle automobili per trasferire il moto dall'albero motore alle ruote.

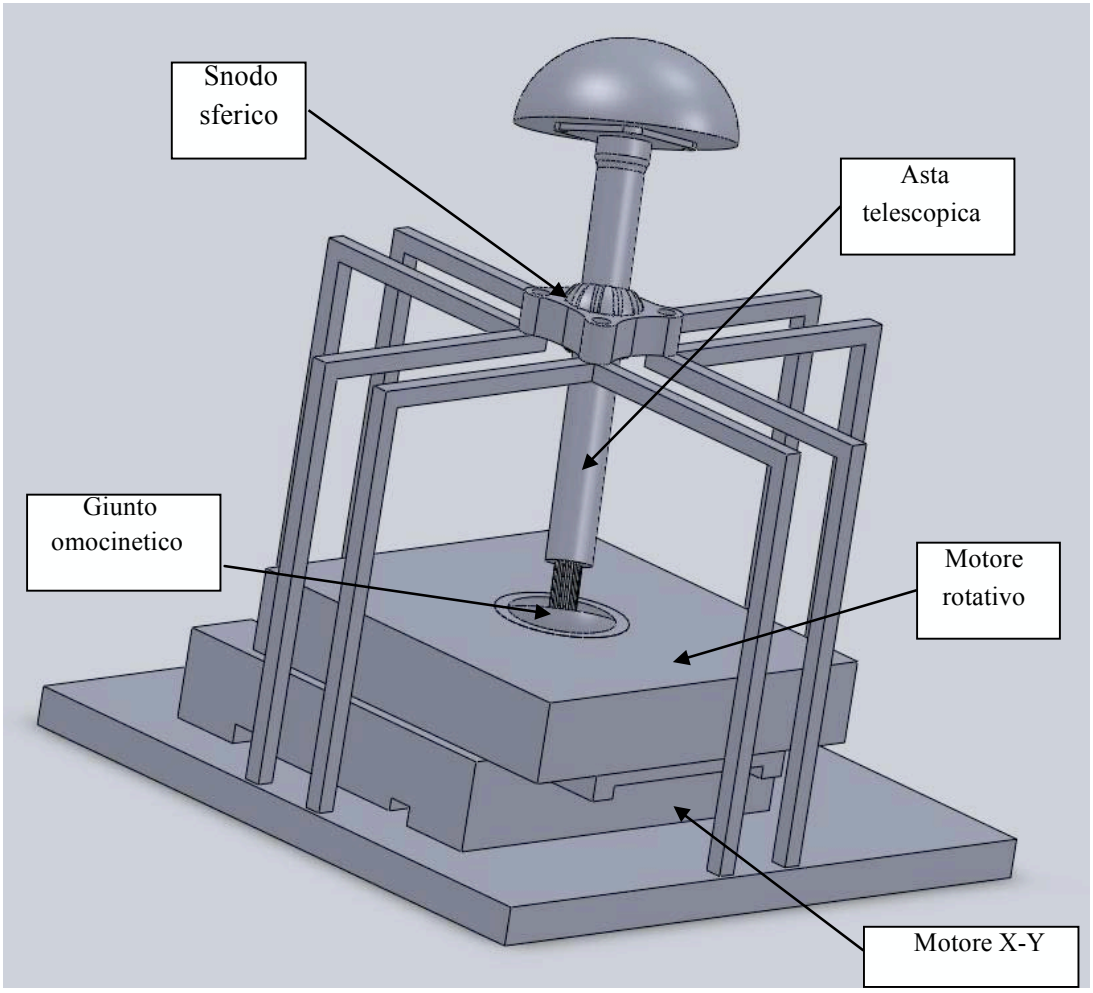


Fig. 6.21 – Struttura con motore X-Y, snodo sferico e giunto cardanico

Nel modello in esame, riportato in Figura 6.21, abbiamo ipotizzato il giunto *BJ75C* della "NTN" (Fig. 6.23), il quale è facilmente collegabile con il motore rotativo in virtù della sua particolare testa piatta; il suo schema di funzionamento è riportato in figura 6.22. Come si è potuto constatare, si è cercato di trovare, qualora fossero reperibili in commercio, tutti i componenti necessari, onde evitare di doverli proprio realizzare ad hoc in prima persona, con dispendio di tempo e senza garanzia circa le tolleranze dei pezzi realizzati. Il risultato finale è una soluzione funzionale ed "elegante" per forma, ma che si è stati costretti a scartare per l'eccessivo peso dei componenti. L'intera struttura avrebbe avuto un peso di circa 20 Kg, carico eccessivo per garantire una corretta mobilità delle parti.

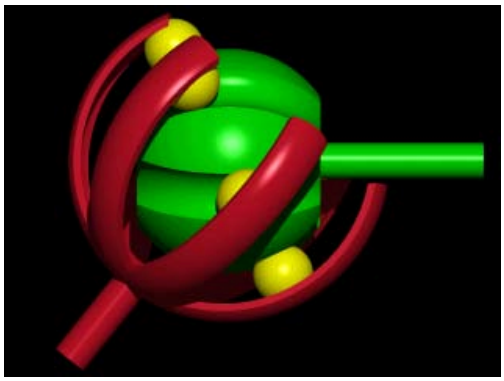


Fig. 6.22 – Modellazione semplificata di un giunto omocinetico. La presenza delle sfere, le quali rotolano lungo le relative guide, garantisce di ottenere un rapporto di trasmissione unitario e costante nel tempo.

Fig. 6.23 – Immagine del giunto omocinetico BJ75C; la sua particolare testa, forata e piatta consente un rapido ed efficiente montaggio.

Soluzione con motore X-Y e cavi di acciaio.

La soluzione che si andrà ora ad illustrare, ha segnato un grande passo verso quella che poi verrà adottata in maniera definitiva.
Proprio per l'elevata similitudine, si illustrerà di seguito solo il principio di funzionamento, riservandoci di descrivere i particolari costruttivi solo nel prossimo paragrafo.
La scelta effettuata per quanto riguarda il motore X-Y, è ormai stata considerata come definita, ed indirizzata verso una variante potenziata del KT-310 DC della "Steinmeyer". La rivoluzione sostanziale introdotta, riguarda il motore rotativo: il componente è stato collocato in corrispondenza del centro di istantanea rotazione del sistema, per evitare, quanto più possibile, l'insorgere di sollecitazioni inerziali dannose ad esso correlate.
Si è pensato di sostituire la semplice asta centrale con un *tubo vuoto in PVC*, al cui interno sia alloggiato un *motore con riduttore epicicloidale* montato assialmente (Fig. 6.24)
Il *PK 32 BB* della "Intecno", con due stadi di riduzione, fa al caso nostro, grazie alla ristretta geometria, alla velocità garantita (131 rpm = 786 °/s) e al peso ridotto (carcassa del motore e 1° stadio di riduzione in plastica).
Per permettere l'inserimento dell'attuatore, si è reso indispensabile ampliare il diametro dello snodo sferico, il quale è stato quindi sostituito con il *KFSM-GT-50*, sempre prodotto dalla "Igus": le geometrie rimangono le stesse, ma il diametro interno è di 50 mm.
Il fissaggio definitivo del PK 32
BB è stato assicurato tramite dei *manicotti in PVC*, i quali dovranno essere appositamente realizzati.
L'*albero di trasmissione* del moto rotatorio, altro pezzo da progettare su misura, sarà ricavato, per lavorazione alle macchine utensili, da un unico tondino di alluminio; per far sì che il suddetto albero sia sempre in asse con il tubo, è indispensabile l'inserimento di un *cuscinetto a secco* in *teflon*, materiale anti-frizione, le cui dimensioni, scelte ad hoc, saranno riportate, così come per gli altri componenti non direttamente disponibili in commercio, nel prossimo capitolo dedicato appunto alla soluzione finale.

Infine specifichiamo che la struttura del *telaio di sostegno*, è stata totalmente rivoluzionata: non sarà più costituita da più aste, come è ben visibile nelle immagini dei modelli precedenti, ma consta di un unico "scatolato", realizzato in alluminio o in acciaio.

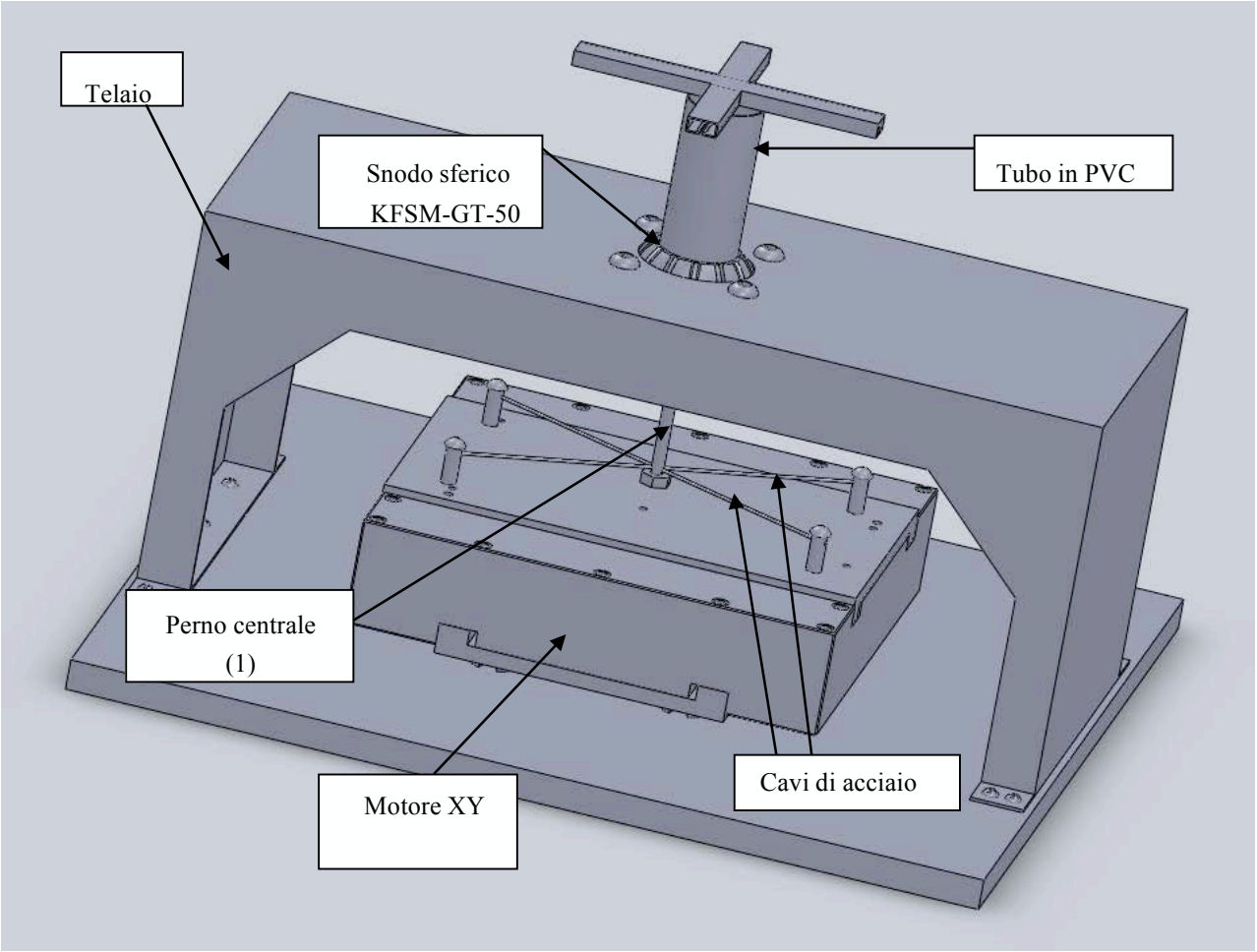


Fig. 6.24 – Complessivo della soluzione quasi definitiva

Ciò che differenzia totalmente la soluzione finale e il sistema in esame è la modalità di trasmissione del moto dal motore X-Y al tubo; conferendo ulteriore leggerezza, si è pensato di utilizzare l'estensibilità dei *cavi di acciaio* per contrastare lo spostamento verso l'alto del *perno* (1) in fase di rotazione attorno allo snodo. I due cavi, tesi il più possibile per ottenere sufficiente rigidezza, sono stati fissati solidalmente alla slitta superiore del KT-310 DC, in modo tale che la loro intersezione coincida con il punto in cui si trova il perno nella posizione iniziale, con il tubo disposto verticalmente. Al fine di mostrare tutti i componenti ivi contenuti, nella Figura 6.25 si è riportato un esploso; l'immagine ci consente di mostrare dettagliatamente la disposizione e i criteri di montaggio dei pezzi. Prima di posizionarlo all'interno del tubo, è necessario collegare al *micro motoriduttore* il manicotto e la relativa flangia forata; in un secondo momento, con l'ausilio di viti, si potrà fissare il tutto all'interno della cavità cilindrica.

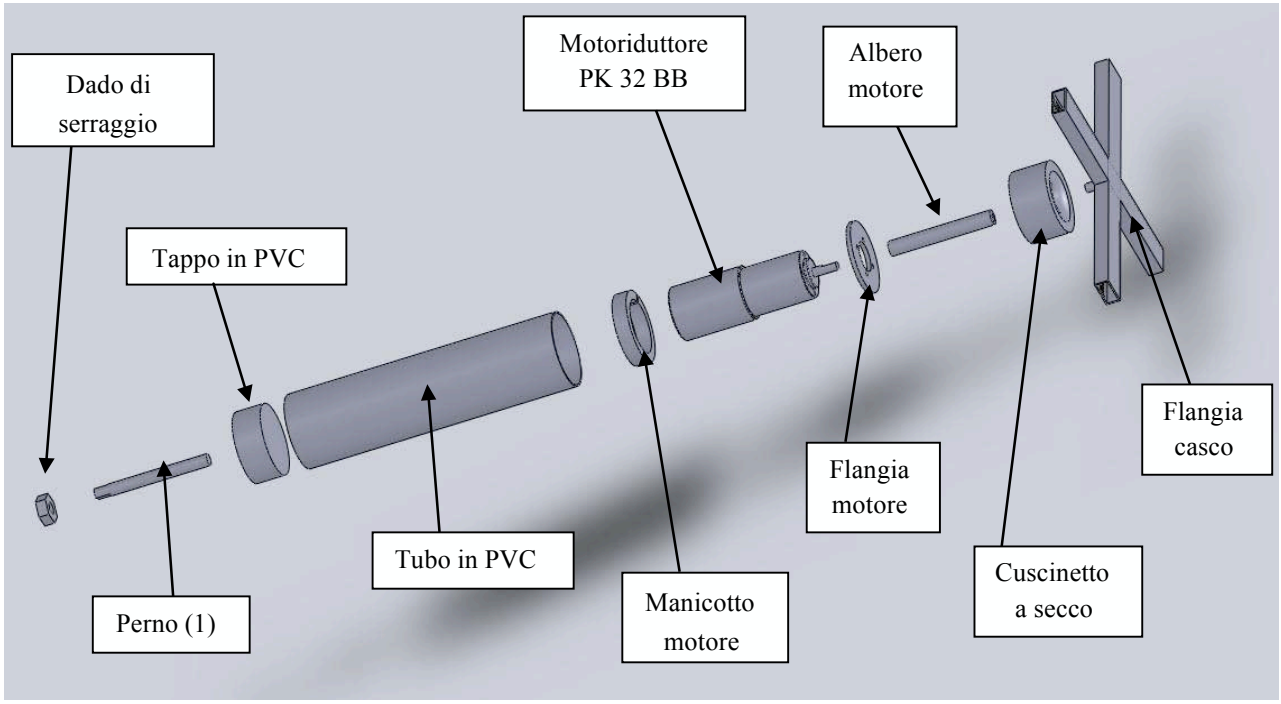


Fig. 6.25 – Esploso della soluzione in esame per evidenziare i componenti

Un'estremità del perno dovrà presentare un foro filettato per garantire il collegamento con il *tappo* in PVC, mentre sull'altra saranno ricavate una o più scanalature, intagliate nel materiale, al fine di preservare la connessione con i cavi.

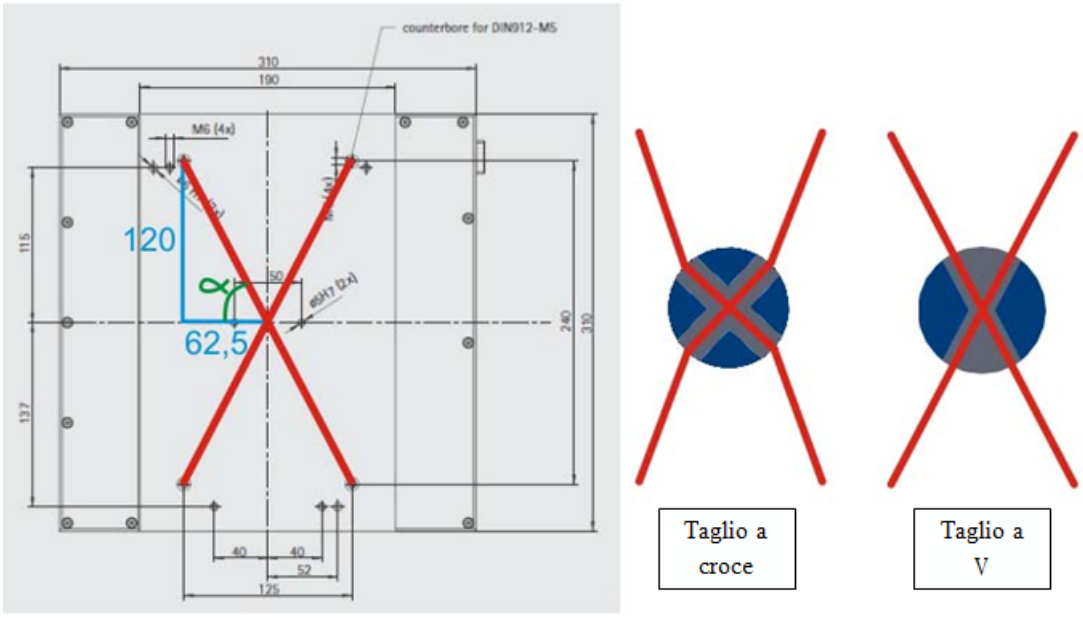


Fig. 6.26 – Schema relativi alla connessione cavi al perno

Osservando la disposizione dei fori sulla superficie superiore della slitta del KT-310 DC, si evince che i tiranti formeranno tra loro un angolo di circa 125° ($\alpha = 2$ arctg (120 / 62,5) = 125°).
In Figura 6.26 sono illustrate due tipologie di taglio del perno: quella a croce è sicuramente di più semplice realizzazione, ma per il suo inserimento è indispensabile piegare i cavi (evidenziati in rosso); nel taglio a "V" i cavi rimangono tesi come se il perno non ci fosse, sebbene è più facile che si verifichi uno scorrimento dei cavi con conseguente decentramento del sistema.
Per evitare che i tiranti escano dalla guida scanalata, è in ogni caso opportuno filettare esternamente la stessa per permettere l'inserimento di un *dado di serraggio*, come in Figura 6.27, nella quale i cavi sono stati evidenziati in blu.

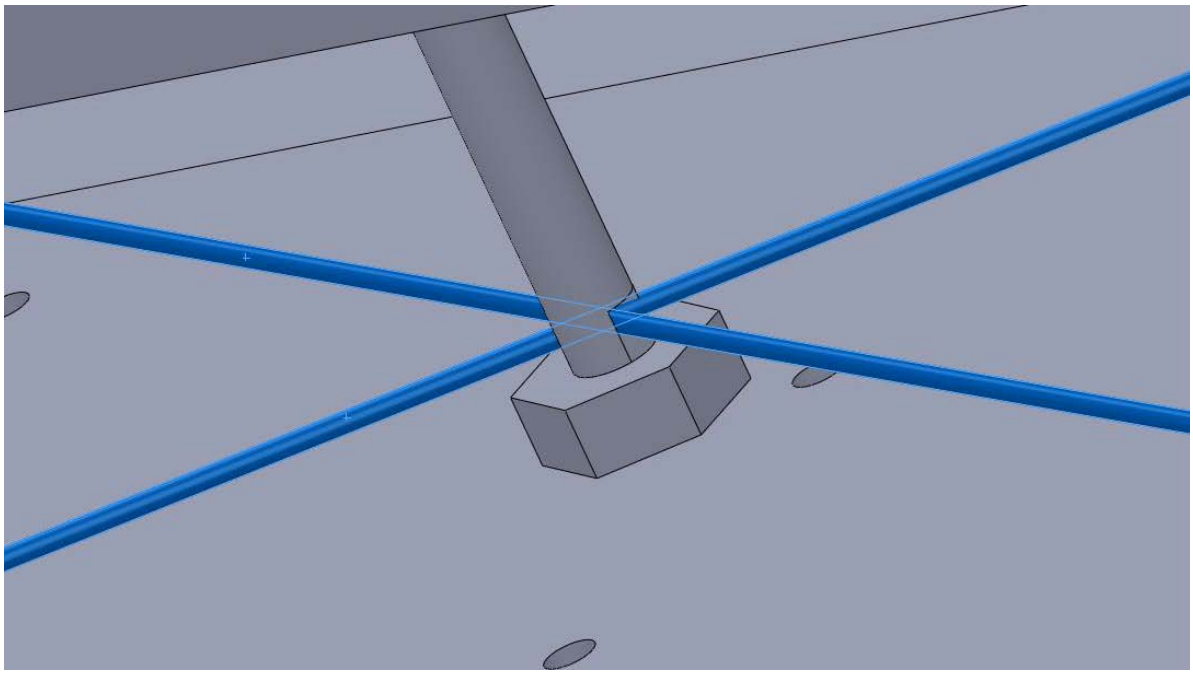


Fig. 6.27 – Connessione cavi al perno con vite di serraggio

La struttura appena descritta assolve ad una funzione paragonabile, in prima istanza, a quella di un normale snodo sferico, permettendoci contemporaneamente di evitare l'utilizzo di un'asta telescopica; viene sfruttato l'allungamento delle due funi appena introdotte, il quale è certamente trascurabile, considerando l'entità delle deformazioni ammissibili.
La massima distensione, come visibile nello schema sottostante, si ha in corrispondenza dell'angolo, tra il tubo e la direzione verticale, di 20°, supponendo una distanza di 20 cm tra i cavi e il centro dello snodo sferico.
Nella configurazione presentata si ha un allungamento pari allo 0,5%, ovviamente irrisorio e quindi ampliamente tollerabile.
Specifichiamo che si è indicato in blu il sistema perno + tubo, mentre in rosso e in verde i cavi, rispettivamente, in distensione e nella posizione iniziale; la quota pari a 270,601 mm coincide con la lunghezza dei cavi, facilmente ricavabile, tramite semplici relazioni trigonometriche, dallo schema riportato in Figura 6.26.

Nella configurazione presentata, e schematizzata in figura 6.28, l'allungamento percentuale può essere calcolato nel seguente modo:

$270{,}601 : (135{,}837 \cdot 2 - 270{,}601) = 100 : x$

ove il termine fra parentesi indica l'allungamento dei cavi; risolvendo si ha:

$x = 0{,}4\%$.

Tale valore è ovviamente irrisorio e quindi può essere considerato trascurabile.

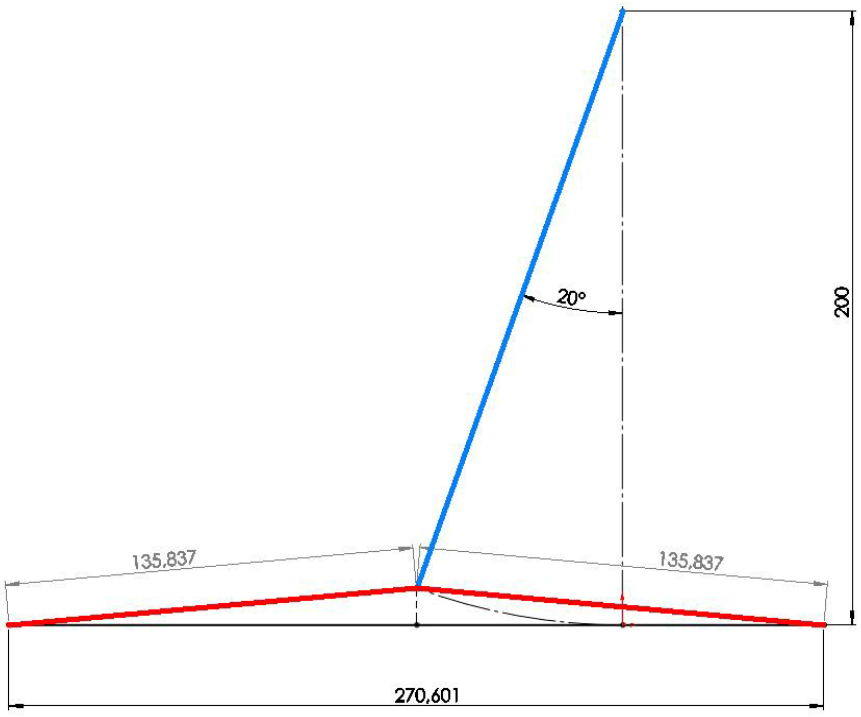


Fig. 6.28 – Schema per il calcolo dell'eventuale indesiderato allungamento dei cavi

Un' ulteriore modifica apportabile al modello, consiste nell'introduzione di alcuni spessori alla base del motore KT-310 DC, utile a variare il braccio di applicazione della forza, permettendo di variare, entro certi limiti costruttivi, forze applicate e frequenze ottenute.
Qui si è scelto l'utilizzo di quattro spessori da 10 mm.
Conseguentemente devono necessariamente essere previsti quattro perni varianti, l'uno rispetto all'altro, di 10 mm e quattro set da quattro viti per il fissaggio del motore X-Y alla base.

In Figura 6.29 si vedono i due casi estremi.

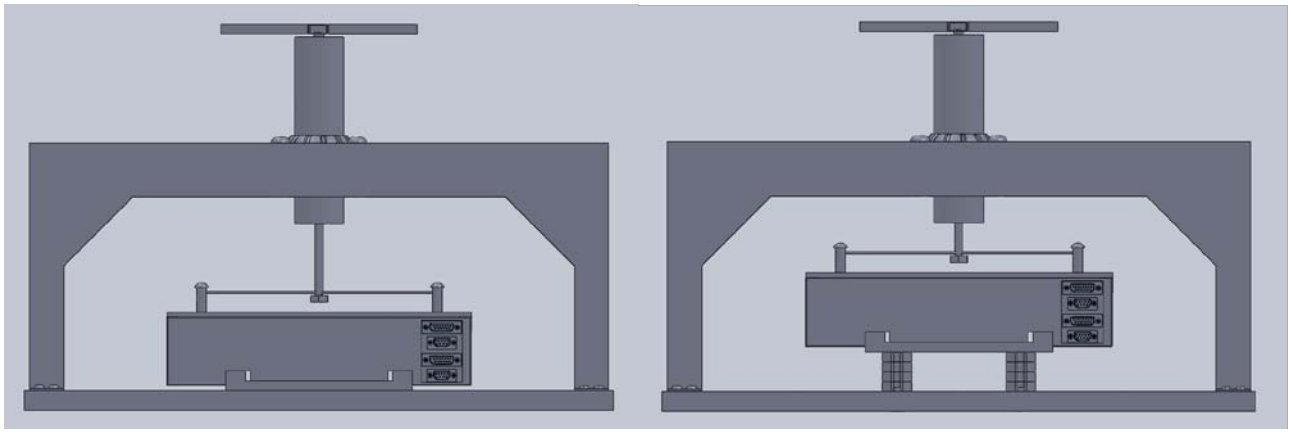


Fig. 6.29 – Posizioni estreme per altezza dei perni di sostegno

L'ultima soluzione descritta raggiunge un grado di accuratezza alquanto elevato, ma è stato deciso di scartarla in quanto non sarebbe stato facile centrare perfettamente i cavi nella posizione iniziale.
C'è inoltre da considerare che le tensioni a cui sono sottoposti i cavi avrebbero potuto variare le condizioni di lavoro del KT-310 DC, impedendoci di ottenere risultati omogenei.

Ma a partire proprio da quest'ultima soluzione è stata sviluppata con piccole modifiche quella finale, che poi è stata effettivamente realizzata, di cui al prossimo capitolo.

CAPITOLO 7

Il secondo prototipo realizzato

Nel presente capitolo saranno descritti, in primo luogo, i cinematismi che caratterizzano il meccanismo che si è poi realizzato come secondo prototipo, fornendo un dimensionamento della struttura non solo dal punto di vista geometrico, ma anche dal punto di vista dinamico (analisi delle forze esplicate dall'attuatore); si illustreranno poi i vari componenti utilizzati, soffermandoci in particolar modo sugli elementi funzionali di ciascuno.
Terminata questa prima parte, verranno descritte in dettaglio le procedure di montaggio previste che sono state eseguite per la realizzazione e la messa a punto del prototipo.

7.1 Analisi dei cinematismi

Come precedentemente anticipato, il modello finale mostra numerose analogie con la soluzione presentata alla fine del capitolo precedente (motore X-Y e cavi di acciaio): si è mantenuto il concetto del tubo in PVC con all'interno il motore rotativo, la tavola X-Y è rimasta la medesima, così come lo snodo sferico e l'idea del telaio.
Il meccanismo si contraddistingue totalmente per la modalità di collegamento e trasmissione del moto tra KT-310 DC e tubo: l'ipotesi circa l'utilizzo dei cavi di acciaio è stata scartata in relazione alle problematiche già discusse. In sostituzione si è optato per l'istallazione di una particolare *trasmissione cardanica*, dotata di un *giunto* collegato ad un' *asta telescopica scanalata*, la quale scorre all'interno di un *canotto*; il pezzo è realizzato completamente in acciaio (per ulteriori dettagli si rimanda alla sezione relativa alla scelta dei componenti).
I vantaggi sono significativi ed evidenti: un collegamento meccanico rigido comporta una più semplice analisi delle geometrie e delle sollecitazioni presenti, nonché la possibilità di un migliore posizionamento iniziale. D'altro canto l'ingombro della trasmissione, superiore rispetto a quello del perno di sostegno dei cavi, ha determinato l'eliminazione degli spessori, da posizionare al di sotto dell'attuatore; ne consegue una minore flessibilità dei parametri di lavoro, ovvero non è più possibile variare il braccio di applicazione della forza motrice, agendo sulle frequenze del sistema.
Lo snodo è collegato con il tubo per mezzo del medesimo *tappo in PVC* visto in precedenza, il quale lo stringe per interferenza per tutta la lunghezza della presa (25 mm); la rimanente parte del canotto, riservata alla corsa, viene lasciata libera, al fine di ottenere maggiore spazio disponibile per il passaggio dei cavi di corrente del motore rotativo.
Si vedrà che il giunto cardanico presenta inferiormente un foro filettato M6, il quale ci consente di fissare il pezzo ad una apposita *piastra di collegamento*, realizzata a partire da un semplice profilato in alluminio; la piastra è a sua volta connessa al KT-310 DC per mezzo di due viti M6, poste in corrispondenza dei fori già presenti sulla slitta superiore dell'attuatore.
Ulteriori approfondimenti relativi alla realizzazione dei componenti e alle modalità di montaggio della struttura saranno fornite nel corso degli specifici paragrafi.

Una volta definito completamente il modello che si intende adottare come soluzione finale per la simulazione dei movimenti della testa, occorre analizzare nel dettaglio gli aspetti che ne caratterizzano il cinematismo e la dinamica.
Non è solo necessario conoscere, dal punto di vista pratico ed applicativo, tutte le proprietà dei suoi componenti, come ad esempio i parametri caratteristici dei motori, ma anche studiare, tramite opportuni dimensionamenti, come l'intera struttura reagisce nel momento della sua definitiva messa a punto ed utilizzo.
E' infatti evidente che solo tramite un'analisi accurata delle dimensioni dei pezzi e delle forze in gioco, sarà possibile stabilire, in ultima istanza, se il meccanismo possieda tutti gli elementi essenziali per garantire dei risultati accettabili e coerenti con le ipotesi di progetto.
A differenza di quanto è stato già mostrato nel contesto della soluzione iniziale e del cinematismo ispirato al rotore dell'elicottero, non ci limiteremo ad un'analisi tipicamente geometrica, ma si farà uno studio anche dinamico.
In particolare per determinare l'entità delle sollecitazioni sviluppate; partendo dalla conoscenza della tipologia di moto che desideriamo conferire al modello, potremmo, sfruttando le equazioni della meccanica lagrangiana, conoscere la forza che l'attuatore KT-310 DC dovrà essere in grado di sviluppare.
Una delle problematiche più rilevanti dell'intero progetto è quella di attribuire alla struttura una frequenza di moto che rispecchi fedelmente quella riscontrata nei pazienti per il cui trattamento terapeutico viene utilizzato il caschetto.
La soluzione finale, come avremo modo di riscontrare, è frutto di un compromesso tra esigenze ingegneristiche (velocità del motore, spazi di lavoro, dimensioni dei pezzi), ed effettive possibilità di realizzazione del meccanismo (costi dei singoli componenti, necessità di leggerezza, ingombri limitati).
Si sottolinea infine che, nonostante le semplificazioni da adottare e l'impossibilità di rispettare rigidamente le ipotesi di partenza, arriveremo ad un risultato finale che garantisce delle buone prestazioni ed ampie possibilità applicative.

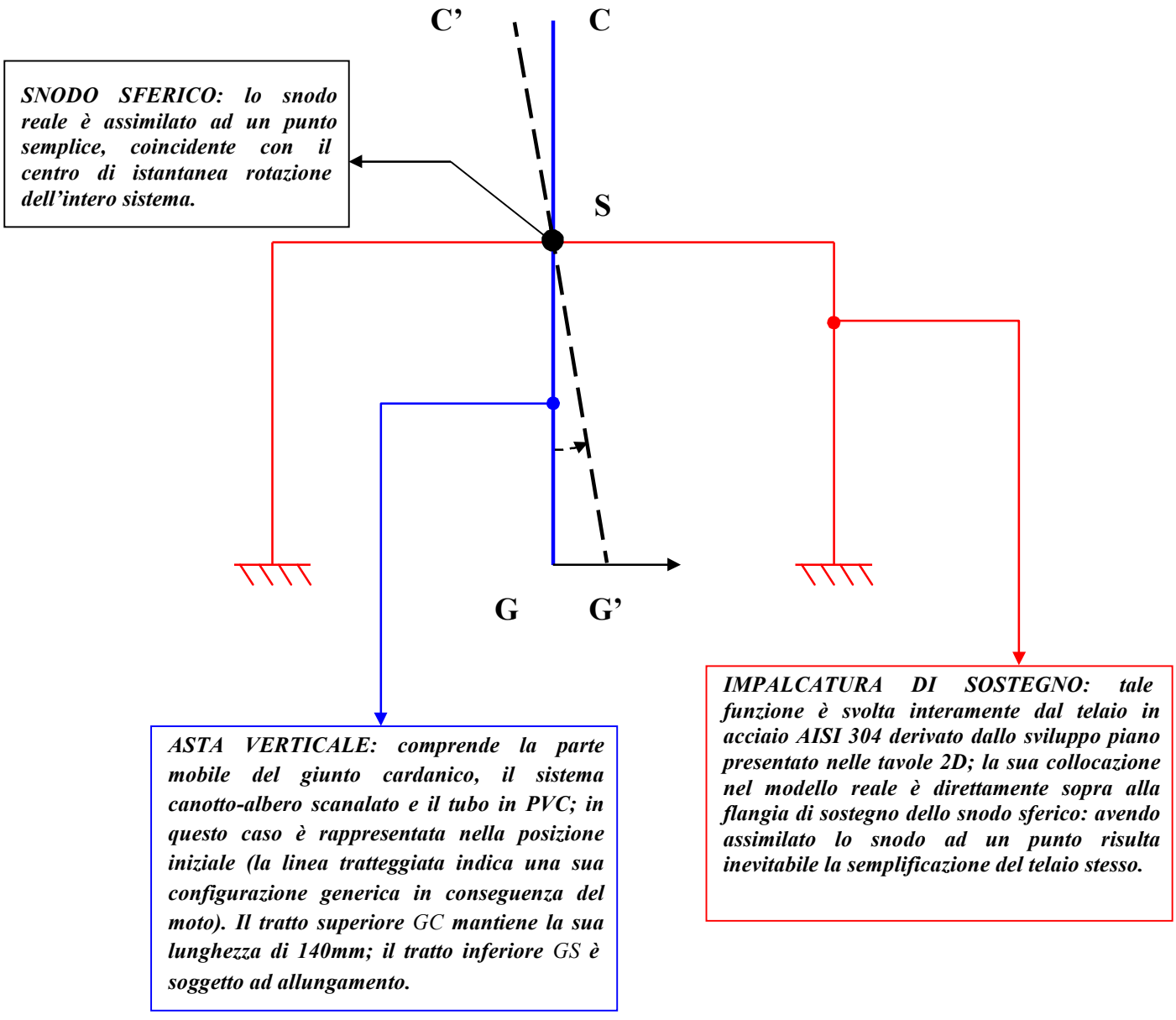
- ***DIMENSIONAMENTO GEOMETRICO***

La prima parte del dimensionamento, così come anticipato, avrà un carattere prettamente cinematico e geometrico.

Il primo dei parametri di progetto che dovremo prendere in considerazione consiste nell'allungamento massimo (**y**) subito dalla trasmissione cardanica a seguito dell'inclinazione del tubo in PVC, rispetto alla posizione verticale iniziale, di ± 20°.
Si vede subito che il sistema è strutturato in un modo tale per cui, per ogni moto a partire dalla configurazione iniziale, l'asta scanalata subisce esclusivamente un allungamento: non si riscontra quindi l'esigenza di trattare un eventuale accorciamento.

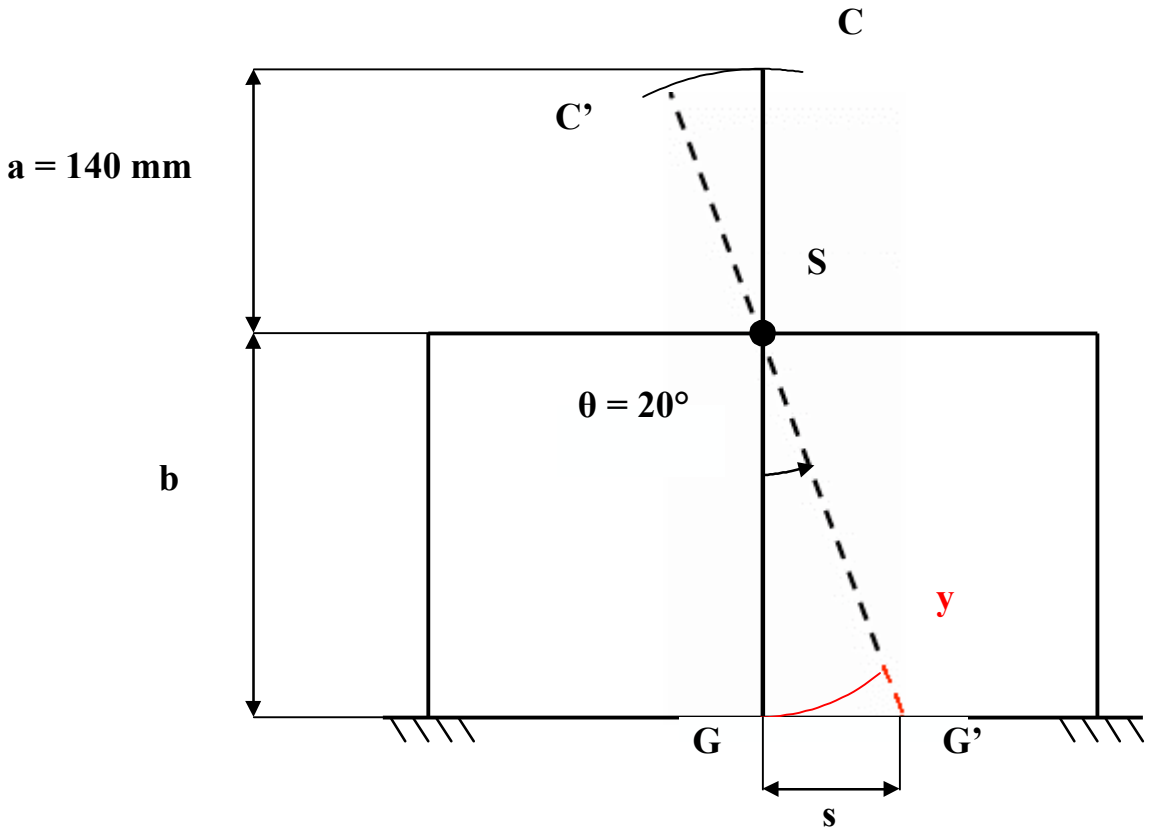
Il secondo parametro significativo è costituito dalla distanza esistente tra il punto di articolazione del giunto cardanico (**G**) e lo snodo sferico superiore, in particolar modo il punto centrale (**S**) contenuto nel piano di sezione mediano dello snodo stesso.
Il primo è assimilato al punto mobile solidale con il motore x-y, il secondo coincide con il centro di istantanea rotazione dell'intero apparato meccanico.

Andando a modificare la distanza suddetta si otterranno delle variazioni sostanziali circa lo spostamento orizzontale **s** del punto **G,** altro elemento da valutare esattamente; si deduce che il range di movimento del centro del giunto cardanico è l'intervallo chiuso [**-s** ; **+s**].
Partendo infine dallo spostamento **s** e considerando la velocità dell'attuatore, si può definire univocamente la frequenza caratterizzante la soluzione adottata.



Passiamo ora all'analisi numerica vera e propria; innanzi tutto è indispensabile capire ed illustrare la schematizzazione grafica del sistema che verrà utilizzata in seguito. Come prima essenziale semplificazione, al fine di evitare confusione circa i singoli componenti, assimileremo la parte della struttura comprendente la metà mobile del giunto cardanico, il tubo in PVC e il sistema canotto-albero scanalato, ad un'unica asta, di estremi **G** e **C**; in secondo luogo la funzione di vincolo dello snodo sferico superiore verrà totalmente esplicata dal punto **S**; in questa fase dell'analisi non

considereremo né il peso né l'inerzia degli elementi presenti all'interno del tubo (micro - motoriduttore, manicotti di sostegno, albero di trasmissione, flangie, ecc): la loro trattazione sarà ripresa esaustivamente nella sezione riguardante lo studio delle forze agenti.
Nello schema precedente si è rappresentato il modello di riferimento.
Volendo osservare quali differenze si riscontrano nel sistema, a livello di dimensioni e frequenze, a seguito della variazione dei parametri di interesse, si eseguirà inizialmente uno studio generalizzato, per poi giungere a dei risultati numericamente validi.



Osservando la figura precedente si possono derivare le seguenti relazioni trigonometriche:

$|SG'| \sin(20°) = |GG'| = s$
$|SG'| \cos(20°) = |SG| = b$,

dove:

$|SG'| = b + y$.

Dalle equazioni precedenti possiamo facilmente dedurre, tramite semplici passaggi algebrici, :

$\underline{\mathbf{y} = (b - b \cos(20°)) / \cos(20°)}$
$\underline{\mathbf{s} = b \tan(20°)}$.

Come possiamo notare, sia il valore di **y**, sia il valore di **s**, dipendono strettamente da **b**; è quindi evidente che non è possibile identificare l'entità numerica dei due parametri senza aver precedentemente fissato **b**.
Vi è inoltre un'altra fondamentale formula che dobbiamo prendere in considerazione; tale relazione coinvolge la velocità lineare **v** del motore, la quale, dato il vincolo imposto a **G**, coincide esattamente con la velocità del punto stesso (**G** si muove infatti solidalmente con l'attuatore), e lo spazio percorso dall'estremo inferiore dell'asta verticale nel corso di un'oscillazione completa del sistema.
Partendo dalla configurazione iniziale, come datto, si ha una oscillazione completa nel momento in cui, supponendo ad esempio uno spostamento verso destra, l'asta passa dalla posizione $\theta = 20°$, alla posizione $\theta = -20°$, per poi ritornare perpendicolare al piano della struttura; evidentemente otterremo uno spazio percorso complessivo pari a 4**s**.
Ricordando infine che la frequenza è definita come il numero di oscillazioni effettuate da un qualsiasi sistema meccanico nell'unità di tempo, si può scrivere:

f = frequenza = v / 4 s .

Riprendendo le tre espressioni finali di **y**, **s** ed **f**, attribuendo diversi valori ai parametri **b** e **v**, si ottiene la seguente tabella:

b (mm)	v (mm/s)	y (mm)	s (mm)	f (Hz)	Motore
200	50	12,8355545	72,79405	0,171717	KT 310-DC
100	50	6,41777725	36,39702	0,343435	
50	50	3,20888862	18,19851	0,686869	
20	50	1,28355545	7,279405	1,717173	
10	50	0,64177772	3,639702	**3,434347**	
200	100	12,8355545	72,79405	0,343435	KT 310-DC (modificato) Funzionamento a carico
100	100	6,41777725	36,39702	0,686869	
50	100	3,20888862	18,19851	1,373739	
20	100	1,28355545	7,279405	3,434347	
10	100	0,64177772	3,639702	**6,868694**	
200	160	12,8355545	72,79405	0,549495	KT 310-DC (modificato) Funzionamento a vuoto
170	160	10,9102213	61,87494	0,646465	
130	160	8,34311042	47,31613	0,845378	
110	160	7,05955497	40,03673	**0,999083**	
100	160	6,41777725	36,39702	1,098991	
50	160	3,20888862	18,19851	2,197982	
20	160	1,28355545	7,279405	**5,494955**	
200	1000	12,8355545	72,79405	3,434347	LT190-EDLM
150	1000	9,62666587	54,59554	4,579129	
110	1000	7,05955497	40,03673	**6,244267**	

I quattro gruppi di valori evidenziati nella tabella si riferiscono a quattro diverse tipologie di attuatori utilizzabili per il progetto: il primo attuatore è un KT 310-DC con velocità ripresa dal catalogo, non particolarmente elevata; il secondo e il terzo (analoghi al primo per quanto riguarda il modello) presentano una velocità di 160 mm/s, tuttavia si è considerato in un caso una diminuzione di tale valore conseguente ai possibili effetti dovuti al carico; il quarto motore è l' LT190-EDLM, il quale si distingue radicalmente dagli altri per la sua velocità di 1 m/s.
Per ciascun gruppo è stata evidenziata in grassetto la massima frequenza ottenibile al variare di **b**; come è possibile notare quasi tutti gli attuatori consentono di ottenere una frequenza di funzionamento pari o addirittura superiore ai 3 Hz, ma in ogni caso questo comporta dei valori di **b** troppo ridotti, e quindi assolutamente improponibili al fine di garantire delle buone prestazioni del meccanismo.
Sono invece diverse le prestazioni dell'ultimo motore: si hanno delle ottime frequenze per dimensioni pienamente accettabili della quota dell'estremità **GS** dell'asta.
Basti notare che, con un valore di **b** pari a 110 mm (che come vedremo sarà quello scelto), si ottiene una frequenza addirittura maggiore di quella richiesta dalle ipotesi iniziali. L'unico ostacolo è rappresentato dal prezzo del pezzo, troppo elevato e proibitivo.
La sola soluzione è quella di giungere ad un buon compromesso tra frequenza e altezza **b**: per ottenere delle dimensioni e spazi di lavoro almeno plausibili, si può scendere a compromessi ed accettare una diminuzione di **f**, anche perchè, come detto, il valore di progetto era stato scelto piuttosto alto: non è indispensabile una frequenza di 3 Hz.
Tale compromesso è evidenziato in rosso nella tabella: si utilizzerà, come già noto, il motore KT 310-DC, con velocità di 160 mm/s, ed una dimensione di **GS** pari a 110 mm.
Mantenendo un allungamento massimo poco elevato e uno spostamento tollerabile, date le caratteristiche tecniche dell'attuatore, potremo comunque garantire una frequenza di circa 1 Hz.
Sottolineiamo che, data la relativa leggerezza e il contributo sufficientemente trascurabile dell'inerzia, non sono stati considerati gli eventuali effetti derivanti dall'applicazione del carico.
Sulla base delle considerazioni precedenti si può concludere, con una certa sicurezza, che la scelta del motore presentata nella descrizione preliminare dei componenti meccanici della soluzione finale, è corretta e più che mai giustificata.

- ***DIMENSIONAMENTO DINAMICO***

Se il dimensionamento geometrico ci ha permesso di determinare definitivamente la frequenza di funzionamento del meccanismo e contemporaneamente di analizzare tutti i principali parametri di progetto (spostamento, braccio della forza, allungamento), il dimensionamento dinamico ci consentirà di avere un'idea più precisa circa le effettive sollecitazioni in gioco e di stabilire se l'attuatore è in grado di far eseguire alla struttura i movimenti richiesti.
Nel corso della seguente sezione ricorreremo alle equazioni della meccanica lagrangiana: conoscendo l'evoluzione temporale dell'unica coordinata libera, ovvero l'angolo di rotazione dell'assieme tubo-trasmissione, vincolato tramite lo snodo sferico in un punto intermedio.
Si è così in grado di ricavare con semplicità la forza necessaria a far compiere tale movimento.
Si sottolinea che anche per eseguire questo dimensionamento si faranno delle ipotesi semplificative, ma ciò non inficia la generalità e la validità dei risultati che si otterranno per quanto attiene la specifica applicazione di interesse.

Va infatti specificato che il modello di riferimento meccanico utilizzato è notevolmente approssimato, sia nelle dimensioni ma anche e soprattutto nelle geometrie: tanto il tubo quanto la trasmissione verranno assimilati a due semplici aste, la seconda delle quali allungabile, di spessore trascurabile, con conseguente diminuzione del loro contributo di inerzia.
Tutti i componenti presenti all'interno della cavità saranno considerati come masse puntiformi, ciascuna delle quali localizzata nel baricentro geometrico del pezzo, e calettate sulle aste precedenti; infine non considereremo, dati i piccoli angoli di lavoro, la possibilità di snodo del giunto, ma ipotizzeremo la presenza di un carrello nell'estremità inferiore, il quale ci permette di meglio rappresentare la traslazione orizzontale della tavola X-Y.
Si ritiene comunque che, nonostante le inevitabili imprecisioni dovute alle eccessive semplificazioni, si possano comunque ottenere risultati coerenti con l'effettiva funzionalità del meccanismo.
Al fine di meglio comprendere le modifiche introdotte al modello reale per quanto concerne i pezzi inseriti nel tubo, si osservi la Figura 7.1: data la relativa leggerezza della flangia e del manicotto in PVC, si è considerato la massa di tutto l'assieme flangia – manicotto – micro-motoriduttore come concentrata nel baricentro geometrico di quest'ultimo, ottenendo la massa $\mathbf{m_2}$.
La medesima operazione è stata eseguita per l'assieme cuscinetto – albero, ottenendo $\mathbf{m_3}$ e per l'assieme crociera– caschetto, ottenendo $\mathbf{m_4}$; il tappo è l'unico componente considerato come singolo.

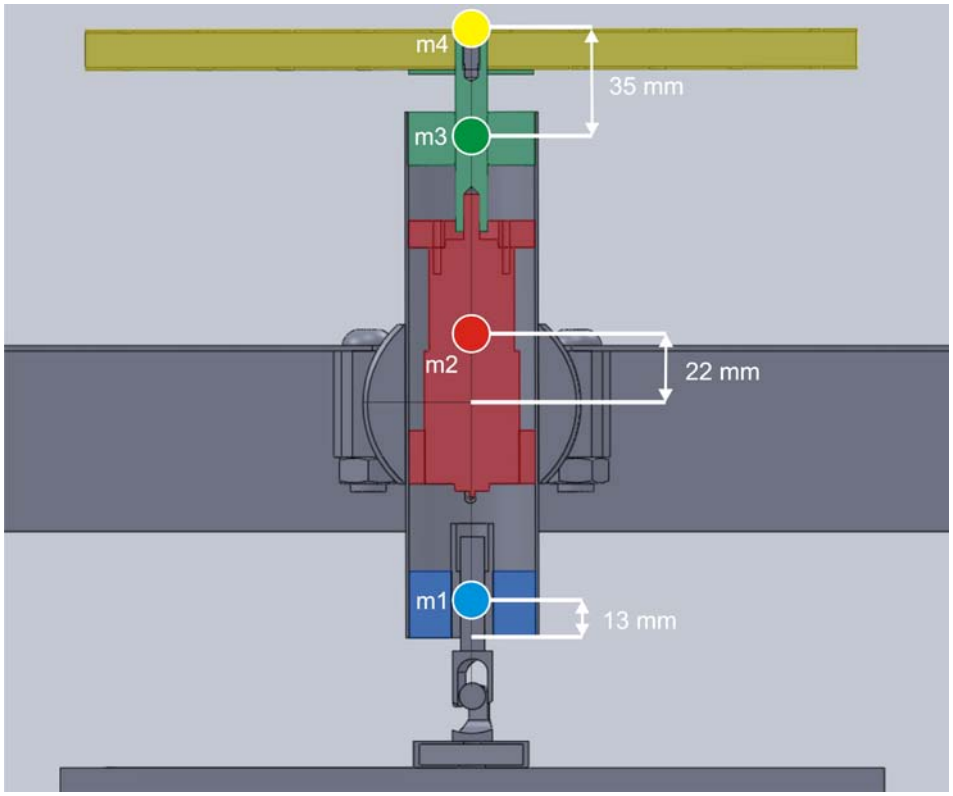


Fig. 7.1 – Vista in sezione del tubo; sono stati evidenziate con diversi colori le varie parti considerate come assieme, specificando le quote caratteristiche dei punti di applicazione delle corrispondenti masse puntiformi.

Nella tabella seguente sono indicate le masse che verranno utilizzate per i successivi calcoli e che sono state ottenute mediante misurazione diretta dei singoli pezzi:

COMPONENTE	*MASSA (Kg)*	
Micro-motoriduttore	0.245	$\mathbf{m_2 = 0.29\ Kg}$
Flangia	0.022	
Manicotto	0.023	
Tappo	0.056	$\mathbf{m_1 = 0.056\ Kg}$
Cuscinetto	0.070	$\mathbf{m_3 = 0.123\ Kg}$
Albero	0.053	
Crociera	0.105	$\mathbf{m_4 = 0.8\ Kg}$
Caschetto	0.7	
Tubo	0.077	$\mathbf{m_{tubo} = 0.077}$
Trasmissione cardanica	0.107	$\mathbf{m_{trasm} = 0.107}$

Nella figura 7.2 è rappresentato il modello meccanico definitivo per la determinazione dell'equazione di Lagrange; è stato preso in considerazione un sistema di riferimento cartesiano di origine O ed assi x, y, z, di versori rispettivamente **i**, **j**, **k**, mentre si è indicata con **θ(t)** l'unica coordinata libera del sistema.

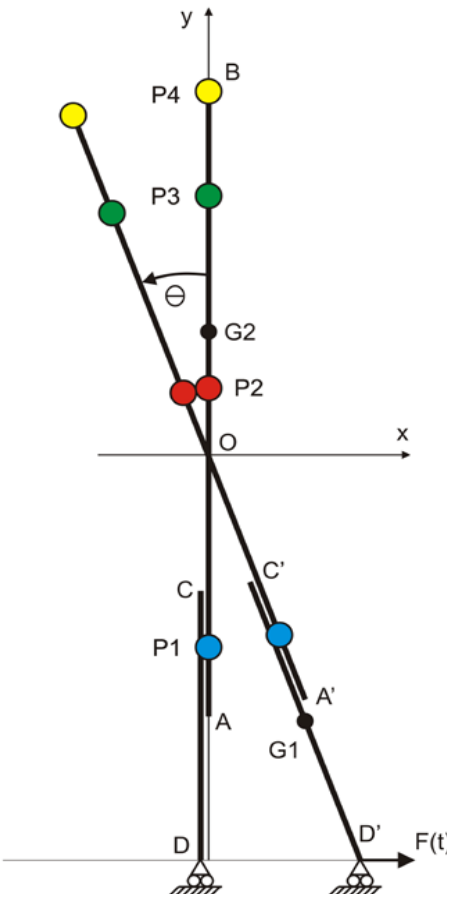


Fig. 7.2 – Schema semplificato del meccanismo di simulazione; le principali approssimazione sono già state esposte precedentemente. Si nota che l'asse x è contenuto interamente nel piano orizzontale mediano dello snodo sferico, visibile chiaramente nella sezione di Figura 7.1. L'asta AB, di lunghezza fissa e baricentro nel punto medio G_2, rappresenta evidentemente il tubo in PVC, mentre l'asta CD, allungabile e di baricentro G_1, è assimilabile alla trasmissione cardanica. Essendo il punto D costretto a scorrere sul piano rappresentato dalla slitta dell'attuatore, il vincolo più adatto per la sua caratterizzazione è il carrello. Sono stati riportate la masse puntiformi sopra introdotte, ed in più è visibile nell'immagine la forza F(t) esplicata dal motore.

Considerando le reali dimensioni della struttura e dalla Figura 7.1 si ha:

$$|\boldsymbol{CA}| = 0.043\,m \qquad |\boldsymbol{AD}| = 0.039\,m \qquad |\boldsymbol{OB}| = 0.140\,m \qquad |\boldsymbol{OA}| = 0.088\,m$$

$$|\boldsymbol{OP_2}| = 0.022\,m \qquad |\boldsymbol{P_3P_4}| = 0.035\,m \qquad |\boldsymbol{AP_1}| = 0.013\,m$$

Analizzando il sistema in Figura 7.2 si può facilmente ricavare i seguenti vettori:

$$\boldsymbol{OG_1} = \left(\left(0.045 + \frac{0.127 - 0.045\cos\theta}{2\cos\theta} \right)\sin\theta \;-\left(0.045 + \frac{0.127 - 0.045\cos\theta}{2\cos\theta} \right)\cos\theta, 0 \right)$$

$$\left|\boldsymbol{OG_2}\right| = \frac{0.228}{2} - 0.088 = 0.026\,m$$

$$\boldsymbol{OG_2} = (-0.026\sin\theta, 0.026\cos\theta, 0)$$

$$|\boldsymbol{OP_2}| = 0.022\,m \;\Rightarrow\; \boldsymbol{OP_2} = (-0.022\sin\theta, 0.022\cos\theta, 0)$$

$$|\boldsymbol{OP_3}| = 0.140 - 0.035 = 0.105\,m \;\Rightarrow\; \boldsymbol{OP_3} = (-0.105\sin\theta, 0.105\cos\theta, 0)$$

$$|\boldsymbol{OP_1}| = 0.075\,m \;\Rightarrow\; \boldsymbol{OP_1} = (0.075\sin\theta, -0.075\cos\theta, 0)$$

$$\boldsymbol{OP_4} = (-0.140\sin\theta, 0.140\cos\theta, 0)$$

Inoltre si ottengono le seguenti lunghezze caratteristiche:

$$L_{trasm} = \left(43 + 39 + \frac{127 - 127\cos\theta}{\cos\theta}\right)mm = \left(\frac{0.127}{\cos\theta} - 0.045\right)m$$

$$L_{tubo} = 88\,mm + 140\,mm = 0.228\,m$$

$$OC = OC' = 88\,mm - 43\,mm = 0.045\,m$$

Partendo da semplici considerazioni trigonometriche, è possibile esprimere l'allungamento subito dalla trasmissione cardanica, a seguito del movimento di traslazione dell'attuatore, in funzione dell'unica coordinata libera:

$$OD' = 88\,mm + 39\,mm + \zeta = 127\,mm + \zeta = 0.127\,m + \zeta$$

$$OD'\cos\epsilon = OD \;\Rightarrow\; (127\,mm + \zeta)\cos\epsilon = 127\,mm \qquad \Rightarrow \zeta = \frac{0.127 - 0.127\cos\theta}{\cos\theta}\,m$$

Considerando la precedente espressione dell'allungamento ζ , si ottiene:

$$\boldsymbol{OD'} = \left(\left(0.127 + \zeta\right) \sin\theta, - \left(0.127 + \zeta\right) \cos\theta, 0 \right) = \left(\frac{0.127}{\cos\theta} \sin\theta, -0.127, 0 \right).$$

Giunti a questo punto abbiamo a disposizione tutte le informazioni geometriche per individuare il *potenziale* del sistema, ricordando che, escludendo l'azione esplicata dal motore nell'estremo D', le uniche sollecitazione agenti sono essenzialmente dovute al contributo della forza peso:

$$U = -0.140\, m_4\, g \cos\theta - 0.105\, m_3\, g \cos\theta + 0.075\, m_1\, g \cos\theta - 0.022\, m_2\, g \cos\theta - 0.026\, m_{tubo}\, g \cos\theta +$$

$$+ \left(0.045 + \frac{0.127 - 0.045\cos\theta}{2\cos\theta}\right) m_{trasm}\, g \cos\theta + cost = -0.140\, m_4\, g \cos\theta - 0.105\, m_3\, g \cos\theta +$$

$$+ 0.075\, m_1\, g \cos\theta - 0.022\, m_2\, g \cos\theta - 0.026\, m_{tubo}\, g \cos\theta + 0.045\, m_{trasm}\, g \cos\theta - \frac{0.045}{2} m_{trasm}\, g \cos\theta + cost .$$

Determiniamo ora le *componenti lagrangiane della sollecitazione* della forza $\boldsymbol{F}(t) = F(t)\, \boldsymbol{i}$:

$$Q_{\theta, F} = (F(t), 0, 0) \cdot \left(0.127 + 0.127\left(-\frac{1}{\cos^2\theta} \right)\left(-\sin^2\theta\right), 0, 0 \right) = 0.127\, F(t)\ \left(1 + tg^2\theta\right)$$

Considerando la tabella delle masse sopra riportata, si può riscrivere il potenziale come:

$$U = -1.242824\cos\theta + cost .$$

Le componenti lagrangiane della sollecitazione per tutto il sistema sono perciò date da:

$$Q_\theta = Q_{\theta, F} + \frac{\partial U}{\partial \theta} \qquad \Rightarrow \qquad Q_\theta = 0.127\, F(t)\ \left(1 + tg^2\theta\right) + 1.242824\sin\theta .$$

Prima di procedere con il calcolo diretto dell'energia cinetica, analizziamo i momenti di inerzia delle aste AB (tubo) e CD (trasmissione); iniziamo con il primo, calcolato rispetto ad un asse perpendicolare al piano del foglio e passante per il baricentro G_2 :

$$I_{tubo\, G_2 // z} = \frac{1}{12}\, m_{tubo}\, L_{tubo}^2$$

Volendo calcolare il momento di inerzia rispetto ad un asse parallelo al precedente, ma passante per il punto O, origine del riferimento cartesiano nonché sede dello snodo sferico, applichiamo il teorema di Huygens - Steiner:

$$I_{tubo\, O // z} = \frac{1}{12}\, m_{tubo}\, L_{tubo}^2 + m_{tubo}\, 0.026^2 = 5,008 \cdot 10^{-3}\, m_{tubo} .$$

Procedendo analogamente per l'asta CD:

$$I_{trasm\ G_1 /\!/ z} = \frac{1}{12} m_{trasm} \left(\frac{0.127}{\cos\theta} - 0.045 \right)^2$$

$$I_{trasm\ O /\!/ z} = \frac{1}{12} m_{trasm} \left(\frac{0.127}{\cos\theta} - 0.045 \right)^2 + m_{trasm} \left(0.045 + \frac{0.127}{\cos\theta} - 0.045 \right)^2 ;$$

svolgendo alcuni semplici passaggi algebrici:

$$I_{trasm\ O /\!/ z} = m_{trasm} \left(\frac{5.376}{\cos^2\theta} + 1.18125 + \frac{1.905}{\cos\theta} \right) \cdot 10^{-3} .$$

Calcoliamo ora l'energia cinetica per tutto il sistema:

$$T = \frac{1}{2} I_{tubo\ O /\!/ z}\, \theta'^2 + \frac{1}{2} I_{trasm\ O /\!/ z}\, \theta'^2 + \frac{1}{2} m_1\, 0.075^2\, \theta'^2 + \frac{1}{2} m_2\, 0.022^2\, \theta'^2 + \frac{1}{2} m_3\, 0.105^2\, \theta'^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} m_4\, 0.140^2\, \theta'^2 .$$

Per concludere, ricordando la definizione di equazione di Lagrange,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \theta'} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = Q_\theta$$

possiamo scrivere:

$$L_\theta : \Rightarrow \theta'' \left(I_{tubo\ O /\!/ z} + I_{trasm\ O /\!/ z} + m_1\, 0.075^2 + m_2\, 0.022^2 + m_3\, 0.105^2 + m_4\, 0.140^2 \right) +$$

$$+ \theta' m_{trasm} \left(\frac{5.376}{\cos^4\theta} 2\cos\theta \sin\theta\, \theta' + \frac{1.905}{\cos^2\theta} \sin\theta\, \theta' \right) \cdot 10^{-3} -$$

$$- \frac{1}{2} m_{trasm}\, \theta'^2 \left(\frac{5.376}{\cos^4\theta} 2\cos\theta \sin\theta + \frac{1.905}{\cos^2\theta} \sin\theta \right) \cdot 10^{-3} = Q_\theta .$$

Svolgendo ulteriormente i calcoli:

$$L_\theta : \Rightarrow \theta'' \left(I_{tubo\ O /\!/ z} + I_{trasm\ O /\!/ z} + m_1\, 0.075^2 + m_2\, 0.022^2 + m_3\, 0.105^2 + m_4\, 0.140^2 \right) +$$

$$+ \frac{1}{2} m_{trasm}\, \theta'^2 \left(\frac{5.376}{\cos^4\theta} 2\cos\theta \sin\theta + \frac{1.905}{\cos^2\theta} \sin\theta \right) \cdot 10^{-3} = Q_\theta .$$

Ricordiamo che l'evoluzione temporale di **θ** è nota a priori, conoscendo la frequenza e la massima ampiezza del moto:

$$\theta = \theta_0 \cos(\omega t + \varphi) = \frac{\pi}{9}\cos(2\pi f t + \varphi)\ ;$$

sostituendo le condizioni iniziali (nell'istante t=0 il tubo è in posizione verticale):

$$\theta(0) = 0 \Rightarrow 0 = \frac{\pi}{9}\cos\varphi \Rightarrow \cos\varphi = 0 \Rightarrow \varphi = \frac{\pi}{2}\ .$$

In definitiva si ha:

$$\theta = \frac{\pi}{9}\cos\left(2\pi f t + \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{\pi}{9}\sin(2\pi f t)\ ;$$

effettuando due derivazioni successive:

$$\theta' = -\frac{2}{9}\pi^2 f \cos(2\pi f t) \quad , \quad \theta'' = \frac{4}{9}\pi^3 f^2 \sin(2\pi f t)\ .$$

Non rimane altro che sostituire le funzioni **θ(t)**, **θ'(t)** e **θ''(t)** all'interno dell'equazione di Lagrange, assieme alle masse e ai momenti di inerzia, e ricavare l'espressione finale di **F(t)**:

$$F(t) = \frac{1}{0.127\cdot\left(1+\tan\left(\frac{\pi}{9}\cdot\cos(2\cdot\pi\cdot t)\right)^2\right)}\cdot\left(-1.242824\cdot\sin\left(-\frac{\pi}{9}\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)+\frac{4}{9}\cdot\pi^3\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\cdot\left(0.077\cdot 5.008\cdot 10^{-3}+0.107\right.\right.$$
$$\left.\cdot\left(\frac{5.376\cdot 10^{-3}}{\cos\left(-\frac{\pi}{9}\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)^2}+1.18125\cdot 10^{-3}+1.905\cdot 10^{-3}+\frac{1.905\cdot 10^{-3}}{\cos\left(-\frac{\pi}{9}\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)}\right)+0.0175\right)+\frac{2}{81}\cdot\pi^4\cdot\cos(2\cdot\pi\cdot t)^2\cdot 0.107$$
$$\left.\left.\cdot\left(\frac{5.376\cdot 10^{-3}}{\cos\left(-\frac{\pi}{9}\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)^4}\cdot\sin\left(-\frac{2}{9}\cdot\pi\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)+\frac{1.905\cdot 10^{-3}}{\cos\left(-\frac{\pi}{9}\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)^2}\cdot\sin\left(-\frac{\pi}{9}\cdot\sin(2\cdot\pi\cdot t)\right)\right)\right)$$

Essendo interessati a stabilire se il motore KT 310-DC è effettivamente in grado di garantire delle buone prestazioni cinematiche del meccanismo di simulazione, è evidente che sarà necessario individuare il massimo della forza **F(t)**, per poi confrontarlo con i dati tecnici ricavati dalla scheda del componente.
Ricorrendo, data la complessità della funzione, all'aiuto del calcolatore, abbiamo accertato che la sollecitazione massima si aggira intorno ai **6 N**, valore raggiunto dopo **19,25 s**.
Appare subito evidente che si tratta di un risultato notevolmente inferiore rispetto ai **30 N** riportati nel catalogo dell'attuatore, quindi di una forza particolarmente irrisoria.
Se ad una prima analisi potrebbe sembrare che il dato riportato sia del tutto inconsistente, in realtà si devono considerare tutte le approssimazioni introdotte nel corso dell'analisi del modello: tutti i componenti, in particolar modo quelli istallati nel tubo, sono stati altamente

schematizzati, fino a considerarli, per semplicità, delle masse puntiformi; tutto ciò ha prodotto un significativo calo dell'influenza dovuta all'inerzia della struttura.
Inoltre si deve tenere presente che la velocità, e di conseguenza la frequenza considerata nel corso del calcolo, pari a **1 Hz**, è molto bassa; basta di fatti sostituire un valore di 5 Hz per ottenere una sollecitazione pari a 55 N, di gran lunga superiore al limite costruttivo del KT 310-DC. Tutto ciò ci porta a dedurre che il numero delle oscillazioni complete compiute nell'unità di tempo influisce non poco sulle prestazioni richieste alla tavola X-Y; più aumenta la frequenza e più aumentano le sollecitazioni.
In conclusione si può certamente affermare che il dato non elevato appena discusso non può rispecchiare fedelmente il reale funzionamento della struttura, ma risulta comunque significativo: data la notevole differenza con il valore limite, si può pensare che, nonostante le approssimazioni, il motore sia in grado di supportare pienamente il peso e le inerzie determinate dal movimento del dispositivo.

7.2 – Analisi dei componenti

In questo parte della trattazione si parlerà in dettaglio della scelta effettuata circa i componenti utilizzati per la realizzazione della soluzione finale, illustrandone le caratteristiche principali.

La descrizione è stata suddivisa in due parti: la prima riguarda i componenti realizzati direttamente da me o fatti realizzare appositamente per il progetto; la seconda riguarda, invece, quei prodotti, già esistenti nel mercato, acquistati direttamente dalle aziende produttrici.

In appendice sono state riportate, per completezza, le tavole 2D dei pezzi realizzati su misura, complete di quote e dettagli.

Componenti realizzati ad hoc

- ***FLANGIA CASCO***

Partendo dall'alto, il supporto sul quale fissare saldamente il casco è stato inizialmente pensato come una crociera in alluminio, la quale si componeva di un quadratino centrale pieno e quattro bracci forati (ricavati da semplici profilati), ad esso saldati.
Il collegamento con l'albero motore sarebbe stato garantito da una vite, passante attraverso l'intero componente centrale, in presa sulla filettatura interna dell'albero.
Per evitare un'indesiderata quanto negativa rotazione relativa tra quest'ultimo e la flangia, si sarebbe realizzato un ulteriore foro filettato nel quadratino.
A l suo interno sarebbe stato inserito un grano, alloggiato a sua volta in corrispondenza di un'apposita scanalatura realizzata sulla superficie esterna del perno centrale.

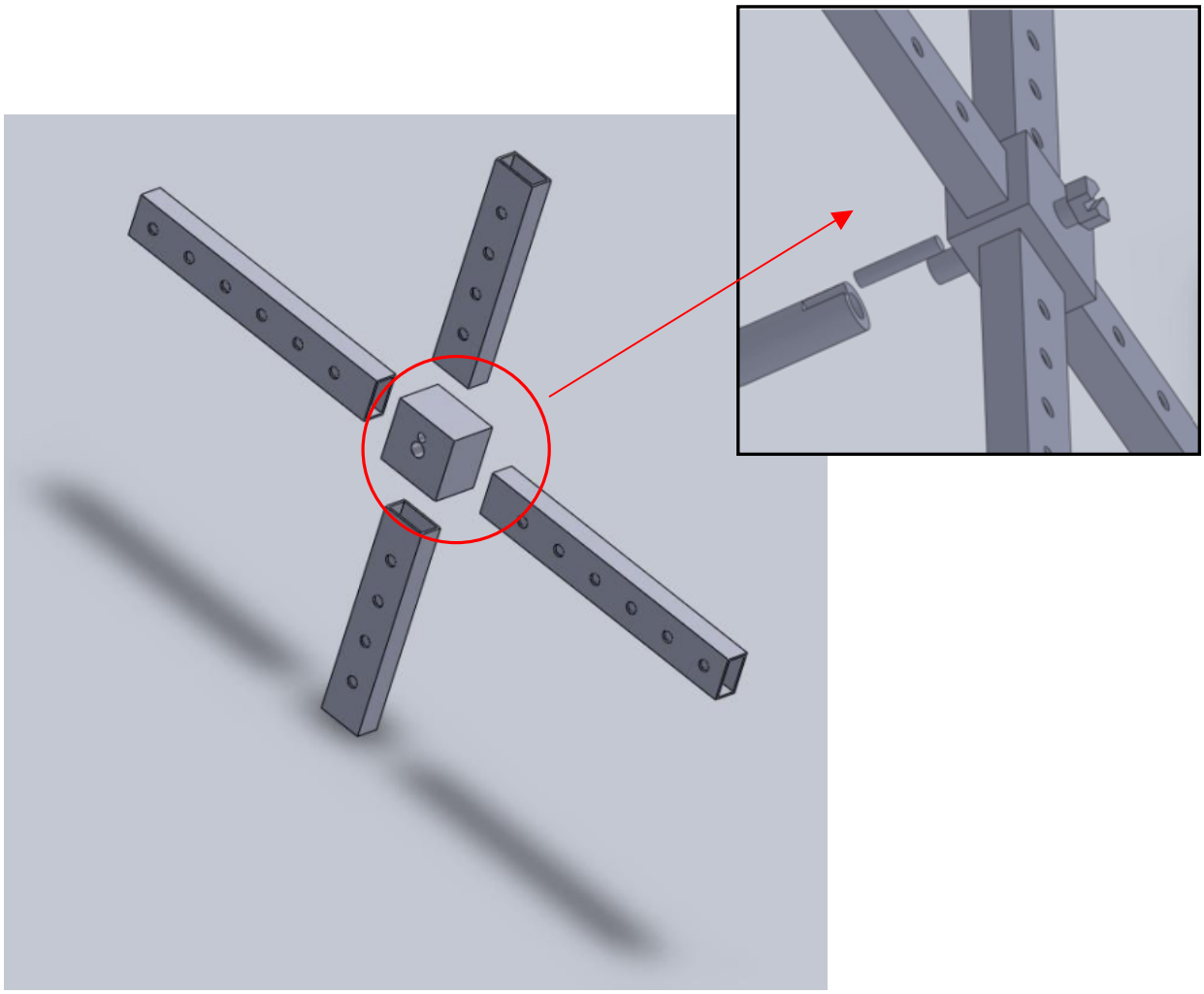


Figura 7.3 – Schematizzazione 3D della prima soluzione pensata per il sostegno del casco. Si possono notare i fori realizzati sulle ali della crociera, i quali, oltre a rendere più leggero l'assieme, permettono il fissaggio dello strumento di misura alla flangia tramite apposite fascette. Proprio per tali vantaggi, i quattro bracci del componente finale presenteranno le medesime caratteristiche. Dettaglio a lato sulle operazioni principali di montaggio con l'albero.

Tale soluzione è stata successivamente abbandonata, data la presunta difficoltà di saldare correttamente un alluminio leggero quale quello dei profilati.
Dopo aver tentato di realizzare il pezzo in acciaio, ottenendo, come prevedibile, un componente dal peso eccessivo, siamo tornati ad utilizzare profilati in alluminio, tre volte più leggeri e facilmente reperibili in commercio.
Per costruire la crociera sono state quindi realizzate, tramite l'utilizzo del *Dremel*, due scanalature, una il negativo dell'altra, su due *profilati rettangolari 30 x 15*; a quel punto è stato sufficiente incastrare tra loro i due componenti e fissare il tutto con la speciale *colla epossidica X60* (Fig. 7.4).
Per semplicità di realizzazione si è pensato di eliminare il grano anti-rotazione: all'inizio pensavamo infatti di affidarci completamente ad un buon serraggio della vite centrale.
Tuttavia, come si vedrà successivamente, la funzione del grano (impedire la rotazione relativa e garantire la massima trasmissione del momento) sarà interamente svolta da una semplice vite passante, il cui foro, di diametro 2 mm, è stato effettuato vicino a quello centrale (Fig. 7.5).
Sulla superficie inferiore della flangia è stato ricavato un ulteriore foro di diametro 12 mm, pari all'albero, di modo che quest'ultimo possa entrare all'interno della crociera ed essere fissato alla faccia superiore. Come descritto in Figura 7.3 anche per quest'ultima soluzione si sono realizzati dei fori di diametro 6,6 mm lungo tutti i due profilati, con il duplice scopo di alleggerire ulteriormente la struttura e allo stesso tempo fornire punti di "aggancio" per il caschetto (Fig. 7.6).

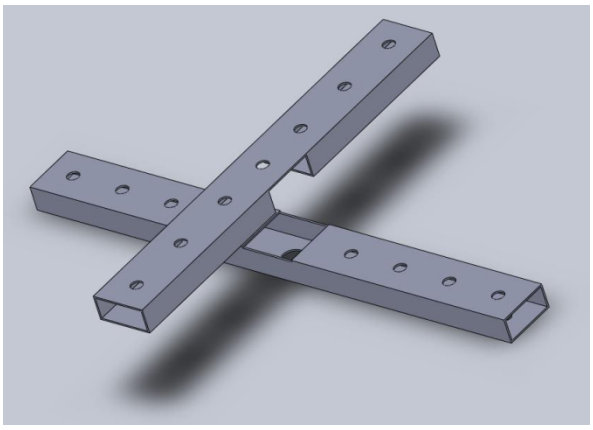


Fig. 7.4 – Particolare 3D delle ali in alluminio con le scanalature a incastro.

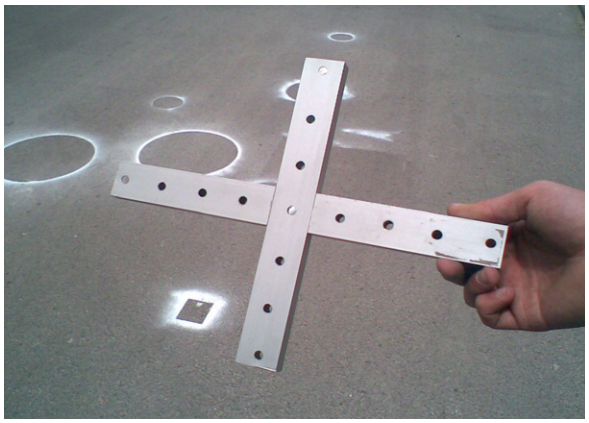


Fig. 7.5 – Flangia casco finita e incollata, pronta per la verniciatura.

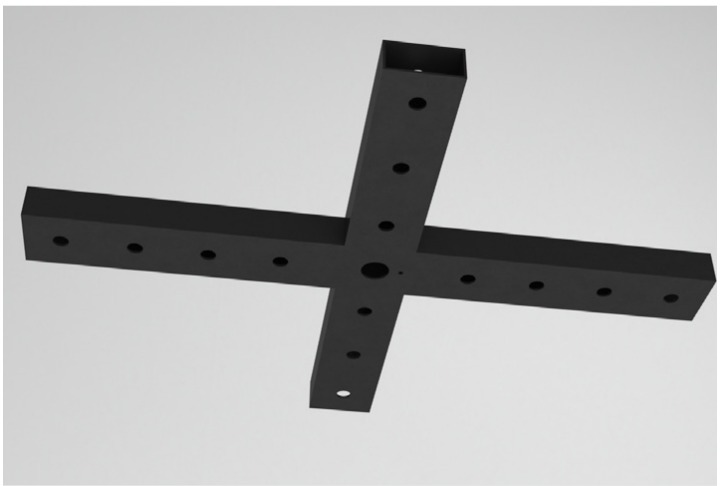


Fig. 7.6 – Render della crociera in 3D. Il peso finale del pezzo, come riportato nella tabella del paragrafo 4.2 relativa al dimensionamento dinamico, è di soli 105 g, contro i 320 del medesimo componente realizzato in acciaio. Il peso contenuto è una delle proprietà fondamentali del supporto del casco, in quanto consente di diminuire considerevolmente l'inerzia e le sollecitazioni gravanti sull'albero e sul micro-motoriduttore.

- ***ALBERO DI TRASMISSIONE***

Si tratta di uno dei componenti più significativi ed essenziali del meccanismo: ad esso è affidato il compito di trasmettere il movimento di rotazione, imposto dal micro-motoriduttore, al caschetto di misura.
E' fondamentale, ai fini di una corretta taratura, che non si verifichino rotazioni relative non solo tra motore rotativo e albero, ma anche, come visto, tra lo stesso e la flangia.
Un primo modello in alluminio dell'albero, concepito per adattarsi all'assieme, è mostrato in Figura 7.7: essendo stata scartata l'idea del grano nel collegamento con la crociera, nella soluzione finale non sarà presente la scanalatura così come mostrata nel modello CAD.

Fig. 7.7 – Primo modello dell'albero di trasmissione. Si possono notare la scanalatura superiore e un ulteriore foro trasversale più in basso, il quale avrebbe dovuto ospitare un secondo grano per il fissaggio con il perno centrale del motoriduttore.

Inizialmente si era pensato all'utilizzo di un grano trasversale per il fissaggio con il motoriduttore; data la presunta difficoltà nel realizzare, tramite fresatura, una scanalatura sull'alberino del PK-32 BB anche tale modello è stata depennato.
Il collegamento con il micro-motoriduttore è stato evoluto pensando di incidere, in corrispondenza del foro centrale, un taglio a croce (Fig. 7.8), il quale, stretto con una fascetta, avrebbe permesso il fissaggio col perno del motoriduttore.

Fig. 7.8 – Schematizzazione 3D della seconda soluzione pensata per l'albero. Si può notare il taglio a croce effettuato nell'alluminio, il quale avrebbe portato, tramite l'ausilio di una normale fascetta, a stringere l'albero sul perno, scongiurando così moto relativo fra i due elementi; inoltre si può osservare come il foro necessario per l'alloggiamento del grano sia stato eliminato.

Uno sviluppo alternativo prevedeva di sfruttare il fenomeno fisico della deformazione termica, evitando l'incisione del pezzo: riscaldando l'albero, a causa della dilatazione del materiale metallico, sarebbe stato possibile infilare facilmente il perno del PK-32 BB nell'apposito foro; il successivo raffreddamento avrebbe garantito, grazie alla conseguente contrazione, un perfetto accoppiamento con interferenza.
La realizzazione finale è stata però del tutto differente: nel primo caso ci si è subito resi conto della difficile reperibilità di una fascetta delle giuste dimensioni (la quale cioè non interferisse con la flangia del micro-motoriduttore), nonché dell'inefficiente serraggio con la flangia del casco; nel secondo le proprietà dell'alluminio non avrebbero consentito un accoppiamento realizzato secondo le modalità descritte.
Per ovviare ai vari problemi si è pertanto deciso, in primo luogo, di ripristinare il *grano trasversale*, e in secondo di saldare solidalmente all'albero un'apposita *flangia circolare*; è stato poi sufficiente far eseguire una piccola scanalatura sull'alberino del motoriduttore (operazione che, nonostante le apparenti difficoltà, è perfettamente riuscita) e, così da poter garantire il fissaggio con una vite passante, un forellino di 2 mm sulla flangia, identico a quello descritto circa la crociera del casco.
L'albero di trasmissione finale è stato ottenuto quindi partendo da un tondino in acciaio di 75 mm (è stato alla fine scelto l'acciaio al posto dell'alluminio per poter appunto procedere alla saldatura ed evitare danneggiamenti ai fori filettati a causa della minore resistenza) e di diametro esterno di 12 mm (in modo da poter entrare nel foro inferiore della crociera).
Mediante lavorazione con trapano, è stato realizzato, assialmente, un foro passante di diametro 5 mm; successivamente tale cavità è stata rifinita in modo tale da avere, all'estremo superiore, in corrispondenza del supporto del caschetto,un foro filettato M6, mentre all'estremo inferiore, in corrispondenza del motore rotativo, un semplice foro circolare di 6 mm. Lateralmente è presente un foro filettato M4 per il grano (Fig. 7.9).

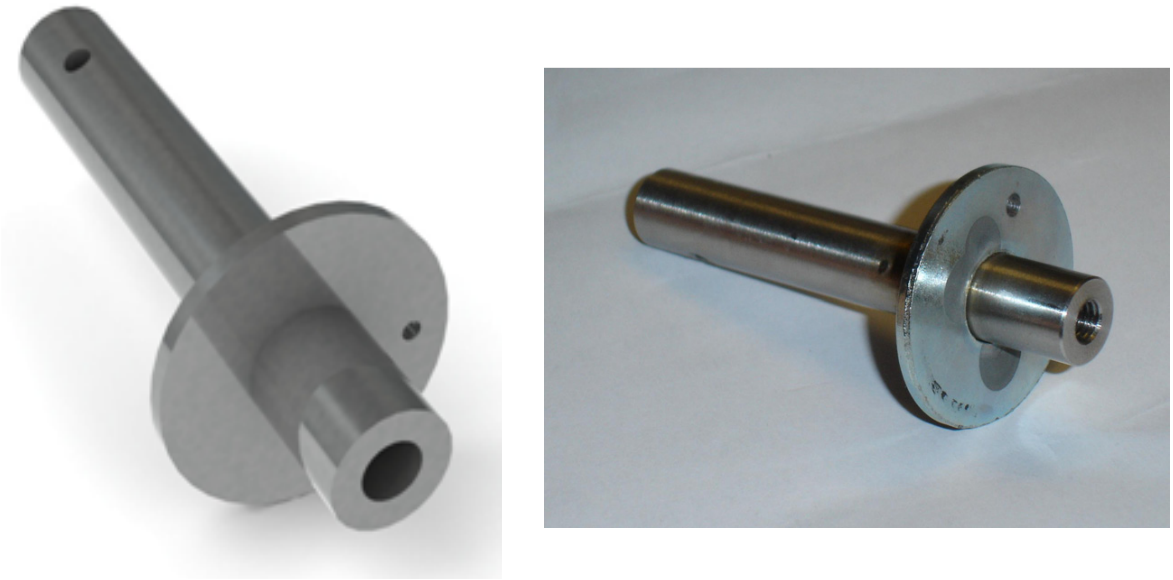


Fig. 7.9 – (da sinistra a destra) Render 3D dell'albero motore e albero motore reale finito. Sono ben visibili la flangia circolare, il foro M4 del grano, il foro di diametro 2 mm per il fissaggio della crociera e la filettatura M6.

- ***COMPONENTISTICA MINORE***

Proseguendo nella descrizione del meccanismo realizzato, si deve necessariamente illustrano alcuni componenti (pensati appositamente ai fini del meccanismo da realizzare, non disponibili in commercio) i quali, nonostante la loro apparente semplicità, svolgono importanti funzioni nel contesto della struttura.
Si tratta per la maggior parte di pezzi dalle dimensioni ridotte, ottenuti mediante semplici lavorazioni meccaniche (tornitura, foratura...) a partire da materiali piuttosto comuni ed in parte già introdotti: il *tubo*, il *cuscinetto a secco*, la *flangia del micro-motoriduttore*, il *manicotto*, il *tappo*, e la *piastra di collegamento*.
La scelta dei materiali è stata interamente dettata dalle già tanto citate esigenze di leggerezza e facile reperibilità: il manicotto (Fig. 7.10), la flangia (Fig. 7.12), il tubo (Fig. 7.14) e il tappo (Fig. 7.11) sono tutti realizzati in PVC; il cuscinetto (Fig. 7.13) è in Teflon, materiale come sappiamo leggero e antifrizione; la piastra (Fig. 7.15) è interamente in alluminio.
I primi due elementi permettono di collegare il PK32-BB al tubo: uno agirà per interferenza, abbracciando il motore, l'altro sfrutterà la presenza dei quattro fori filettati del motore stesso; entrambi si fisseranno al tubo sempre sfruttando l'interferenza.
Il tappo, come è già stato descritto, connette tra loro il tubo e la trasmissione cardanica.
Il cuscinetto a secco in Teflon centra l'albero di trasmissione rispetto al tubo e garantisce allo stesso tempo una rotazione fluida.
I pezzi precedenti sono stati pensati con un diametro esterno maggiorato di 0.5 mm rispetto al diametro interno del tubo.
Per il montaggio verrà utilizzato un lubrificante in modo da poter inserire più agilmente tappo, flangia, manicotto e cuscinetto all'interno del tubo.
Il fissaggio oltre che per interferenza verrà garantito per mezzo di viti autofilettanti.
L'ultimo componente ad essere realizzato è stato, poi, la piastra di collegamento, partendo da un profilato di alluminio di dimensioni 30 x 15 mm e spessore 1 mm; la piastra permette di fissare la trasmissione cardanica al KT-310.
Per le dimensioni di questi componenti si rimanda nuovamente alle tavole riportate in appendice.

Fig. 7.10 – Render 3D del manicotto e manicotto reale finito in PVC.

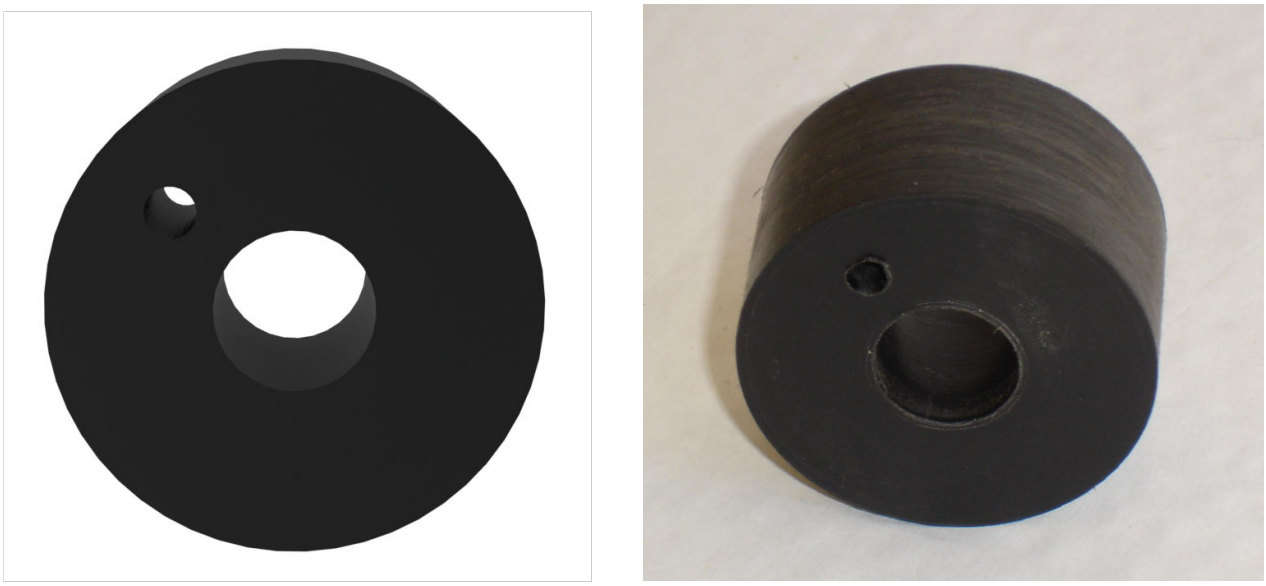


Fig. 7.11 – Render 3D del tappo e tappo finito in PVC. Si può notare come sia stato effettuato un secondo forellino per permettere il passaggio del cavo elettrico per l'alimentazione del motoriduttore. Il foro centrale invece è stato dimensionato per permettere l'incastro con interferenza del canotto della trasmissione cardanica.

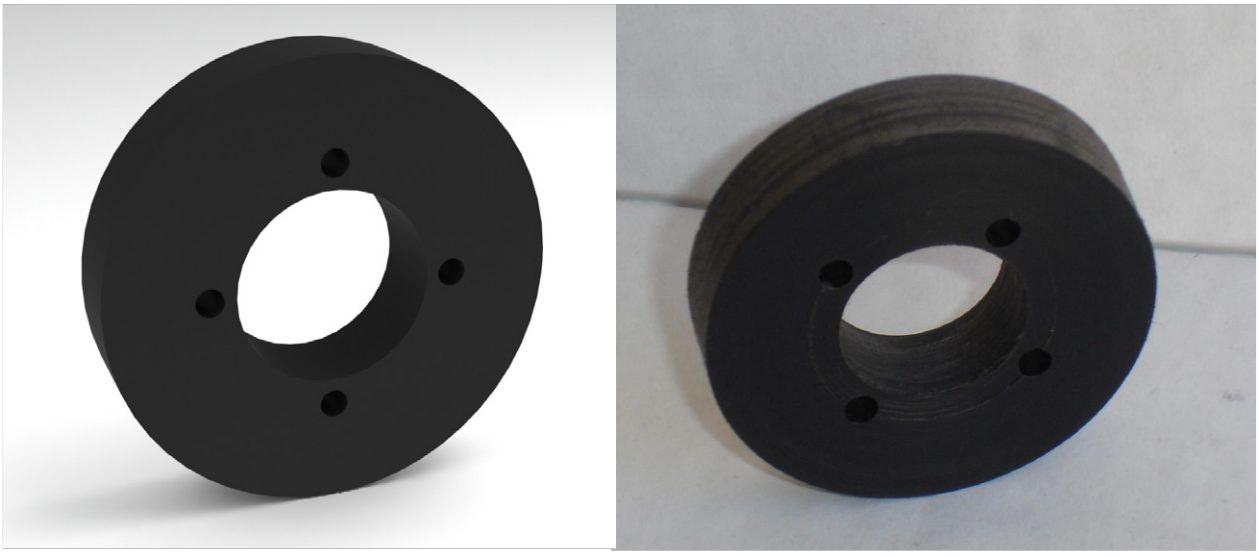


Fig. 7.12 – Render 3D della flangia motore e flangia motore reale finita in PVC

Fig. 7.13 – Render 3D del cuscinetto e cuscinetto reale finito in Teflon. Il foro interno di 12 mm permette il centraggio dell'albero rispetto al tubo.

Fig. 7.14 – Render 3D del tubo e tubo reale in PVC; lunghezza 198 mm, diametro esterno 50 mm e spessore 2 mm.

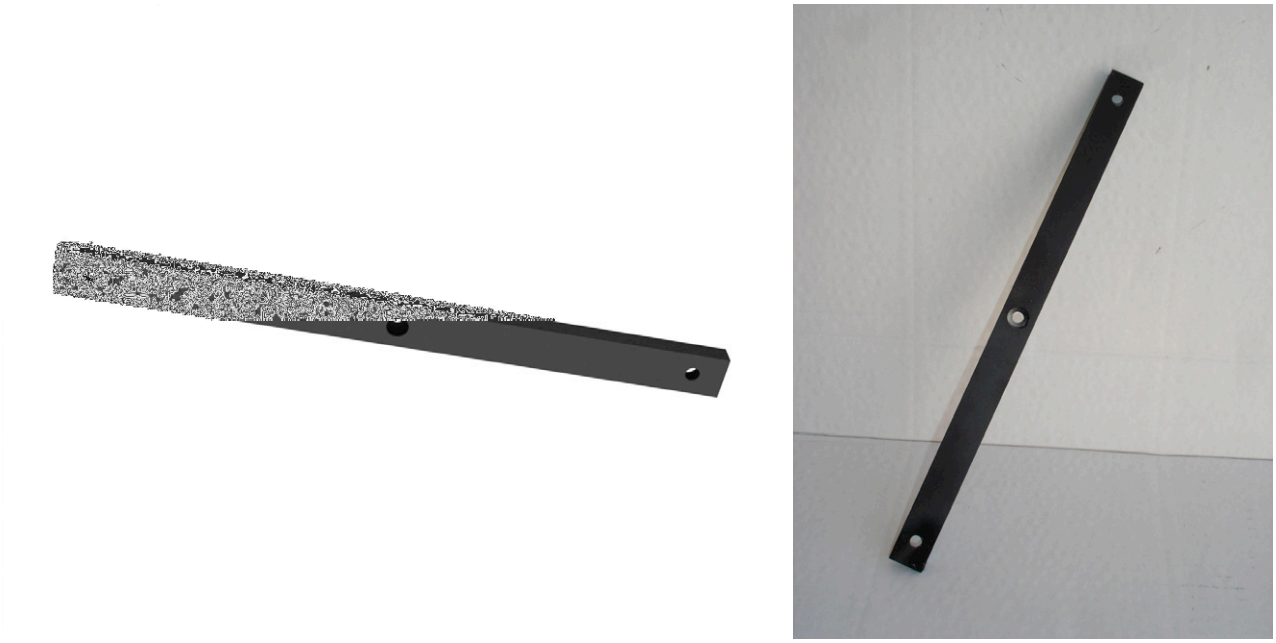


Fig. 7.15 – Render 3D dell'asta di collegamento e piastra di collegamento reale. Notiamo come i fori della faccia inferiore non siano uguali a quella della faccia superiore, questo per permettere il passaggio della testa della vite sul foro più grande. In questo modo si è evitato l'aggiunta di un ulteriore spessore (dovuto alla testa della vite) sul foro centrale, mentre sui fori laterali la vite andrà direttamente in presa solo con la faccia inferiore del profilato e i fori del KT-310.

- ***TELAIO***

Il telaio è un altro dei pezzi progettati ad hoc e fatti realizzare appositamente per questa specifica applicazione (Fig. 7.16).
Consiste in una lamiera di acciaio zincato, appositamente piegata, tagliata e saldata in modo tale da ottenere una struttura rigida in grado di garantire il completo sostegno del meccanismo; in particolar modo consente di fissare opportunamente lo snodo sferico, garantendo il buon funzionamento dei cinematismi.
Tra le tavole 2D è riportato lo sviluppo piano dal quale si ottiene il componente finito.
Sulla superficie superiore sono stati previsti quattro fori passanti per vite da 13 mm e un ulteriore foro centrale da 75 mm per l'alloggiamento dello snodo e, conseguentemente, del tubo (specifichiamo che le dimensioni di quest'ultima cavità sono state leggermente maggiorate, per evitare eventuali defezioni nel moto della calotta); sulla superficie inferiore i fori presenti, da 6,6 mm, servono per il fissaggio con il pannello sandwich 600 x 600 mm.
La particolarità è che le ali laterali di rinforzo non hanno tutte la medesima larghezza, al fine di permettere al KT-310 di operare sino al fine corsa, (l'allungamento massimo è di 200 mm), senza mai urtare contro il telaio stesso.
In realtà la slitta non si troverà mai ad operare in simili condizioni poiché il movimento è ostacolato dal limitato angolo di azione dello snodo.

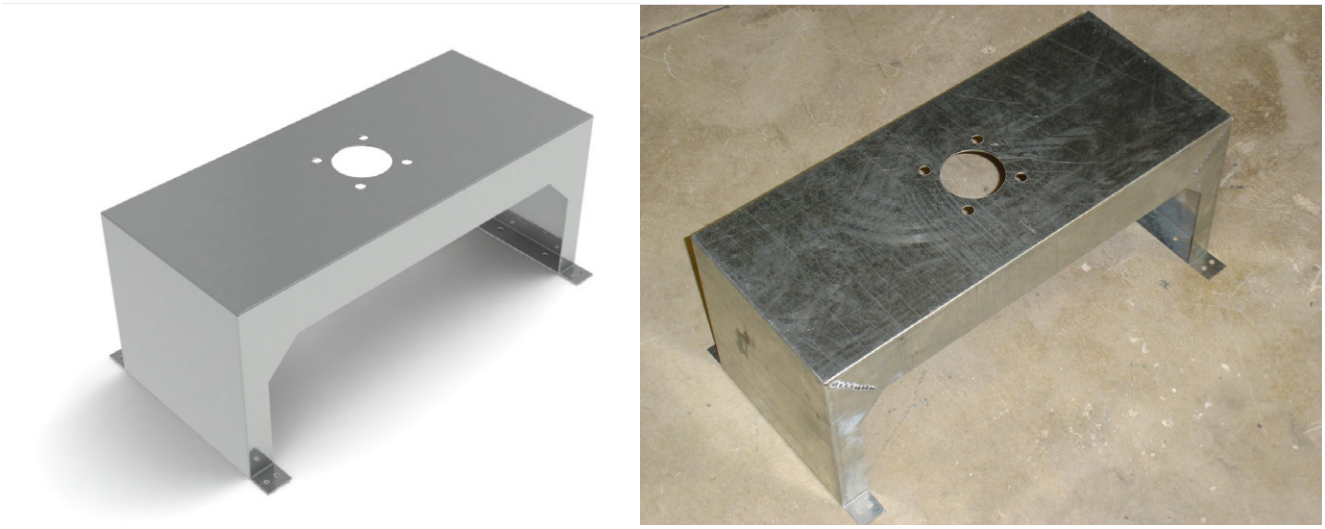
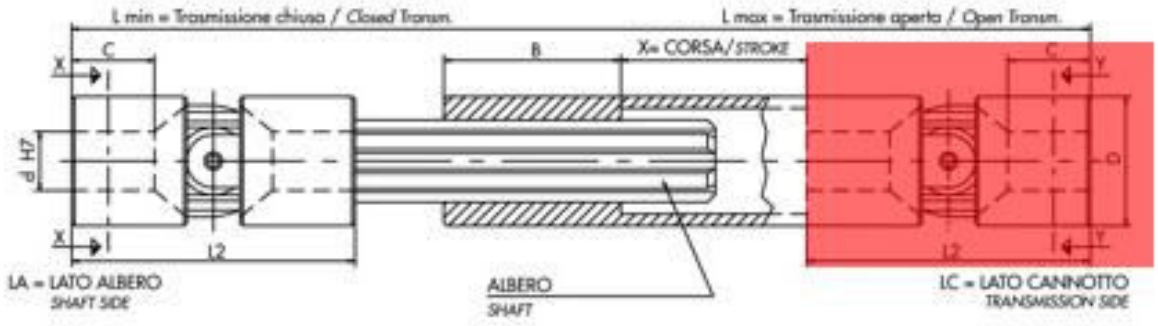


Fig. 7.16 – Render 3D del telaio e telaio reale.

- ***TRASMISSIONE CARDANICA***

Il reperimento di questo componente non è stato affatto semplice, in quanto trattasi di un pezzo non esistente in commercio nella forma richiesta dalle nostre esigenze progettuali: si è quindi dovuti ricorrere ad una modifica personalizzata delle trasmissioni già esistenti.
Sono comunemente disponibili sia giunti cardanici semplici, sia modelli a due giunti, i quali risultano collegati tra loro tramite un'apposita asta telescopica scanalata (si garantisce l'omocineticità del moto); facendo riferimento alla seconda tipologia di snodi siamo stati in grado di soddisfare le nostre necessità.
Dal catalogo dell'azienda *"Mario Ferri"*, si è scelto il modello *01GA*, in acciaio e caratterizzato da dimensioni e ingombri ridotti; nella figura sottostante se ne fornisce il disegno 2D, così come è presente nel listino.



In rosso è evidenziato il secondo cardano che abbiamo richiesto di togliere. Tramite semplici formule, presenti nel catalogo e di seguito riportate, abbiamo richiesto espressamente *lunghezza massima* e *minima* della trasmissione, conoscendo la parte di canotto in presa, pari a B = 25 mm, e avendo determinato la corsa necessaria per il rispetto dei parametri di progetto. Le ulteriori quote del componente sono raccolte nella specifica tabella.

L. MIN. >= (L. MAX. + L2 + B) / 2

CORSA X <= (L. MAX. - L2 - B) / 2

Le formule riportate sulla destra ci hanno permesso di calcolare la lunghezza massima e la lunghezza minima della trasmissione, dati successivamente inviati all'azienda fornitrice. La tabella in basso fornisce tutte le quote associate al componente.

Modello	d (mm)	D (mm)	L2 (mm)	C (mm)	L min (mm)	L max (mm)	X (mm)	B (mm)	a (mm)	b (mm)	Albero
01GA	6	16	34	9	77	95	18	25	-	-	SW 8

In più è stato fatto realizzare un foro filettato M6 alla base del cardano, così da poterlo facilmente connettere alla piastra di collegamento e conseguentemente alla slitta X-Y.
In fig. 7.17 è riportata l'immagine della trasmissione cardanica nella sua versione finale, pronta per il montaggio successivo.

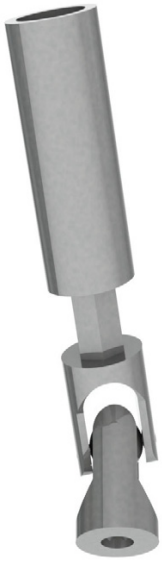


Fig. 7.17 – Render 3D della trasmissione cardanica e trasmissione cardanica reale.

Componenti acquistati

- ***PANNELLO BASE ALU-ALU HONEYCOMB***

Costituisce semplicemente la base di appoggio per l'intera struttura; si è optato per un *pannello sandwich Alu-Alu Honeycomb*, il quale presenta caratteristiche meccaniche ottimali in termini di leggerezza e rigidezza (Fig. 7.18).
Si deve considerare che, al momento di eseguire i test di risposta del caschetto di misura, il meccanismo potrebbe anche essere collocato su di uno *shaker*, macchinario che riproduce un moto vibrazionale verticale; l'obbiettivo è di simulare lo spostamento subito dalla testa conseguentemente al moto di camminata. Evidentemente la base gioca un ruolo fondamentale: deve essere leggera, ma contemporaneamente rigida, per garantire la stabilità dell'intera struttura.
Il pannello sandwich Alu-Alu Honeycomb, realizzato in alluminio (peso contenuto) e con la sua particolare struttura interna a nido d'ape (rigidezza elevata), risponde perfettamente alle nostre esigenze. Le sue dimensioni sono 600 x 600 x 30 [mm].

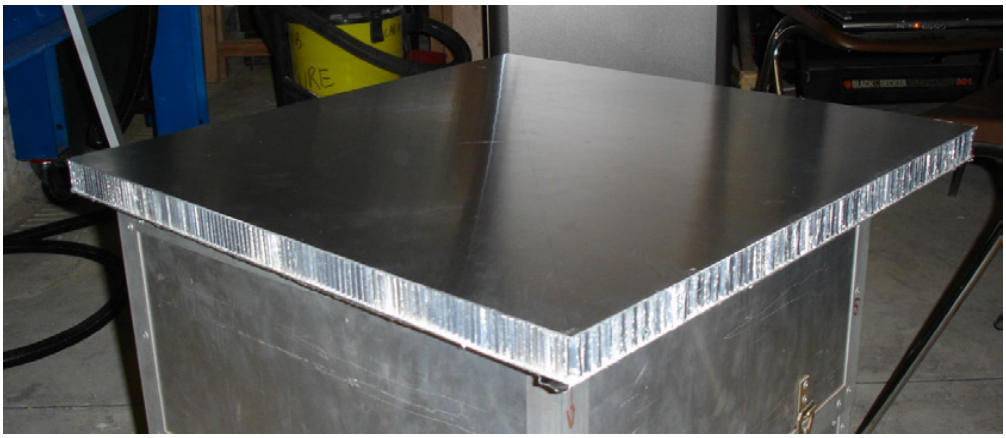


Fig. 7.18 – Pannello Sandwich in alluminio. Si può notare la particolare struttura a nido d'ape, la quale conferisce alla base le sue peculiari proprietà meccaniche.

- ***SNODO SFERICO CON SUPPORTO "IGUBAL KFSM-GT50"***

Il problema più rilevante associato alla ricerca dello snodo sferico adatto, è stato quello di trovarne uno che avesse un angolo di inclinazione non inferiore a 20° che potesse essere facilmente istallato: i normali cuscinetti orientabili hanno angoli massimi di circa 4-5°; gli snodi sferici possono superare facilmente tali limiti, ma di contro hanno spesso l'inconveniente di non possedere un supporto a flangia.
Prerogativa essenziale era inoltre la leggerezza.
Dopo lunghe ricerche abbiamo deciso di orientarci verso modelli con supporto e calotta mobile in plastica; il *KFSM-GT50* della "*Igubal*" si addiceva proprio alla specifica applicazione (Fig. 7.19).

Le sue caratteristiche principali sono:

- Facilità di montaggio
- Insensibile a sporcizia e sostanze aggressive
- Peso ridotto
- Design compatto ottimizzato
- Buona resistenza ai carichi
- Elevata robustezza ed elasticità
- Inossidabile, idoneo a lavorare all'aperto
- Funzionamento a secco esente da manutenzione

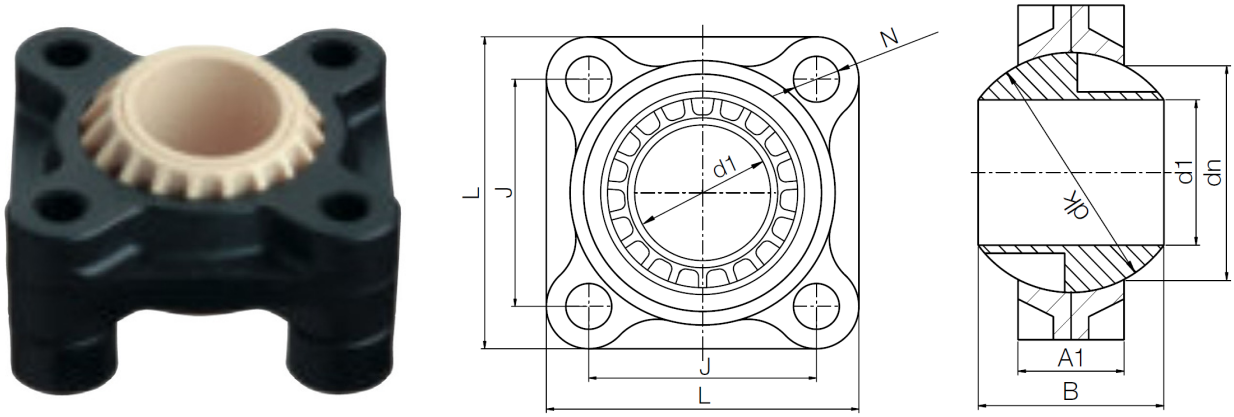


Fig. 7.19 – Foto e viste 2D dello snodo sferico KFSM-GT50. Le dimensioni associate alle quote rappresentate in figura sono riportate nella tabella sottostante.

Dimensioni (mm):

Articolo	d1	dn	dk	A1	B	J	L	N	Max. angolo di inclinazione
KFSM-GT50	50	72	82	40	60	78	104	13,5	24°

Caratteristiche di Resistenza Meccanica:

Articolo	Max. carico statico radiale (N)		Max. carico statico a trazione (N)	
	Per breve durata	Permanente	Per breve durata	Permanente
KFSM-GT50	6000	3000	5400	2700

Visto l'impiego del supporto, le caratteristiche che ne hanno determinato l'acquisto non sono tanto quelle meccaniche bensì quelle geometriche, in particolare il diametro **d1** del foro (dove andrà inserito il tubo in PVC), l'angolo di inclinazione di ben 24° ed una massa di soli 258 g

- ***SLITTA MOTORIZZATA XY "STEINMEYER KT- 310"***

Una trattazione di questo componente è già stata effettuata nel paragrafo relativo al dimensionamento geometrico.
Come già detto, limitazioni di budget hanno impedito di scegliere motori più potenti; si è pertanto scelto una slitta motorizzata con prestazioni ottime ma che, si è calcolato, consentirà di realizzare moti di oscillazione del caschetto ad una frequenza massima di 1Hz.
La slitta scelta è il modello *KT310-DC* della "*Steinmeyer*", modificato su nostra richiesta per avere una velocità garantita di 160 mm/s a vuoto, invece dei 50 mm/s della versione standard.
Tutte le ulteriori specifiche costruttive e proprietà dell'attuatore sono riportate di seguito.
Le immagini di questo componente nelle figure 7. 20 e 7.21.

Corsa		**[mm]**	200 x 200
Accuratezza		**[µm]**	5
Ripetibilità		**[µm]**	±1
Deviazione dalla planarità/rettilineità sulla lunghezza		**[µm]**	±3
Velocità massima a vuoto		**[mm/s]**	160
Accelerazione massima		**[mm/s^2]**	500
Carichi permessi	**Fx**	**[N]**	30
	Fy	**[N]**	100
	Fz	**[N]**	200
Massa		**[Kg]**	11

MotoreDC:

Voltaggio nominale: 24 V.

Vitidiprecisionearicircolodisfere:

Diametro della vite: 6 mm.
Passo della vite: 1 mm (2 mm).
Encoderrotativo–R:
Impulsi per rotazione: 500.

Encoderlineareincrementale–L:

Risoluzione: 0.1µm.

Cablaggio:

Connettori 15-pin SUB-D;
diversi connettori per i terminali dell'encoder e del motore.

Cuscinetti:

Cuscinetti a rulli incrociati precaricati senza flashback.

Telaio:

Anticurvatura in lega di alluminio anodizzato nera.

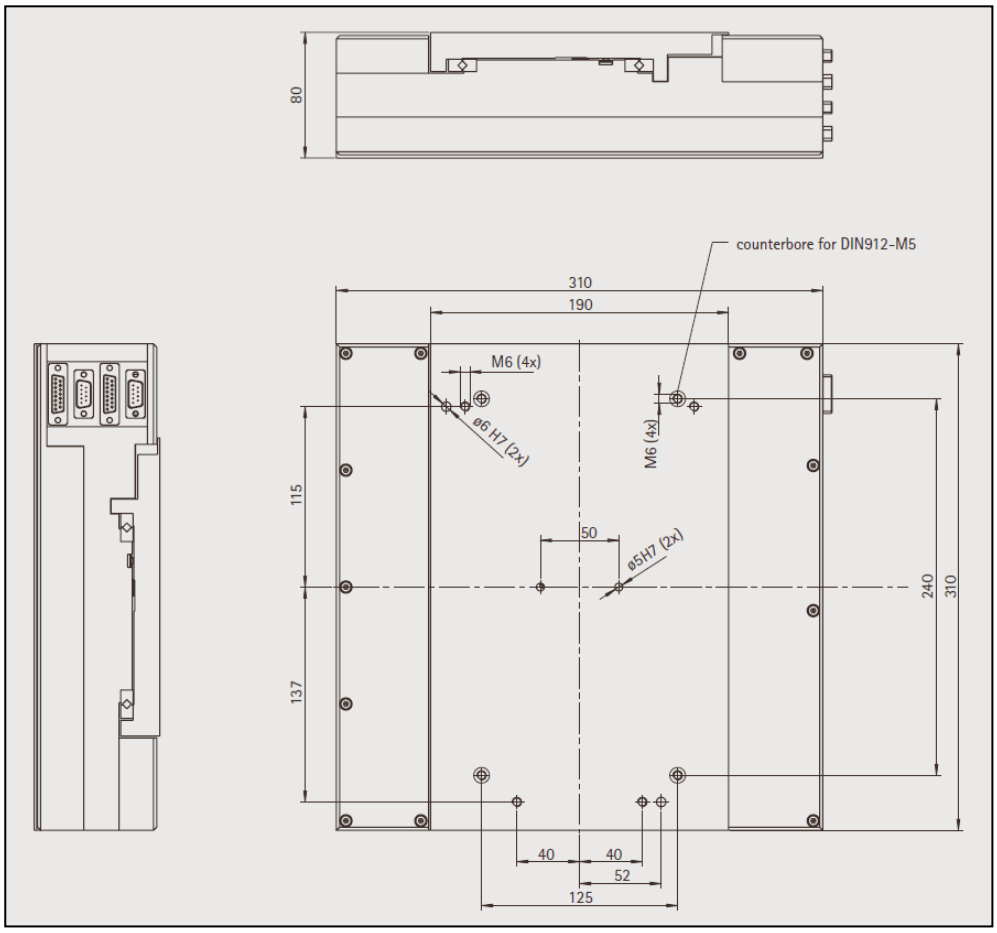


Fig. 7.20 – Viste 2D della slitta motorizzata X-Y KT-310DC con relative quote. Come si sarà facilmente notato, non viene riportata la vista inferiore dell'attuatore, elemento che ha creato non poche difficoltà nella progettazione finale; non abbiamo avuto modo di stabilire, fino al suo arrivo, le modalità di montaggio del componente.

Fig. 7.21 – Immagine reale della slitta motorizzata X-Y KT-310.

- ***MICRO - MOTORIDUTTORE DC "INTECNO PK32-BB"***

I parametri che hanno caratterizzato la ricerca del micro-motoriduttore sono stati principalmente la *velocità di rotazione* e le *dimensioni*, fondamentali in quanto il motore epicicloidale doveva poter essere collocato all'interno del tubo in PVC, di diametro interno pari a 50 mm.
Si è scelto, tra le numerose opzioni presenti in commercio, il modello *PK32-BB* della "*Intecno*" (Figg. 7.22 – 7.23), il quale garantisce elevati giri al minuto (rpm), ingombri ridotti, dato il diametro di appena 35,8 mm, e un peso contenuto, poiché parte della carcassa e il 1° stadio di riduzioni sono realizzati in plastica; in particolare abbiamo optato per un numero di stadi di riduzione che fosse in grado di farci ottenere una velocità di rotazione di 600°/s, come da progetto.
Di seguito è riportata la gamma di prodotti modello *PK32-BB* disponibili dell'azienda "Intecno", con evidenziato il prodotto da noi acquistato.

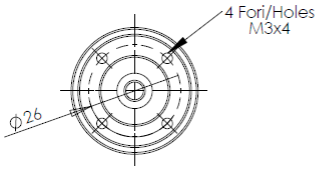
		EC 008				EC 016	
		S1 12V		S1 24V		S1 12/24V	
Ns	in	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1	4	0,06	882	0,06	838	0,10	811
	7	0,10	484	0,10	459	0,18	444
2	14	0,19	238	0,19	226	0,34	218
	25	0,35	131	0,35	124	0,61	120
	46	0,64	72	0,64	68	1,12	66
3	68	0,88	48	0,88	46	1,55	44
	93	1,21	35	1,21	33	2,11	32
	169	2,20	19	2,20	18	3,84	18
	308	4,00	11	4,00	10	7,00	10

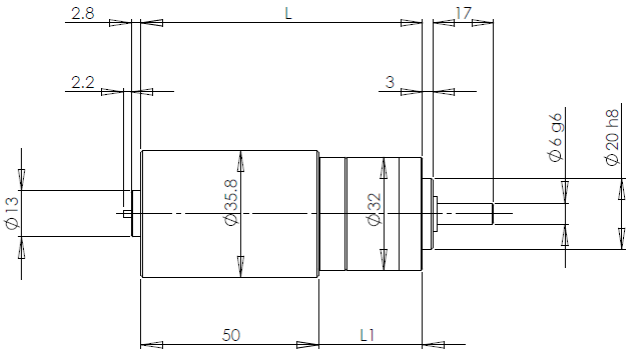
Nota: le caselle in colore grigio indicano il superamento della coppia massima sopportata dal riduttore per il servizio in S1.
N.B.: boxes in grey indicate that maximum torque withstood by gear reducer for service in S1 is exceeded.

Ns	in	ir	M_2 [Nm]	Rd	R_2 [N]	A_2 [N]	Kg
1	4	3,70	0,6	0,75	40	10	0,12
	7	6,75					
2	14	13,73	1,5	0,7	70	20	0,14
	25	25,01					
	46	45,56					
3	68	68,06	3,0	0,65	100	30	0,15
	93	92,70					
	169	168,84					
	308	307,54					

Tipo *Type*	Servizio *Duty*	Pn [W]	V [V]	I [A]	IC	FF	Mn [Nm]	n1 [rpm]	IP	Kg
EC008.120	S1	8	12	1,0	A	1	0,02	3265	20	0,15
EC008.240	S1	8	24	0,5				3100		

Come si può osservare dalla tabella, il micro-motoriduttore che si è scelto per il progetto ha una potenza di 8 Watt, una coppia di uscita di 0.35 Nm, ed è alimentato da una tensione pari a 24 Volt. La sua velocità è di circa 744°/s, ovvero 2.067 giri al secondo, quindi è adatta per questa applicazione .





EC008	n° stadi *Stages number*		
	1	2	3
L1 [mm]	29,5	39	48,5
L [mm]	79,5	89	98,5

Simbologia / *Symbols*

Ns		n° stadi / *No. stages*
in		rapporto nominale / *nominal ratio*
ir		rapporto reale / *real ratio*
M2	[Nm]	coppia in uscita in funzionamento continuativo S1 *output torque for continuous operation S1*
Rd		rendimento dinamico / *efficiency*
R2	[N]	massimo carico radiale al centro dell'albero uscita *max. radial load at output shaft centre*
A2	[N]	massimo carico assiale / *max. axial load*
Pn	[W]	Potenza nominale / *Nominal power*
V	[V]	Tensione / *Voltage*
I	[A]	Assorbimento / *Current*
IC		Classe di isolamento termico *Thermal insulation class*
FF		Fattore di forma / *Form factor*
Mn	[Nm]	Coppia / *Torque*
n1	[Rpm]	Giri / *Speed*
IP		Grado di protezione / *Enclosure protection*
L1		Lunghezza riduttore / *Gearbox length*
L		Lunghezza motoriduttore Motorgearbox length

Fig. 7.22 – Viste 2D del micro-motoriduttore epicicloidale DC PK32-BB. Nella tabella a sinistra sono riportate le dimensioni non espressamente indicate nel disegno soprastante, il quale, evidentemente, considera solo quelle quote del pezzo che risultano invariate rispetto al numero di stadi di riduzione e alla potenza del motore. Al fine di permettere una migliore analisi delle specifiche del componente è stata inoltre inserita una legenda esplicativa della simbologia utilizzata nel catalogo.

Fig. 7.23 – Immagine reale del micro-motoriduttore PK32-BB. Si nota che una parte della carcassa, di colore nero, è realizzata in materiale plastico, al fine di diminuire ulteriormente il peso del pezzo. Anche se non perfettamente visibile nella figura, l'albero di uscita è stato dotato di una piccola scanalatura, ottenuta per fresatura; tale accorgimento permette una migliore e più funzionale presa del grano M4 utilizzato per il fissaggio dell'albero di trasmissione.

Per il corretto funzionamento del dispositivo è stata anche acquistata un'apposita *scheda di controllo*, (Figg. 7.24 – 7.25 – 7.26) prodotta dalla medesima azienda.

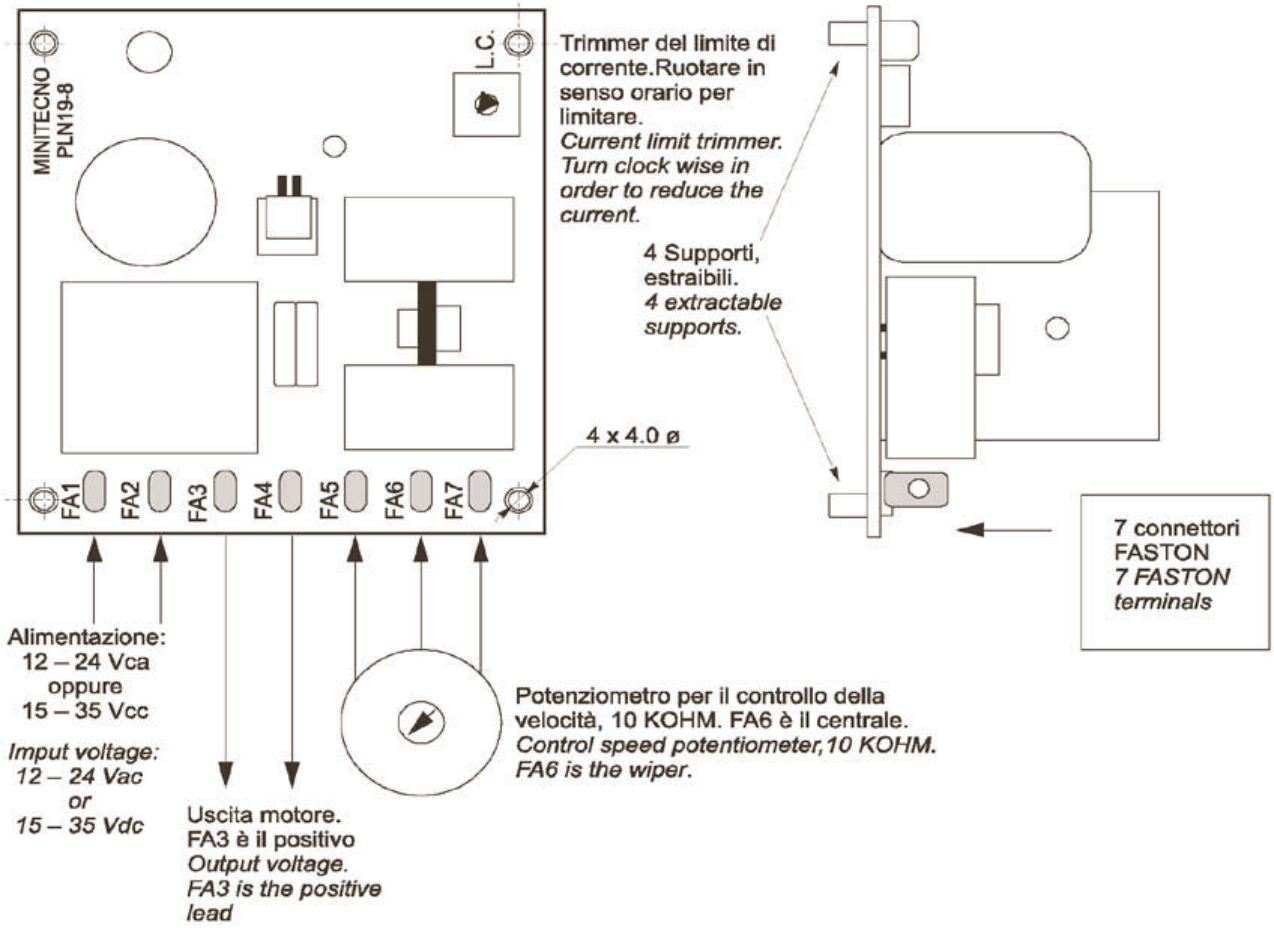


Fig. 7.24 – Schema e descrizione dei collegamenti elettrici della scheda di controllo.

Caratteristiche tecniche:

- Alimentazione ai terminali FA1 e FA2: 12-24 Vca oppure 15-35 Vcc.
- Regolazione della velocità mediante potenziometro 10 KOHM.
- Trimmer di limitazione della corrente, per adattare la scheda anche a motori di piccole potenze. Per limitare l'erogazione di corrente, ruotare in senso orario il trimmer.
- Corrente di uscita: massima corrente ammessa: 8A in ambiente ventilato, servizio continuo.
- Peso: 0,120 kg.

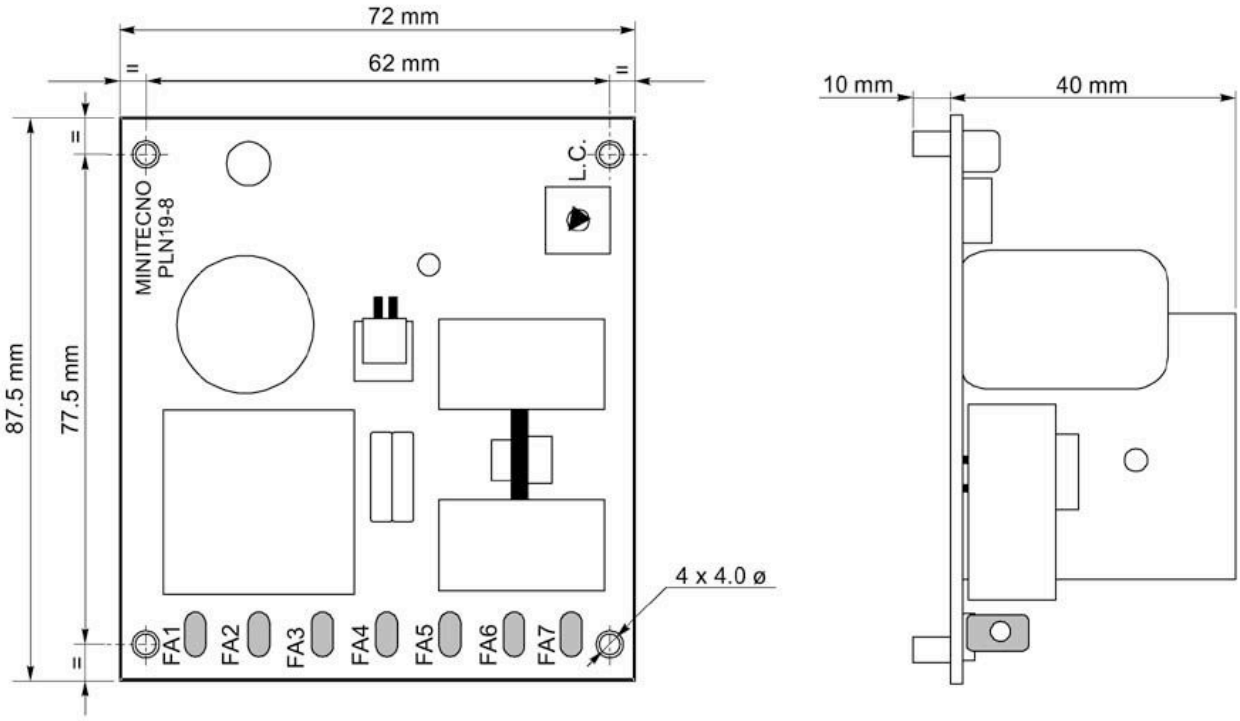


Fig. 7.25 – Viste 2D e quote della scheda di controllo.

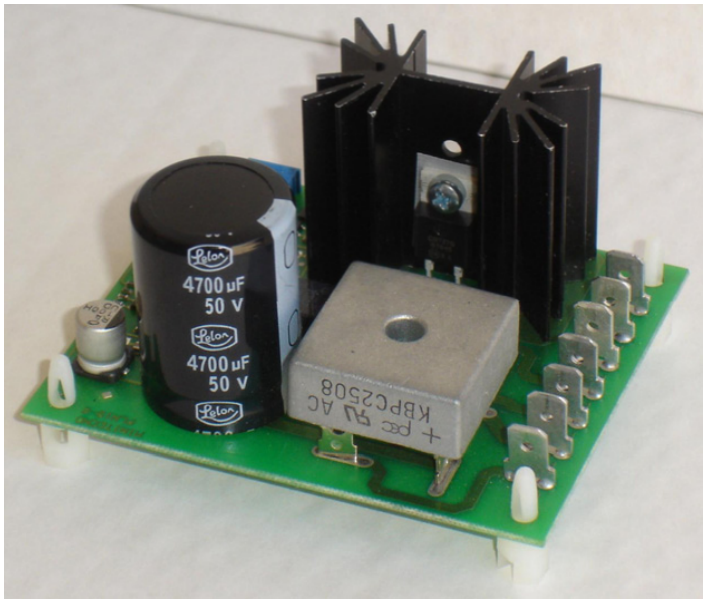


Fig. 7.26 – Immagine reale della scheda di controllo.

Separatamente sono stati inoltre acquistati un potenziometro da 10 KΩ e un trasformatore monofase da 24 V.
Con questi elementi collegati alla scheda di controllo è quindi possibile regolare la velocità del motoriduttore epicicloidale e trasformare la tensione fornita dalla rete elettrica in una a 24 V.

7.3 – Montaggio del sistema

Illustreremo di seguito i procedimenti attuati per il montaggio dell'intera struttura. L'operazione è divisa in più fasi: nella prima vengono montati i componenti all'interno del tubo in pvc; una seconda fase è necessaria per l'assemblaggio del telaio al pannello e dello snodo al telaio; nella terza fase si provvede i collegamenti elettrici; infine l'ultimo stadio prevede il montaggio definitivo della slitta X-Y sulla base del meccanismo e del sistema di interruttori che consente una rapida ed efficiente inversione del moto del micro-motoriduttore.

- ***FASE I***

Componenti necessari:

- Tubo in PVC
- Tappo in PVC
- Manicotto motore in PVC
- Flangia motore in PVC
- Cuscinetto in Teflon
- Micro-motoriduttore PK32-BB
- Snodo Sferico Igus KFSM-GT50
- Canotto della trasmissione cardanica
- 4 viti M3x15 con relative rondelle
- 1 grano M4x5
- 4 spessori per snodo
- 9 viti autofilettanti 5 mm
- Cavo elettrico
- 2 Morsetti di attacco "*Faston*" femmina

Per prima cosa occorre posizionare i quattro spessori, appositamente realizzati a partire da un profilato di alluminio, nei supporti di collegamento della flangia dello snodo sferico (Fig. 7.27 e Fig. 7.28): ciò permetterà una maggiore fluidità nei movimenti dello snodo stesso, evitando interferenze con la calotta.

Fig. 7.27 – Posizionamento degli spessori in alluminio nei supporti di chiusura della flangia dello snodo sferico.

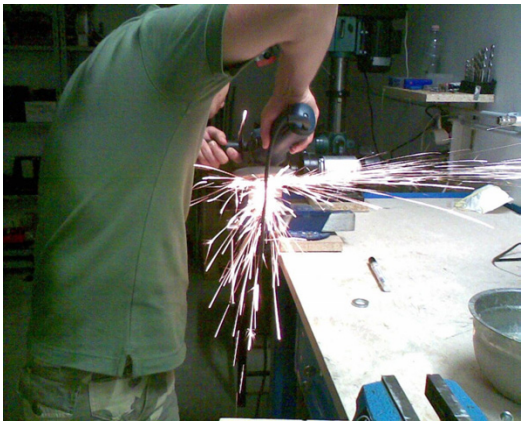


Fig. 7.28 – Realizzazione e lavorazione degli spessori in alluminio. Il profilo circolare esterno è stato ottenuto attraverso una sega a tazza. Il foro interno è stato realizzato con il trapano; tutta la superficie è stata poi molata e limata, eliminando eventuali sbavature.

Si inserisce quindi il tubo in PVC all'interno dello snodo sferico (Fig. 7.29), facendolo scorrere fino a che una faccia del tubo sia a 58 mm da una faccia dello snodo sferico; si parlerà d'ora in poi di parte inferiore del tubo.

Fig. 7.29 – Particolare della disposizione del tubo all'interno dello snodo sferico.

Si passa ora alla preparazione dell'assieme da inserire all'interno della cavità cilindrica.
Fissiamo per interferenza il manicotto in PVC alla parte inferiore del motoriduttore e colleghiamo ad esso la flangia in PVC tramite le apposite viti M3 e rondelle (Figura 7.30); ricordiamo che il PK32-BB è fornito, nella parte anteriore, di quattro fori di uguale misura.
Il motore ora dispone di tutti gli accorgimenti necessari per essere perfettamente stabilizzato all'interno del tubo.
Il secondo step consiste nell'inserire il canotto della trasmissione cardanica nel tappo in PVC come indicato nelle figure 7.31 e 7.32; l'accoppiamento è realizzato per interferenza.
In questa prima fase del montaggio si può anche prescindere dalla sezione snodata della trasmissione cardanica, la quale verrà inserita successivamente.

Fig. 7.30 – Bloccaggio della flangia motore attraverso quattro viti M3 con rispettive rondelle.

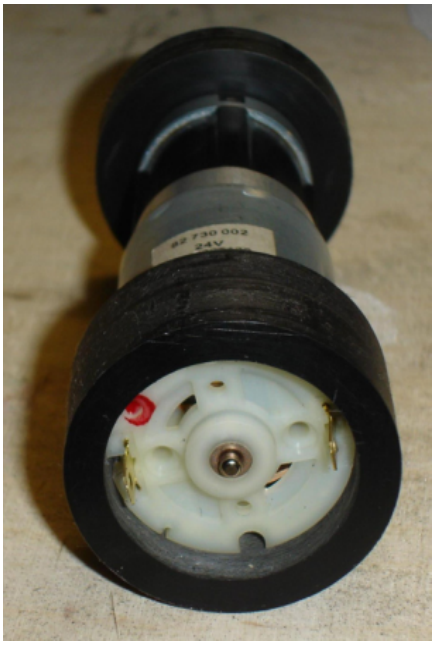


Fig. 7.31 – Montaggio per interferenza del manicotto in PVC nella parte inferiore del motoriduttore.

Fig. 7.32 – Montaggio del canotto all'interno del tappo in PVC. Da notare che tale operazione avviene sempre per interferenza. Si ricorda inoltre la presenza di un forellino nel tappo, il quale servirà, come spiegato più avanti, a permettere il passaggio del cavo elettrico del micro-motoriduttore.

Si può inserire ora l'albero motore all'interno dell'apposito foro creato nel cuscinetto in teflon. L'albero va fissato al motoriduttore tramite il grano M4 in corrispondenza della scanalatura (si impedisce la rotazione relativa tra i due elementi).
Con l'aiuto di olio lubrificante, si inserisce il complessivo appena ottenuto all'interno del tubo, facendo attenzione che la faccia inferiore del medesimo sia a 58 mm dalla faccia inferiore del manicotto in PVC (Fig. 7.33).

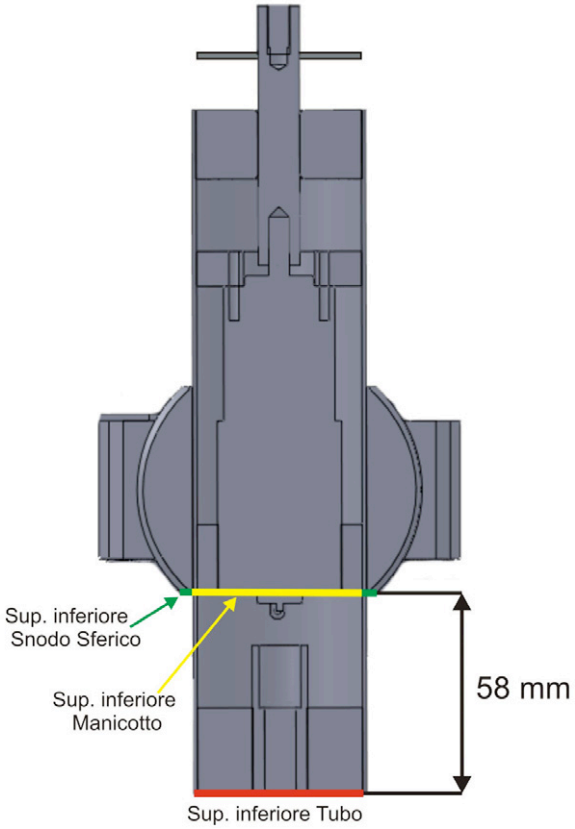


Fig. 7.33 – Schematizzazione della disposizione del manicotto all'interno del tubo. Da notare come, per necessità di progetto, la superficie inferiore del manicotto e quella dello snodo sferico si trovino alla stessa distanza dalla superficie inferiore del tubo.
Il fatto che baricentro del micro-motoriduttore si trovi proprio in corrispondenza del centro di istantanea rotazione è espressamente voluto; essendo il componente più pesante all'interno del tubo, tale accorgimento è necessario per limitare le sollecitazioni inerziali. Infine i 10 mm che intercorrono tra il manicotto e la fine della trasmissione cardanica consentono di far passare agilmente i cavi elettrici.

La tipologia di accoppiamento esistente tra i componenti all'interno del cilindro il PVC e il cilindro stesso, sarebbe di per se sufficiente a garantire una buona stabilità dell'assieme (Fig. 7.34)
Tuttavia, per evitare successive problematiche in fase di collaudo, si è preferito ricorrere ad un ulteriore accorgimento.
Sono stati eseguiti sulla superficie esterna del tubo, in corrispondenza di punti precisi, due serie di fori.
C iascuna serie conta tre fori, disposti su due altezze, sfasati di 120° e che attraversano il PVC e in piccolissima parte il cuscinetto e la flangia del motore.
I due pezzi sono bloccati al tubo tramite apposite viti autofilettanti, alloggiate nei fori appena realizzati (Figura 7.35); per evitare cedimenti e fratture del materiale durante l'avvitamento, le cavità sono state leggermente ingrandite, nella parte iniziale, ricorrendo ad una punta di diametro maggiorato.
Così facendo durante il movimento non si avranno traslazioni indesiderate.

Fig. 7.34 – Particolare dell'assieme tubo finito. Tutti i componenti sono fissati esclusivamente per interferenza.

Fig. 7.35 – Fissaggio con viti autofilettanti. Le viti hanno lo scopo di fissare i componenti in maniera tale che non avvengano traslazioni all'interno del tubo durante il movimento. Ciascuna vite è posta a circa 120° dall'altra.

Colleghiamo i *morsetti "Faston"* al cavo elettrico e di nuovo al motoriduttore per mezzo degli appositi *pin*. Facciamo passare l'altra estremità del cavo attraverso il forellino del tappo in PVC e inseriamo quest'ultimo nel tubo facendo coincidere le due facce inferiori (Figg. 7.36 e 7.37).

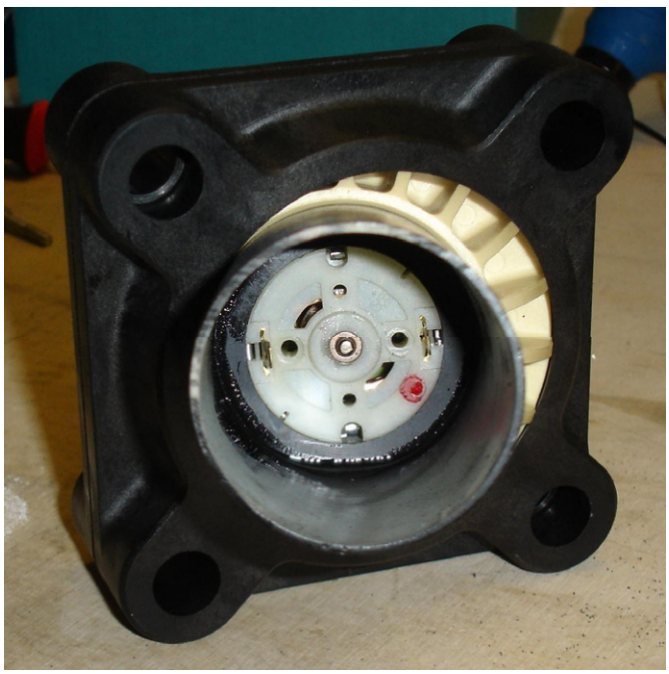


Fig. 7.36 – Particolare della faccia inferiore del micro-motoriduttore inserito nel tubo, con relativa disposizione dei pin per il collegamento elettrico.

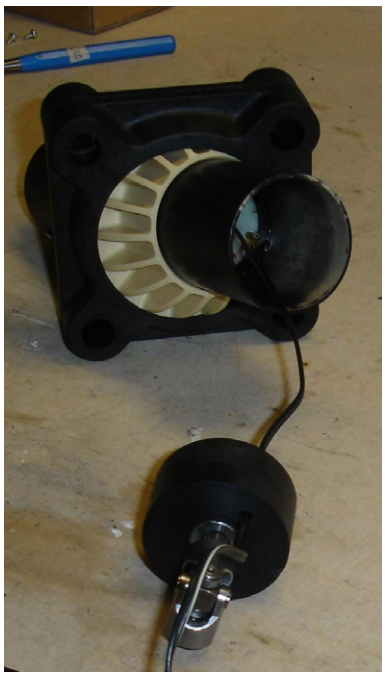


Fig. 7.37 – Passaggio del cavo elettrico all'interno del foro realizzato nel tappo in PVC.

- ***FASE II***

Componenti necessari:

- Assieme della Fase I
- Telaio
- Pannello sandwich Alu-Alu
- Flangia del casco
- 4 gommini antiscivolo di spessore 10 mm
- 4 viti M12x50 con relativi dadi e rondelle
- 18 viti M6x35 con relativi dadi e rondelle
- 1 vite M6x15 con relativa rondella
- 1 vite M3x20 con relativo dado e rondella

Innanzitutto occorre fissare il telaio al pannello sandwich tramite le apposite viti M6;
Si infila quindi, dal basso verso l'alto, l'assieme del tubo all'interno del telaio e si fissa attraverso i quattro fori del supporto dello snodo tramite le viti M12.Si collega poi la flangia del casco all'albero motore tramite la vite M6x15 e la vite M3 e infine si posizionano i quattro gommini alle estremità del pannello, fermandoli con le rimanenti M6.
L'insieme completo, dopo questa seconda fase di montaggio, è stato fotografato ed è riportato nella Figura 7.38.

Fig. 7.38 – Assieme dopo Fase II; in primo luogo è stato fissato il telaio alla base, in secondo l'assieme del tubo al telaio medesimo. Notiamo che gli angoli del pannello sandwich Alu-Alu, per evidenti motivi di sicurezza, sono stati leggermente smussati. di sicurezza, sono stati leggermente smussati. Eseguendo un primo test si è notato che la calotta dello snodo e il tubo non interferiscono rispettivamente con il telaio o le viti M12 del supporto; il movimento è fluido e senza inceppamenti

.

- ***FASE III***

Componenti necessari:

- Assieme della fase II
- Scheda di controllo per motoriduttore
- Trasformatore 24 V
- Potenziometro 10 KΩ
- 7 Morsetti di attacco "Faston" femmina
- 2 Terminali a forcella per cavi elettrici
- 9 viti M4x15 con relative rondelle e 4 dadi
- 2 viti M3x10 con relativi dadi
- 1 Morsetto Mammuth bipolare
- 1 interruttore di corrente
- 1 Spina tripolare IEC da pannello con fissaggio a vite
- Cavi elettrici
- Tubo Corrugato

Per prima cosa si fissa la scheda di controllo e il trasformatore ad una delle superfici laterali del telaio tramite 8 viti M4. E' bene posizionare i due componenti piuttosto in alto, in modo da evitare che la slitta X-Y possa urtarli durante il moto.
Successivamente è stato forata la stessa parete per inserire il potenziometro da 10 KΩ, l'interruttore e la presa tribolare.
Il primo sarà collocato tra il trasformatore e la scheda di controllo; i restanti elementi saranno posizionati su un'ala frontale del telaio e abbastanza vicini tra loro.
Si è ora pronti per collegare elettricamente il tutto, seguendo lo schema di collegamenti illustrato in Figura 7.39.

Come si vede in Figura 7.39 il trasformatore utilizzato permette anche un ingresso a 400 V e un uscita di 12 V, non utilizzabili nel presente contesto.
L'utilizzo del *mammuth* è essenzialmente dovuto ad una migliore praticità tanto nel montaggio quanto nello smontaggio, in caso di eventuali interventi futuri; il componente in questione è stato ancorato alla superficie superiore del telaio tramite una vite M4.

Per isolare i collegamenti della *presa tripolare* e dell'*interruttore* sono stati impiegati parti di *tubo corrugato*, al fine di garantire maggiore sicurezza nell'utilizzo dell'intero apparecchio (Fig. 7.40).

Le altre connessioni elettriche effettuate non necessitano di un'ulteriore trattazione, causa la loro indubbia semplicità; la figura e le foto di cui sotto sono più che sufficienti a chiarire le rimanenti operazioni eseguite per il montaggio (Figg. 7.41 e 7.42).

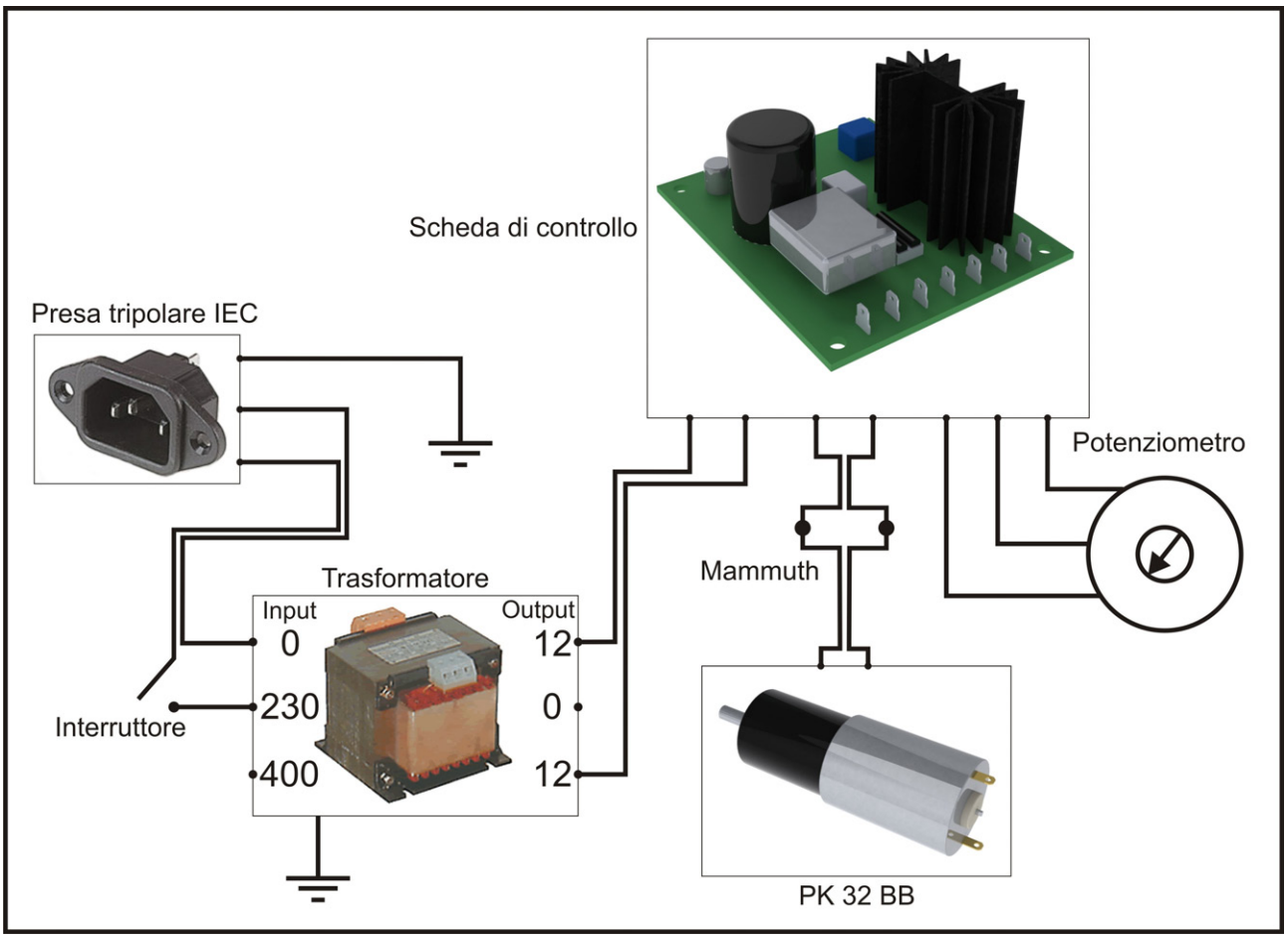


Fig. 7.39 – Schema elettrico per la messa in opera del micro-motoriduttore.

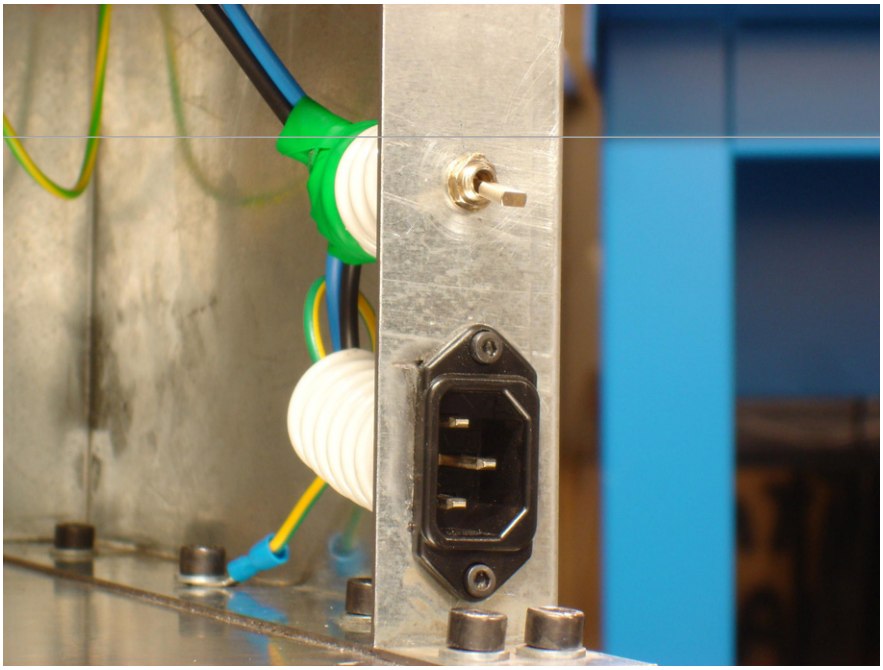
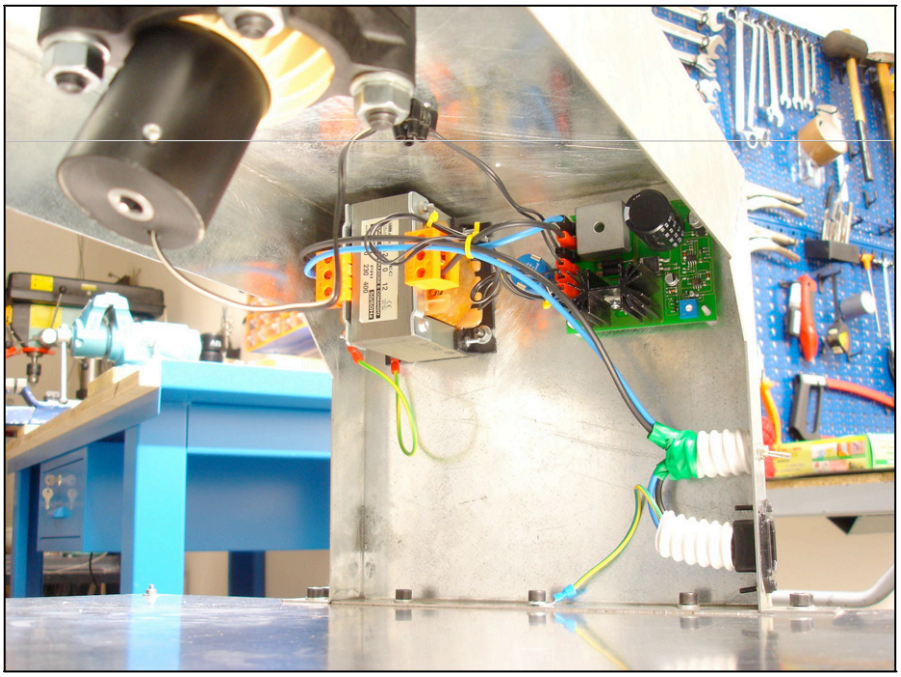
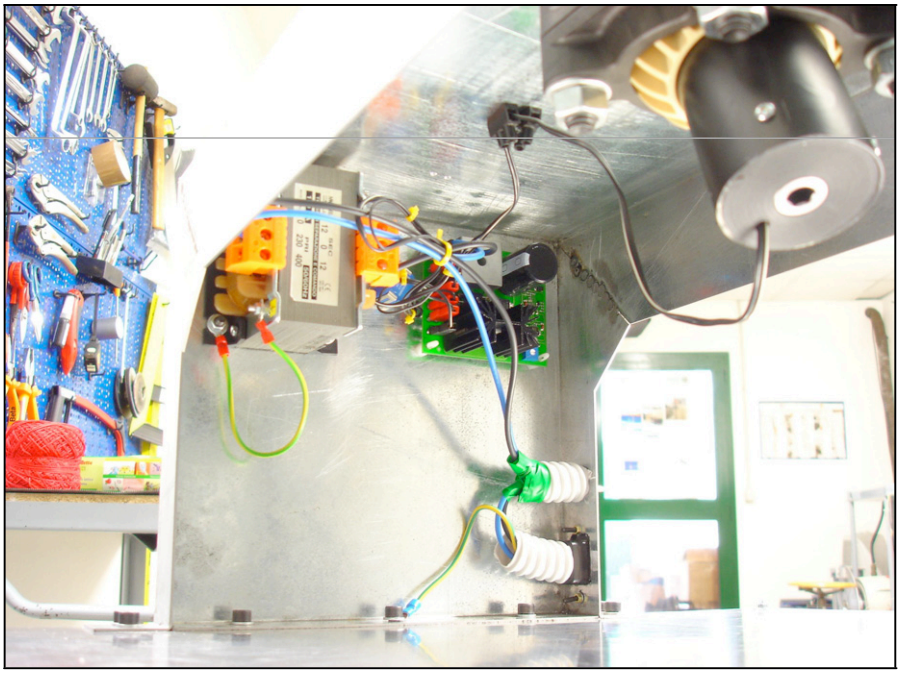


Fig. 7.40 – Fotografia di dettaglio che mostra la locazione dell'interruttore e della presa tripolare sull'ala del telaio. Si può notare il cavo giallo-verde col terminale a forcella inserito tra la vite e la rondella, il quale realizza la messa a terra dell'impianto.





Figg. 7.41 e 7.42 – Particolari della disposizione dei cavi elettrici che collegano motoriduttore, trasformatore e scheda di controllo alla rete elettrica (attraverso la presa tripolare). Si può vedere come tale disposizione rispecchia fedelmente lo schema elettrico illustrato nella Figura 7.39. Per diminuire l'ingombro alcuni cavi sono stati raggruppati con l'aiuto di alcune fascette.

- ***FASE IV***

Componenti necessari:

- Assieme fase III
- Attuatore KT-310 DC
- Sezione snodata della trasmissione cardanica
- Piastra di collegamento
- 3 viti M6x15 con relative rondelle
- 4 viti M6x35 con relative rondelle

Per prima cosa è necessario realizzare il collegamento tra l'assieme già descritto nella fase II, ovvero il tubo in PVC, e la piastra di collegamento. Di conseguenza si fissa la sezione snodata della trasmissione cardanica con quest'ultimo componente tramite le tre viti M6x15 (Fig. 7.43).
Occupiamoci ora dell'attuatore X-Y.
Considerando il disegno della slitta, prima riportato, si hanno tutte le quote necessarie per poter individuare i quattro fori per vite M6 x35 che garantiranno il fissaggio del KT-310 DC. Ricordiamo che la parte inferiore dell'attuatore presenta la medesima disposizione dei fori e le stesse quote della parte superiore.
L'ultimo step consiste nell'istallare la piastra di collegamento sulla slitta per mezzo delle tre viti M6x15 e nell'infilare la sezione snodata della trasmissione cardanica nell'apposito foro scanalato del canotto (Fig. 7.44).

A questo punto il meccanismo è ultimato e perfettamente funzionante.
E' tuttavia necessario fare le due ultime considerazioni seguenti. In primo luogo la struttura, così come è stata fino ad ora realizzata, non consente alcuna inversione del moto di rotazione indotto dal micro-motoriduttore; non sarebbe quindi possibile garantire un moto, tipico dell'articolazione cervicale, sul piano trasversale, come riportato nei parametri di progetto. In secondo luogo, causa esigenze di montaggio, non è stato possibile rispettare perfettamente le altezze definite in sede di dimensionamento geometrico della soluzione finale; è stata infatti calcolata un'escursione di circa 3 mm.
Possiamo superare le problematiche appena citate procedendo come segue: si può un semplice meccanismo di inversione, composto da un interruttore e da due aste metalliche che delimitano gli angoli interessati, possiamo facilmente invertire il moto; l'interruttore sarà fissato opportunamente sul tubo in PVC, mentre le aste verranno collegate all'albero motore, in modo che, durante la rotazione, queste ultime andranno ad impattare alternativamente sull'interruttore stesso, invertendo il senso del moto (Fig. 7.45).
Collocando infine degli spessori, costituiti da tre rondelle di 1 mm ciascuna, nello spazio tra la slitta e il pannello sandwich, possiamo recuperare i 3 mm persi durante l'assemblaggio (Fig. 7.46).

Fig. 7.45 – Sistema di inversione moto sul piano frontale

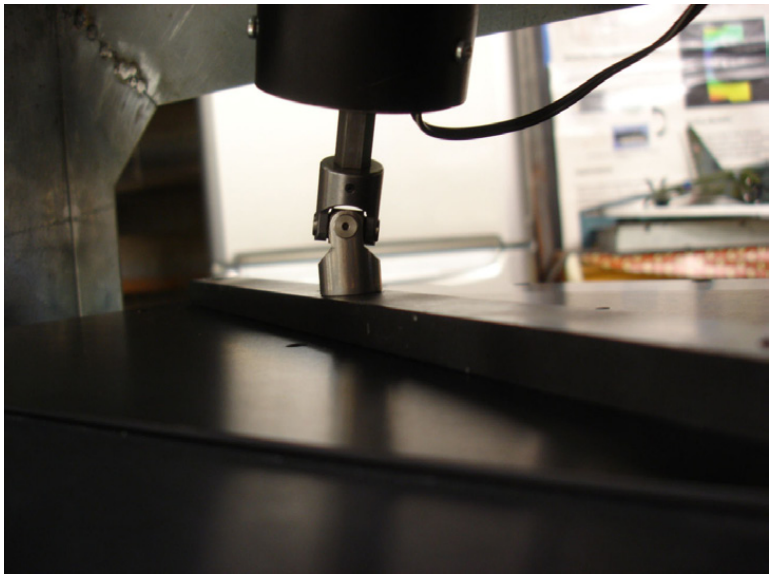


Fig. 7.43 – Particolare del fissaggio della piastra di collegamento e della sezione snodata della trasmissione cardanica.

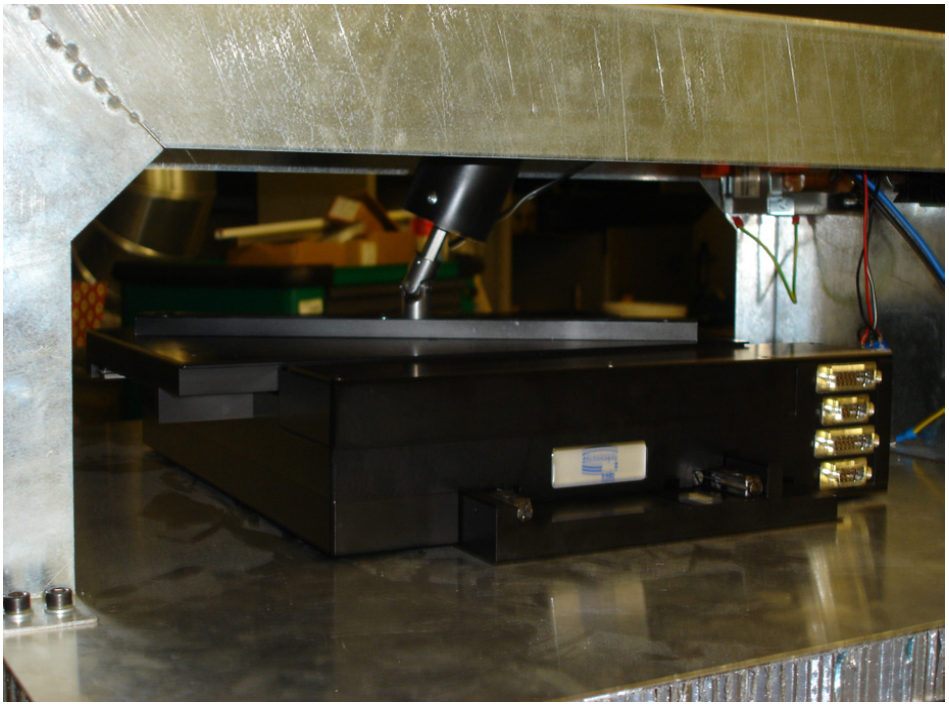


Fig. 7.44 – Particolare del meccanismo completamente assemblato e funzionante nella posizione di massimo allungamento. Si nota che la trasmissione cardanica svolge perfettamente la propria funzione senza uscire dalla sede.

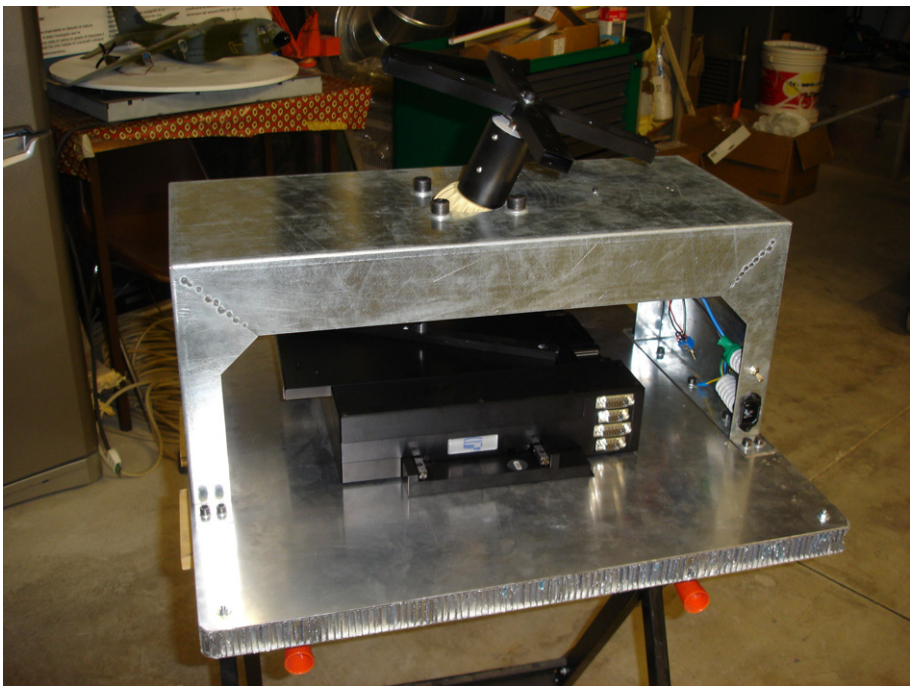


Fig. 7.46 – Immagine complessiva del meccanismo nella condizione di massima elongazione permessa dalla struttura. Notiamo che non si verificano interferenze significative tra la slitta e il telaio e tra quest'ultimo e il tubo in PVC.

A conclusione del presente lavoro si riportano alcune ulteriori foto della struttura nell'ultima fase di montaggio, seguite dalle immagini del modello CAD e dai relativi esplosi (Figg. 7.47 – 7.48 – 7.49 – 7.50 – 7.51 – 7.52).

Fig. 7.47

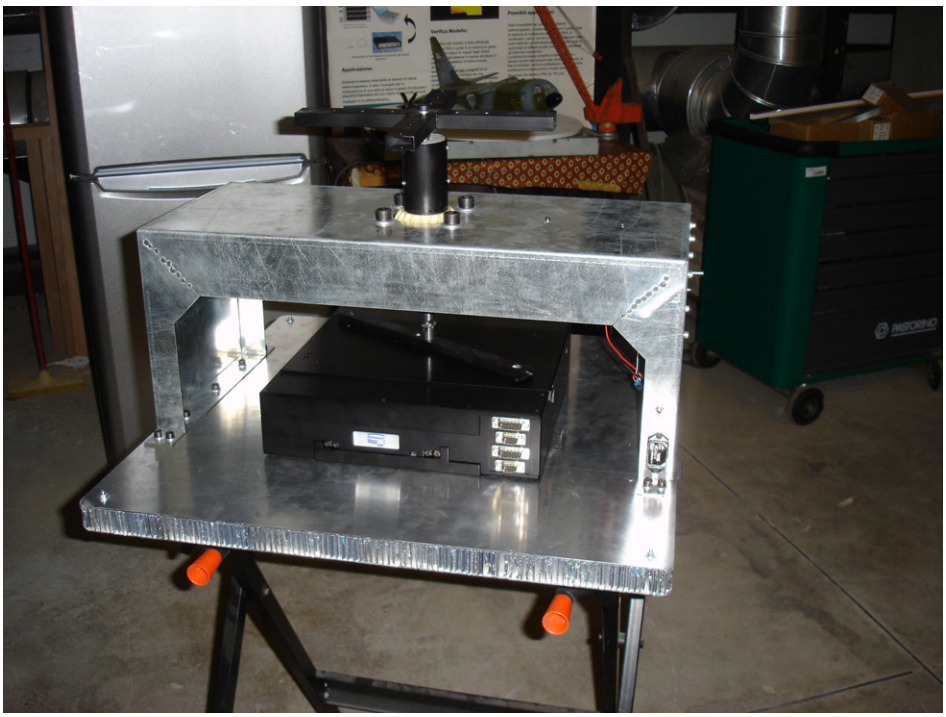


Fig. 7.48

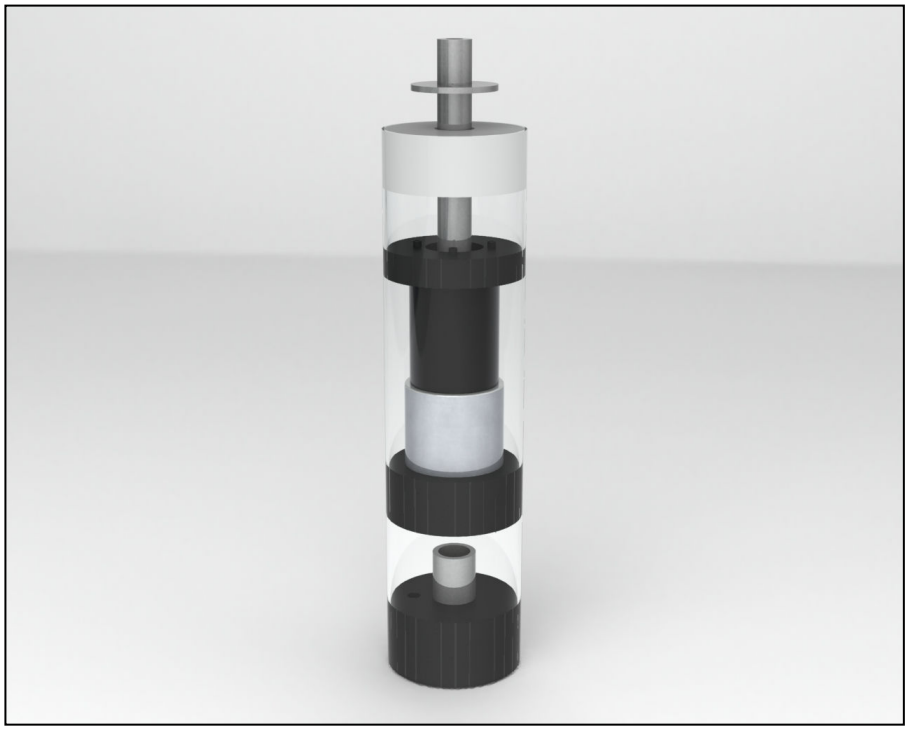


Fig. 7.49

Fig. 7.50

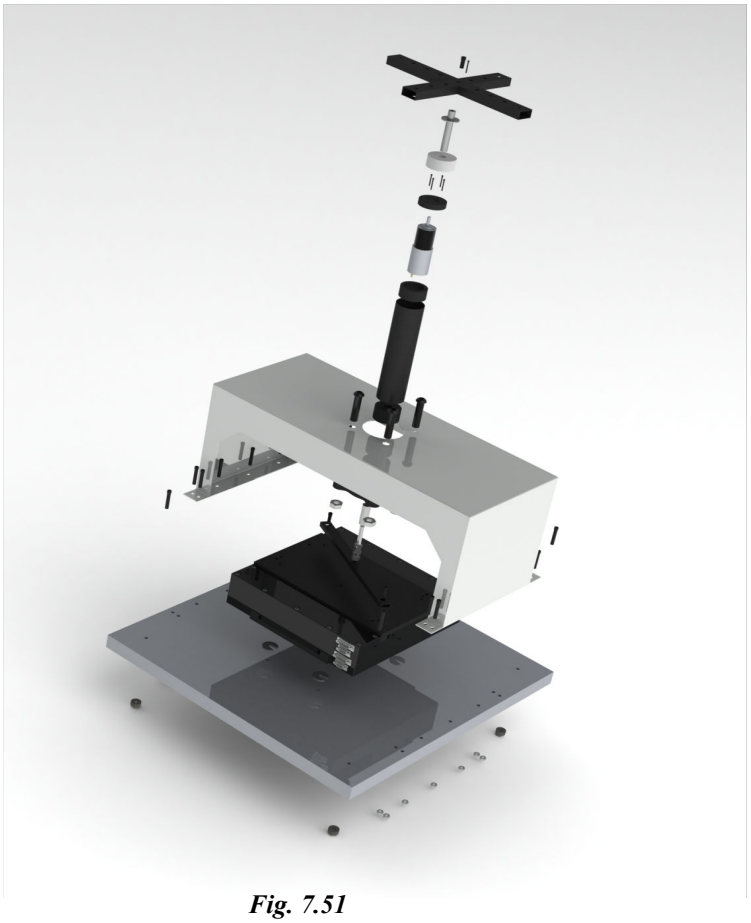


Fig. 7.51

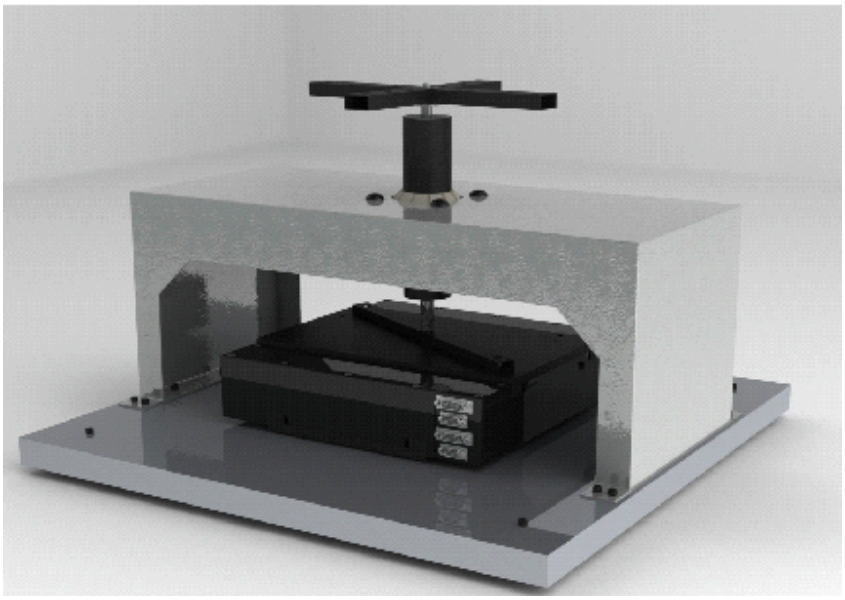
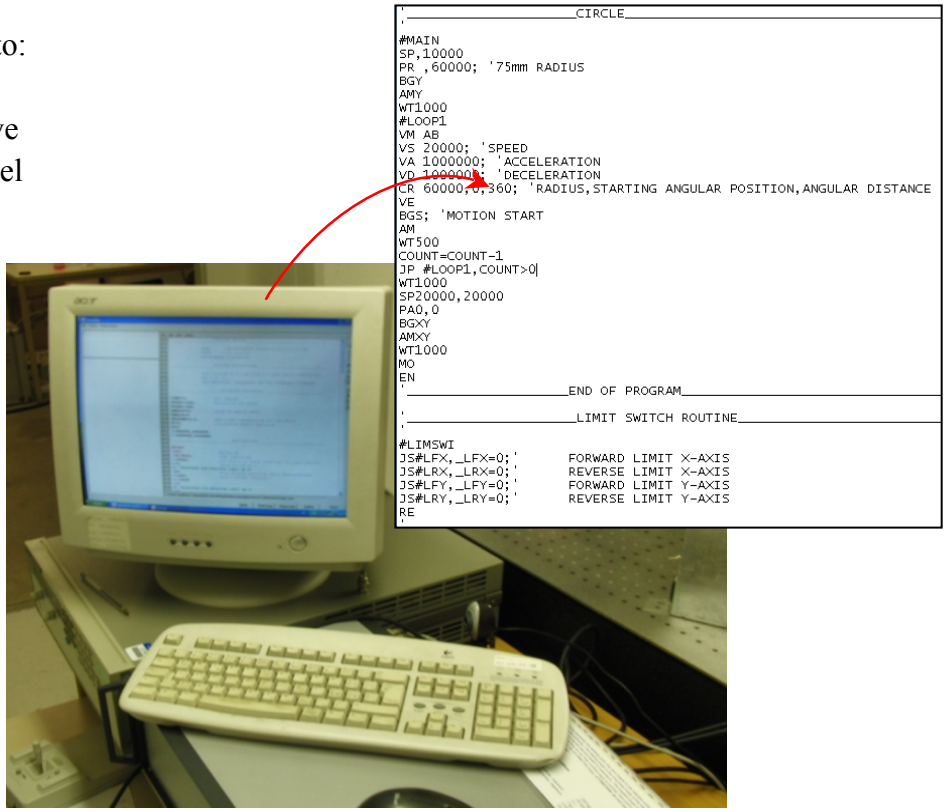


Fig. 7.52

7.4 – Prima prova di funzionamento del sistema

Al fine di verificare la funzionalità del sistema realizzato, si è programmata la slitta X-Y in modo che descrivesse delle traiettorie circolari, a partire dal punto individuato come centro del suo piano di moto: quindi prima si è dovuto procedere con un altro breve programma per riportarla nel punto zero (Fig. 7.53).



```
'_____________________CIRCLE_____________________________________________
'
#MAIN
SP,10000
PR ,60000; '75mm RADIUS
BGY
AMY
WT1000
#LOOP1
VM AB
VS 20000; 'SPEED
VA 1000000; 'ACCELERATION
VD 1000000; 'DECELERATION
CR 60000,0,360; 'RADIUS,STARTING ANGULAR POSITION,ANGULAR DISTANCE
VE
BGS; 'MOTION START
AM
WT500
COUNT=COUNT-1
JP #LOOP1,COUNT>0
WT1000
SP20000,20000
PA0,0
BGXY
AMXY
WT1000
MO
EN
'_____________________END OF PROGRAM_____________________________________

'_____________________LIMIT SWITCH ROUTINE_____________________________
'
#LIMSWI
JS#LFX,_LFX=0;'       FORWARD LIMIT X-AXIS
JS#LRX,_LRX=0;'       REVERSE LIMIT X-AXIS
JS#LFY,_LFY=0;'       FORWARD LIMIT Y-AXIS
JS#LRY,_LRY=0;'       REVERSE LIMIT Y-AXIS
RE
'
```

Fig. 7.53 – Listato programma in linguaggio macchina per far in modo che la slitta X-Y descriva traiettorie circolari per testare il sistema realizzato.

Segue fotografia dell'insieme con montato caschetto in prova (Fig. 7.54).

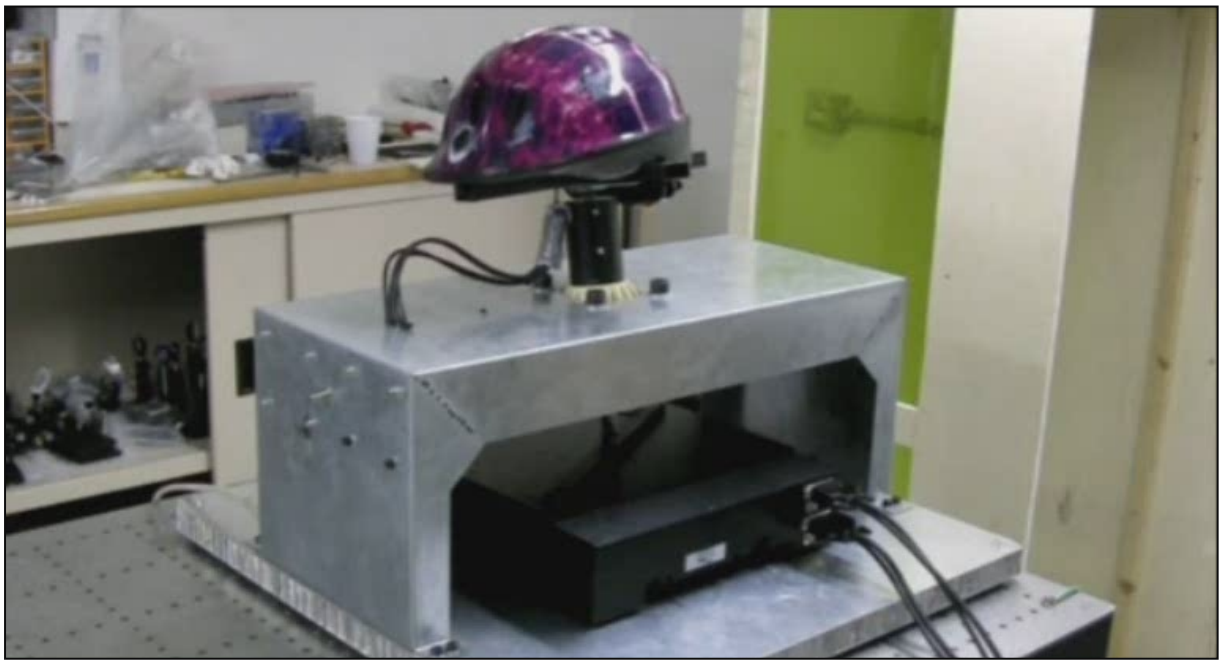


Fig. 7.54 – Prova con caschetto del sistema realizzato

In questa prima prova di funzionamento, si è potuto vedere che il sistema realizza in effetti tutti i moti rotatori della testa, ovvero quello sul piano frontale, quello sul piano sagittale, e infine quello sul piano trasversale.
In particolare, descrivendo la slitta motorizzata una circonferenza, quindi una curva con componente di movimento sia lungo x che lungo y, all'asta che è collegata con uno snodo sferico, e quindi al caschetto sopra di essa, viene trasmesso un doppio moto rotatorio, rappresentativi del moto del capo sul piano sagittale (flessione ed estensione) e sul piano frontale (flessioni laterali).
Il terzo moto rotatorio del capo, ovvero la rotazione propriamente detta sul piano trasversale, è consentita dal motoriduttore posizionato nella parte superiore; in realtà, si è visto nella prova che, per come è stato attualmente realizzato il sistema di inversione del moto, con l'interruttore di cui si è parlato, l'oscillazione consentita è anche più ampia di quella a progetto che era di ±40°.
Non si sono riscontrati problemi di interferenze meccaniche dei componenti, né ci sono stati inceppamenti o arresti non voluti del meccanismo fino al completamento del moto della slitta.
Sono stati realizzati dei filmati che riproducono il sistema in funzione, ed in particolare alcuni sono stati fatti con solo il motore X-Y funzionante, altri con anche il motoriduttore in funzione, proprio per visualizzare meglio i diversi moti rotatori realizzati.
Pertanto il sistema sviluppato si è dimostrato ben funzionante dal punto di vista meccanico, ed in grado di realizzare gli spostamenti definiti in fase progettuale, alla frequenza di 1 Hz come era stato calcolato avrebbe potuto fare la slitta X-Y.

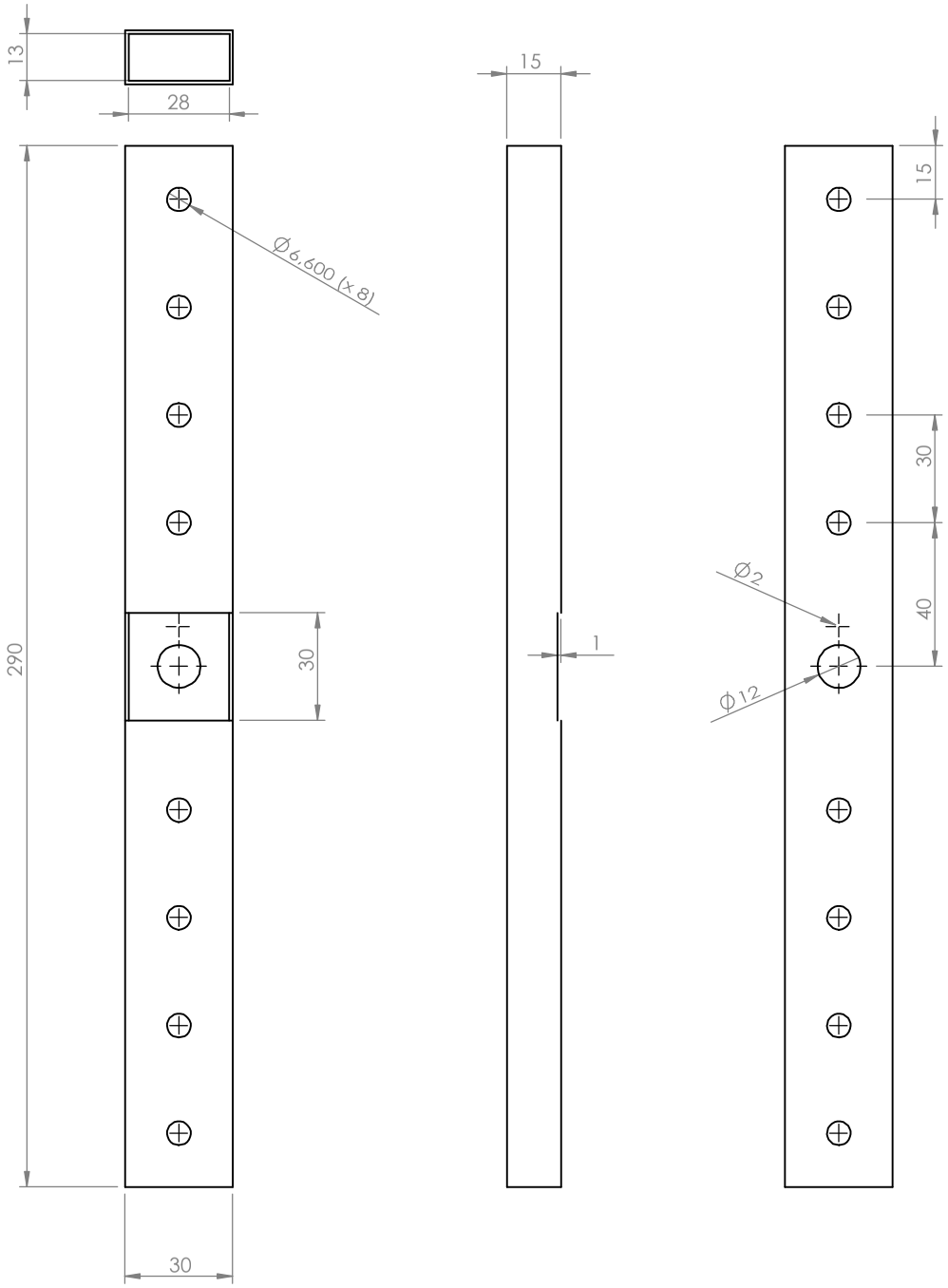
CONCLUSIONI

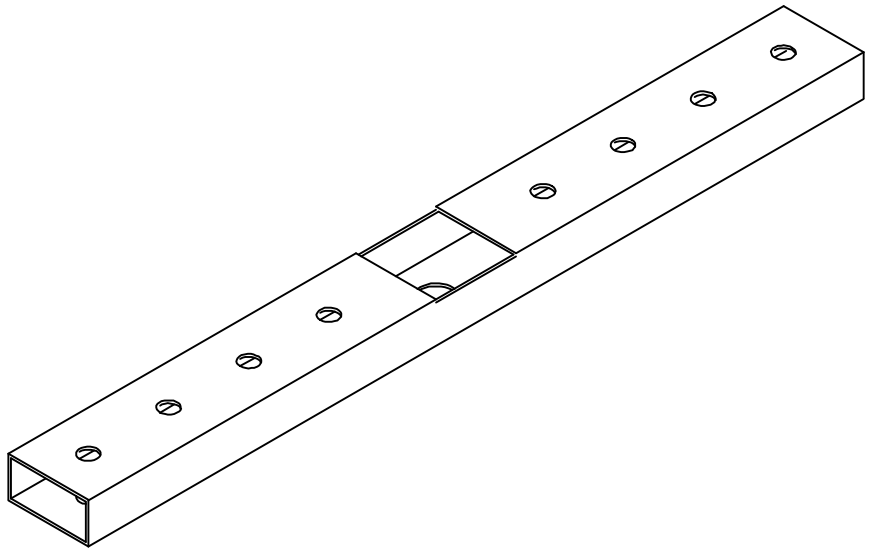
La presente attività di ricerca ha portato allo sviluppo di un'innovativa metodologia basata su un prototipo di sistema di movimentazione realizzato ad hoc per la taratura di caschetti strumentati utilizzati nelle terapie neuro riabilitative.
Si sottolinea che il sistema realizzato permette una taratura di tipo dinamico, e per fare ciò non erano ancora stati costruiti sistemi di questo tipo.

Un primo importante risultato è che a partire dall' analisi bibliografica sia nel settore medico che in quello ingegneristico, si sono definiti i campi di variabilità dei parametri di taratura, quali la rotazione del capo sul piano frontale, sagittale e trasversale, nonché i loro campi di frequenza.

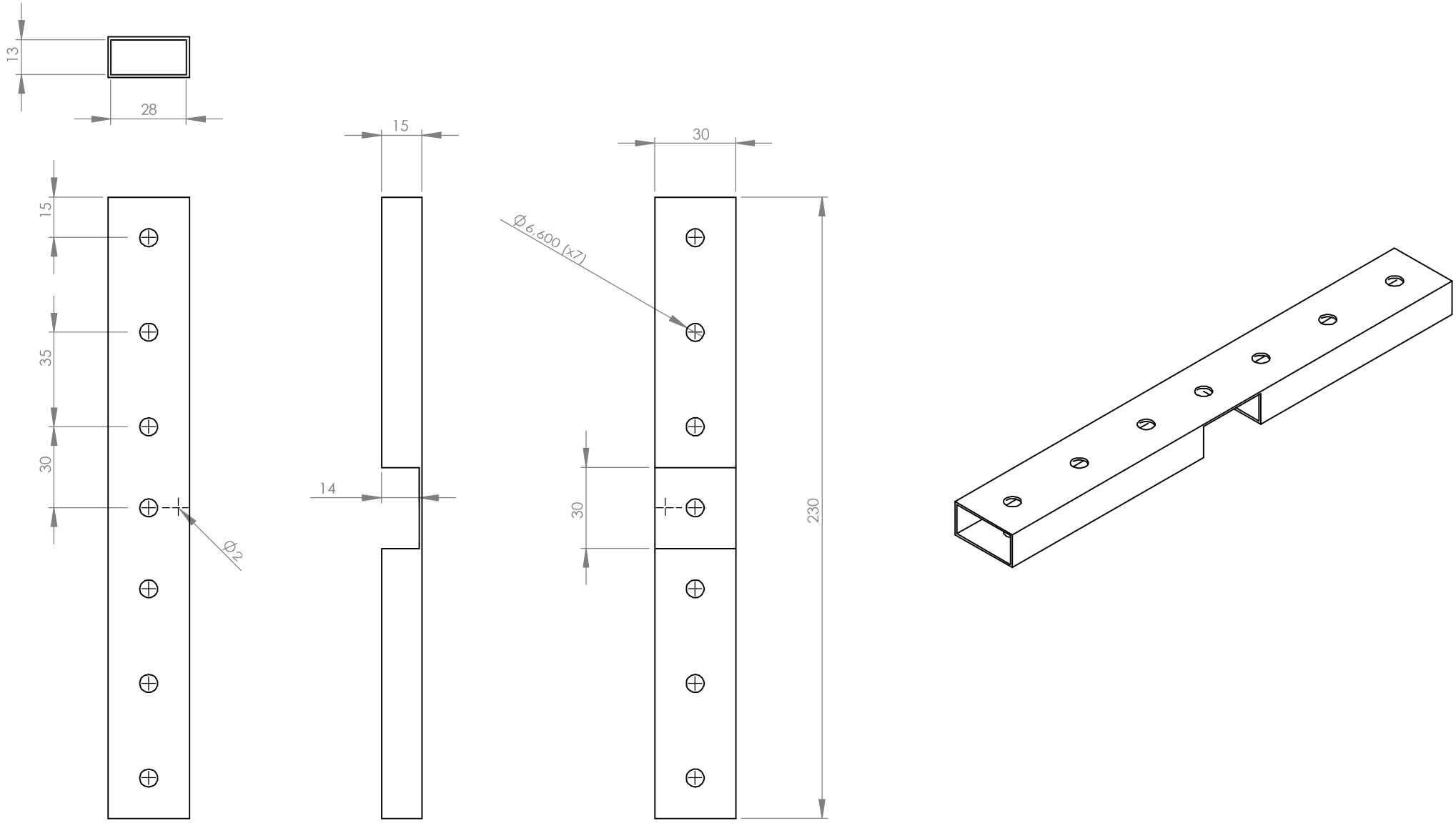
Ma il risultato più interessante è stato la realizzazione di un prototipo completo in grado di realizzare tutti i movimenti di rotazione tipici del capo secondo le specifiche definite dall'analisi bibliografica.
Tale prototipo è stato realizzato in modo completo e provato per ciò che attiene la funzionalità e la caratterizzazione cinematica degli spostamenti con esso riproducibili.
Per quanto riguarda la valutazione dell'incertezza dei moti di rotazione realizzabili, è stata fatta per ora solo dal punto di vista teorico: a partire dall'incertezza della slitta X-Y data dalla ditta fornitrice e dall'incertezza plausibile per gli altri componenti meccanici che generano e trasmettono il moto, si è valutata un'incertezza di almeno un ordine di grandezza più piccola rispetto a quella ammessa per il dispositivo da tarare. Per il caschetto da tarare è infatti accettabile un'incertezza massima pari al 5% del valore di ogni parametro cinematico misurato.
Pertanto il sistema realizzato rappresenta un valido sistema di taratura dinamica di caschetti strumentati, previa una verifica sperimentale sull'incertezza dei movimenti che può realizzare.

APPENDICE

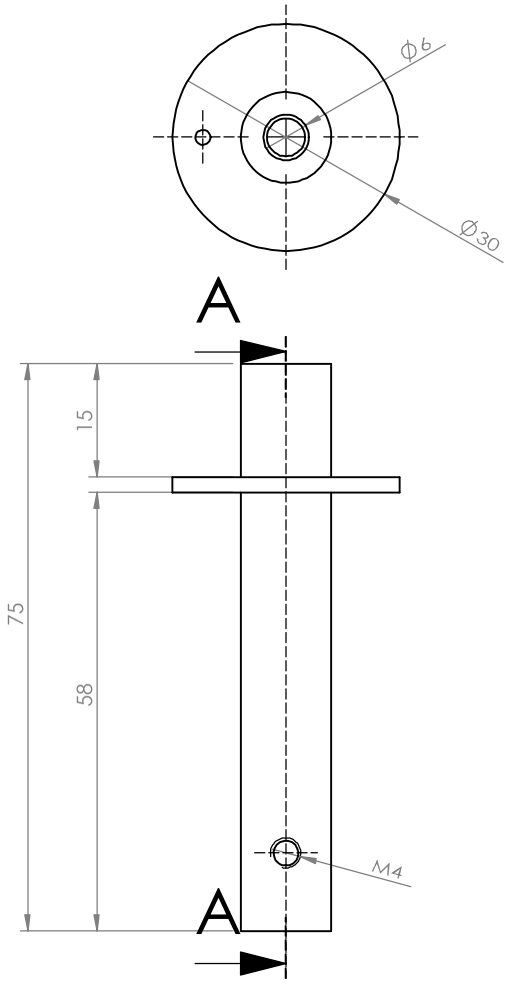


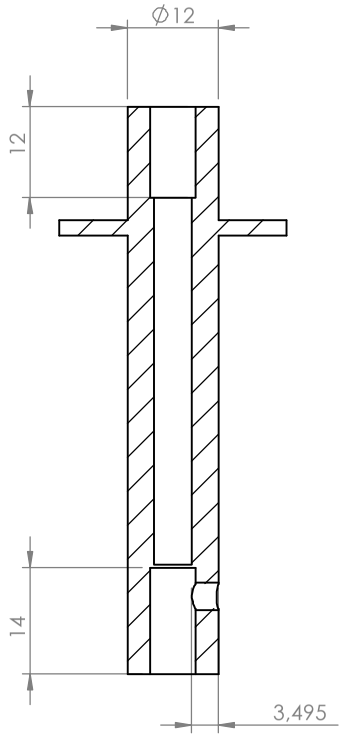


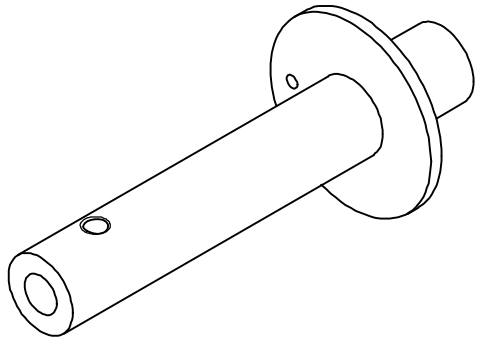
UNIVERSITA DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	SCALA: 1 : 2	Ala lunga crociera Materiale: Alluminio



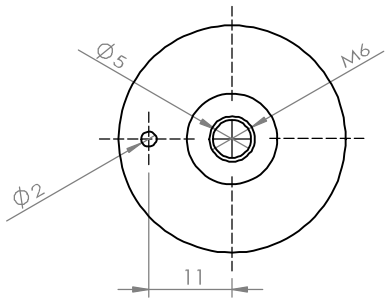
UNIVERSITA DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Ala corta crociera	
	SCALA: 1 : 2	Materiale: Alluminio



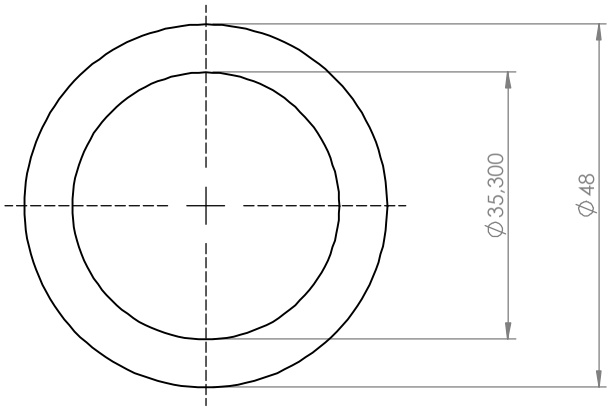


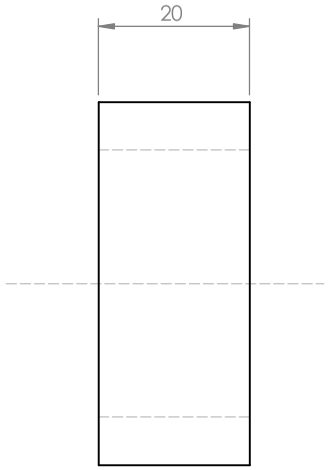


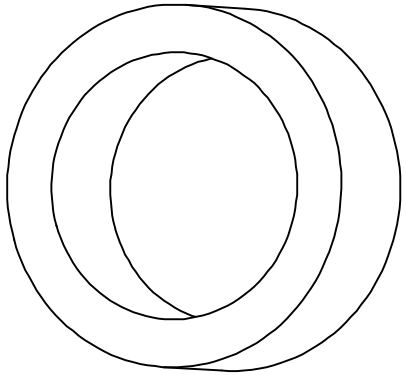
SEZIONE A-A



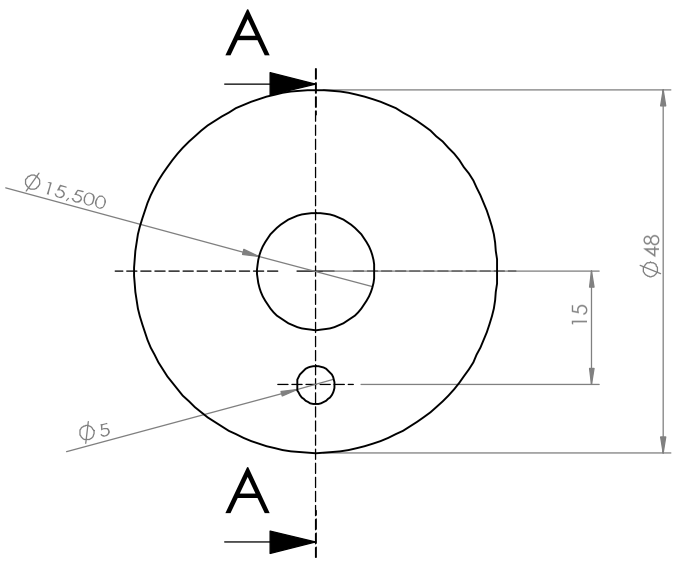
UNIVERSITA DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Albero motore	
	SCALA: 1 : 1	Materiale: Acciaio

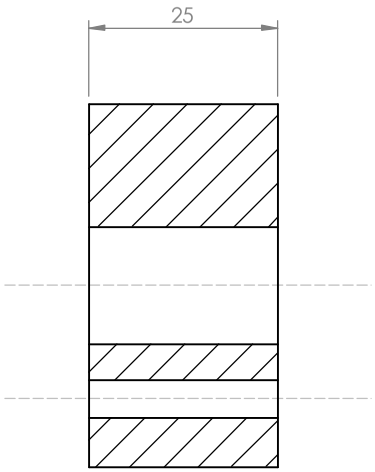




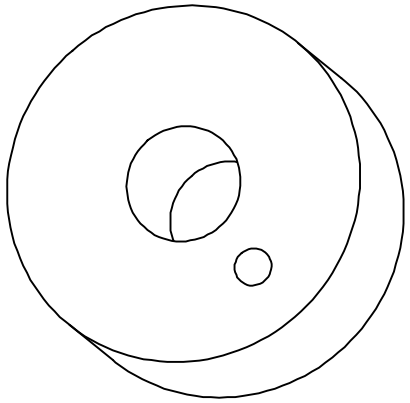


UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Manicotto	
	SCALA: 1 : 1	Materiale: PVC

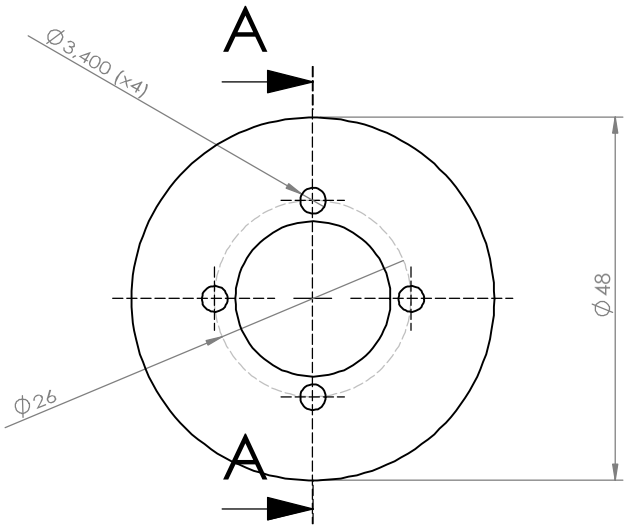


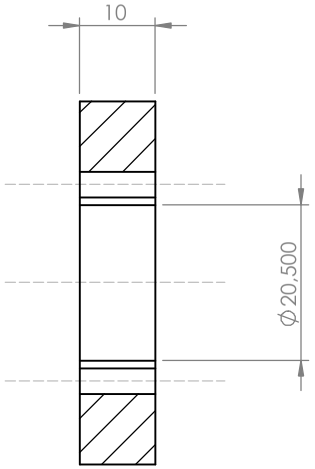


SEZIONE A-A

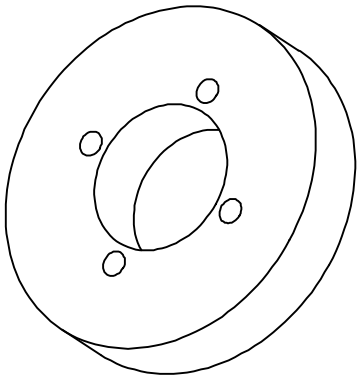


UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Tappo per tubo	
	SCALA: 1 : 1	Materiale: PVC

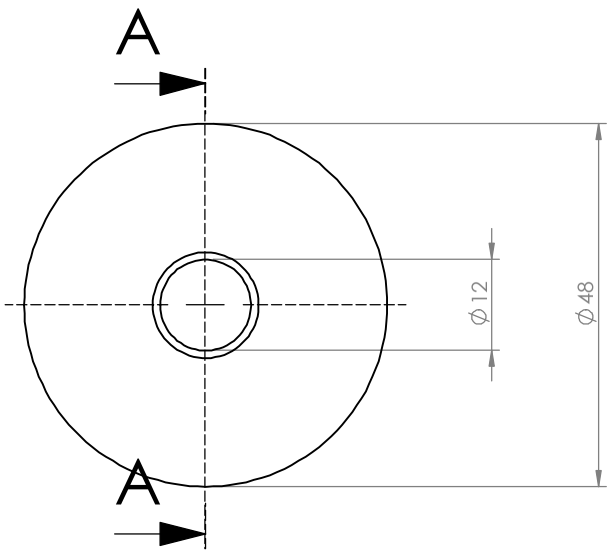


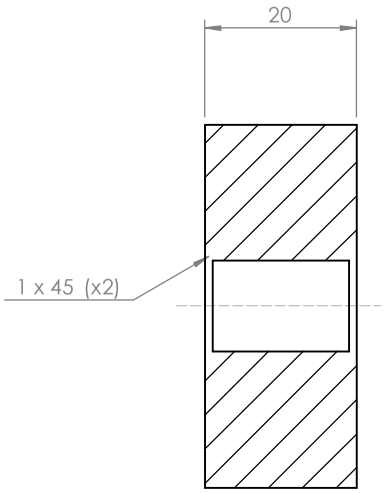


SEZIONE A-A

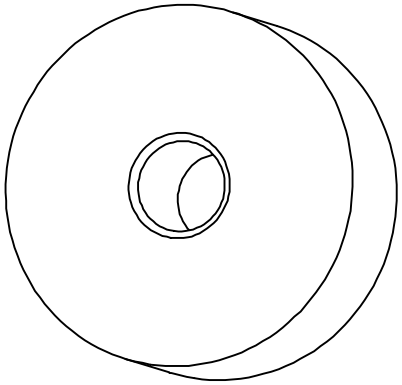


UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Flangia motore	
	SCALA: 1 : 1	Materiale: PVC

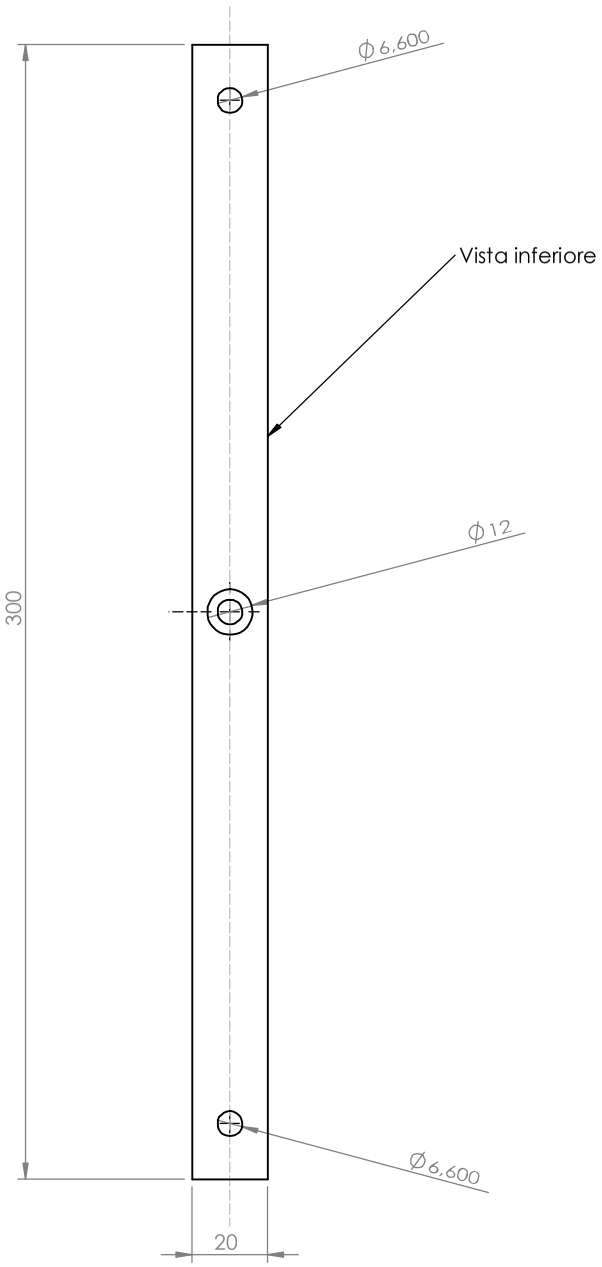


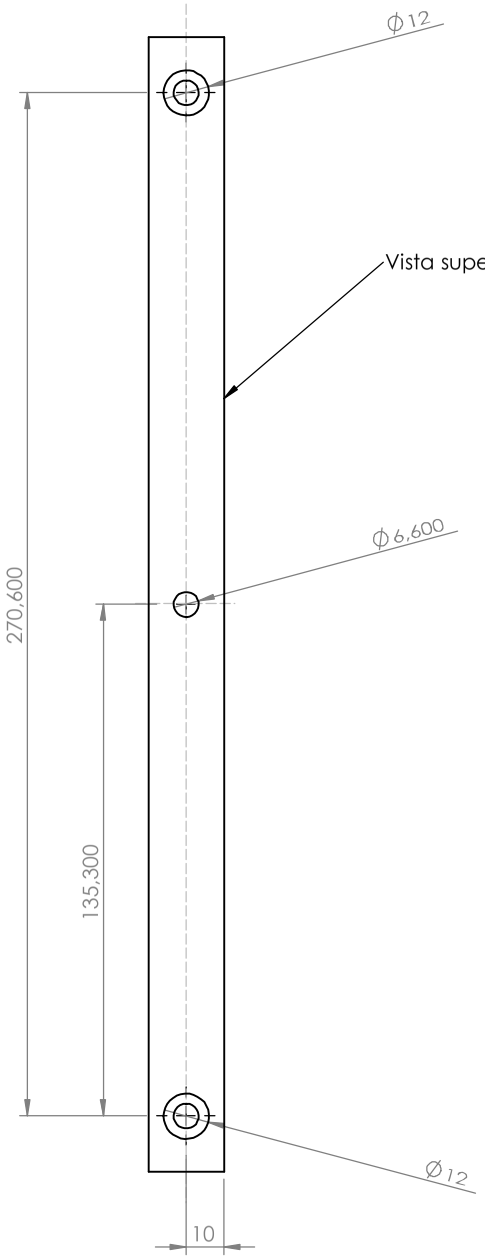


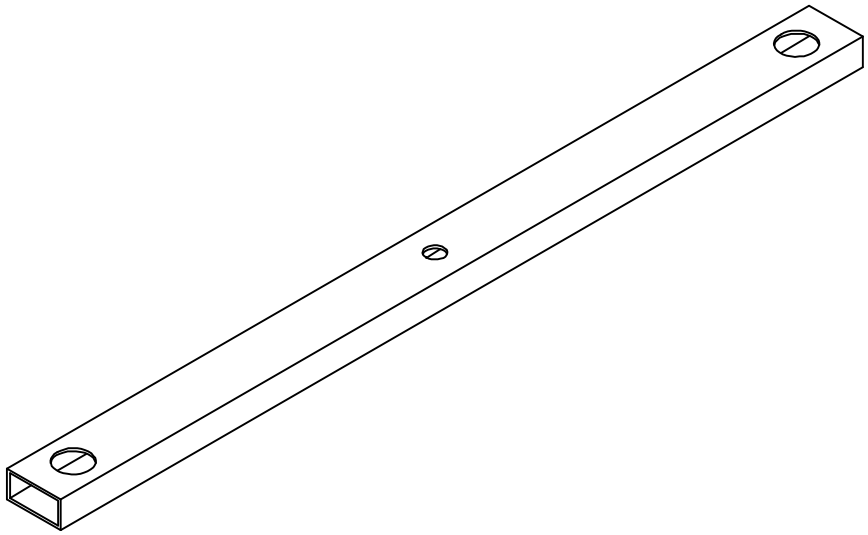
SEZIONE A-A



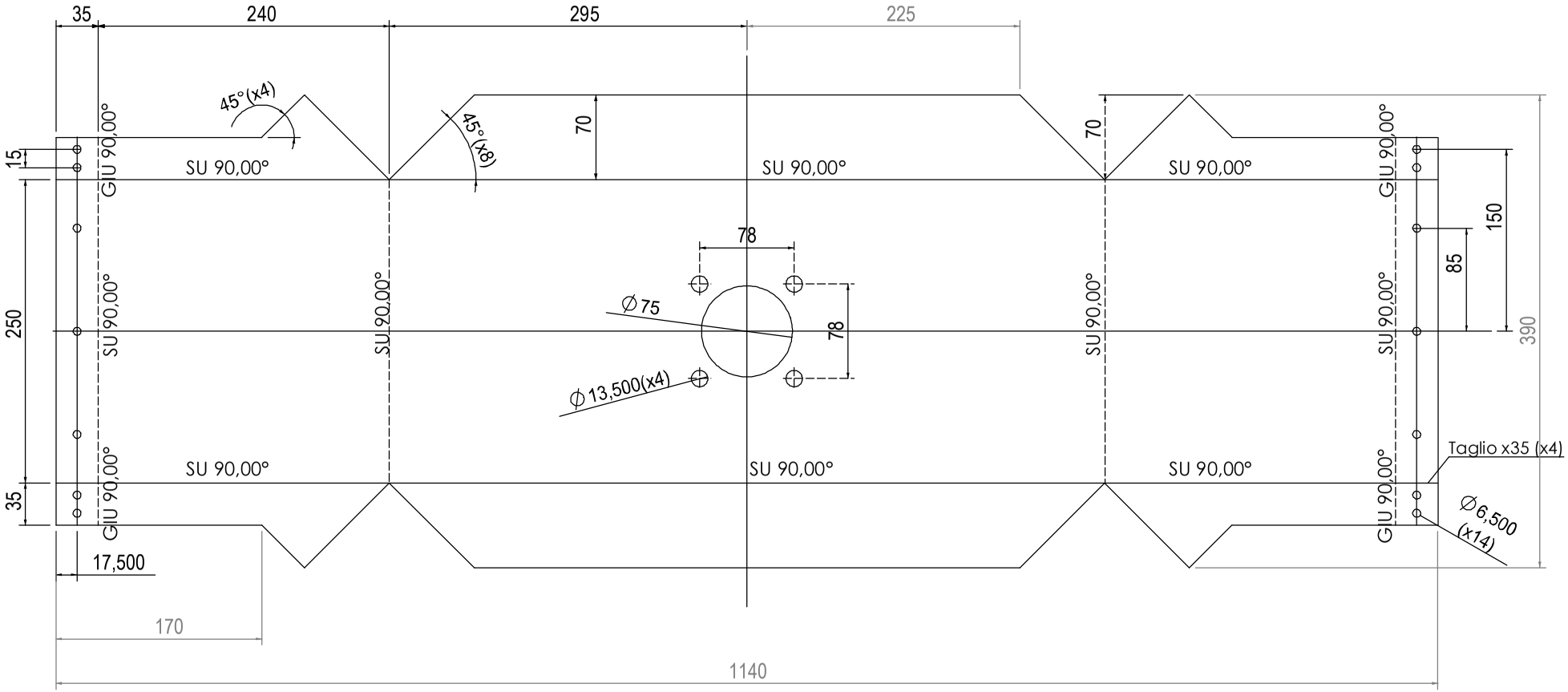
UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Cuscinetto	
	SCALA: 1 : 1	Materiale: Teflon

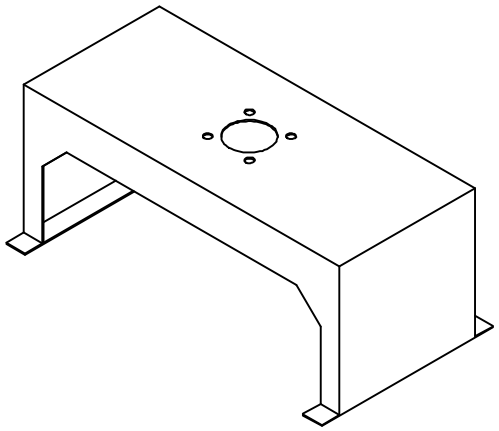




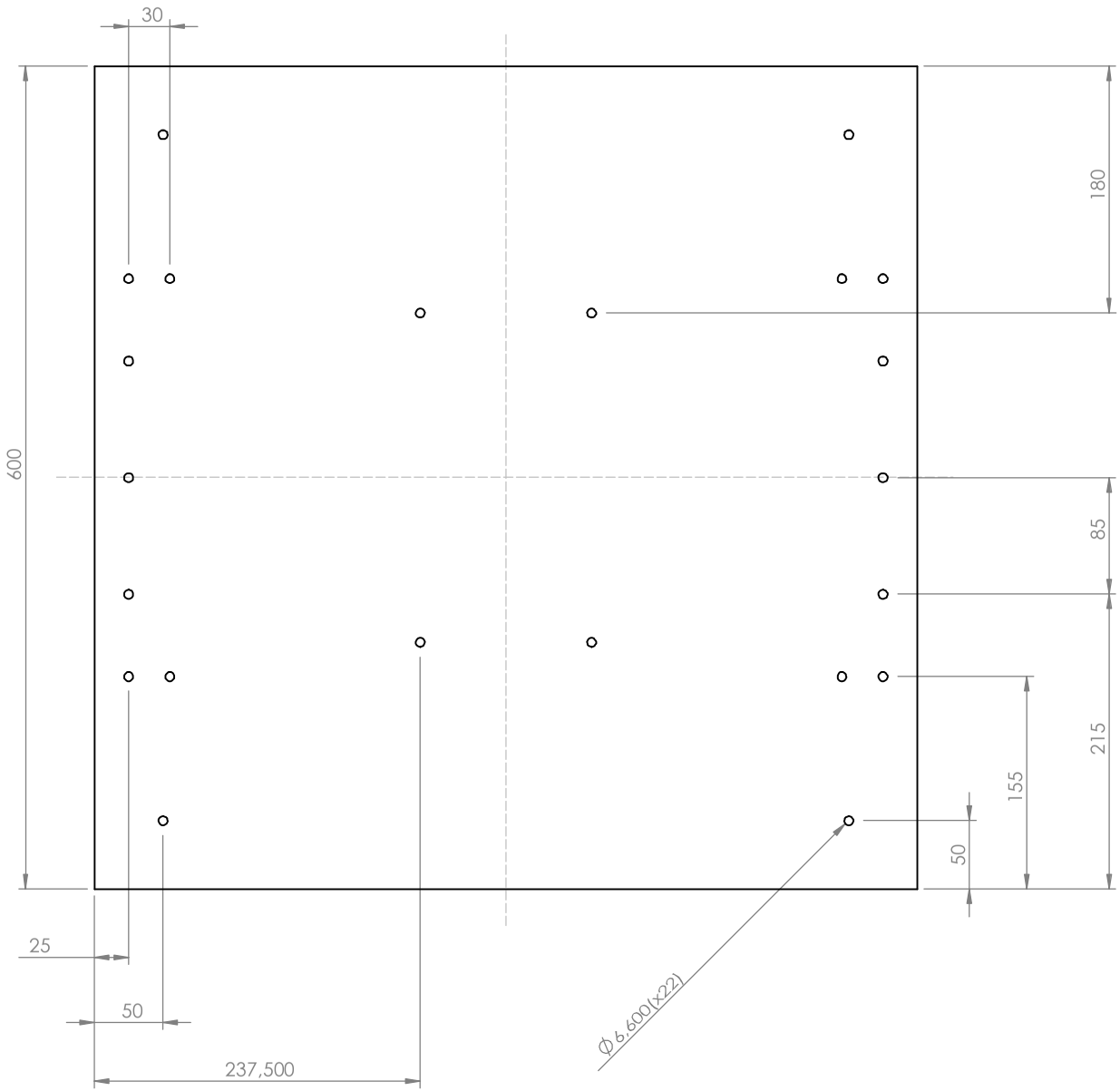


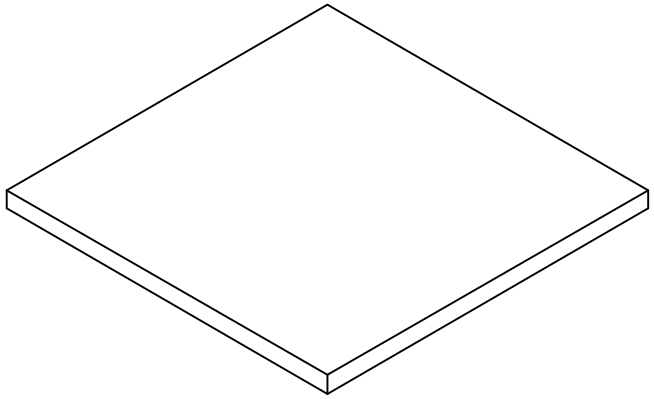
UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Piastra di collegamento	
	SCALA: 1 : 2	Materiale: Alluminio





UNIVERSITA DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Telaio	
	SCALA: 1 : 5	Materiale: Lamiera di acciaio zincato





UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PERUGIA Facoltà di Ingegneria Flori Roberta	Pannello Sandwich	
	SCALA: 1 : 5	Materiale: Alluminio

BIBLIOGRAFIA

[1] T. Pozzo, A. Berthoz, L. Lefort , *Head kinematic during various motor tasks in humans* - Progress in Brain Research 1989; 80: 377-383

[2] T. Pozzo, A. Berthoz, L. Lefort, *Head stabilization during various locomotor tasks in humans. (Normal Subjects).* Experimental Brain Research 1990; 82: 97-106

[3] T. Pozzo, A. Berthoz, L. Lefort, E. Vitte , *Head stabilization during various locomotor tasks in humans. (Pazient with bilateral peripheral vestibular deficits).* Experimental Brain Research 1991; 83: 208-217

[4] RL Cromwell, RA Newton, G Forrest, *Influence of vision on head stabilization strategies in older adults during walking* - Journal of Gerontology: Medical Sciences 2002; 57A: M442-M448

[5] CARPANETO J., MICERA S., GALARDI G., MICHELI A., CARBONCINI M.C., ROSSI B., and DARIO P., 2004, *A protocol for the assessment of 3D movements of the head in persons with cervical dystonia* - Clinical Biomechanics; 19: 659–663

[6] STRIMPAKOS N., SAKELLARI V., GIOFTSOS G., KAPRELI E., and OLDHAM J., 2006, *Cervical joint position sense: an intra- and inter-examiner reliability study* - Gait and Posture; 23(1):22-31

[7] D. Cattaneo, PT, M. Ferrarin, ENG, W. Frasson, A. Casiraghi, MD, *Head Control: Volitional aspects of Rehabilitation Training in Patients With Multiple Sclerosis Compared With Healthy Subjects,* Arch Phys Med Rehabil Vol. 86, July 2005

[8] D. Giansanti, V.Macellari, *Is it Feasible to Reconstruct Body Segment 3-D Position and Orientation Using Accelerometric Data,* IEEE Transactions on biomedical engineering, Vol 50,no. 4, April 2003.

[9] G. Baselli, G. Legnani, P. Franco, F. Brognoli, A. Marras, F. Quaranta, B. Zappa, *Assessment of inertial and gravitational input sto the vestibular system,* Journal of Biomechanics 34 (2001) 821-826.

[10] P. Cappa, L. Masia, F. Patanè, *Numerical Validation of Linear Accelerometer Systems for the Measurement of Head Kinematics,* Journal of Biomechanical Engineering, Vol. 127, November 2005.

[11] P.Cappa, F. Patanè, S. Rossi, *A Redundant Accelerometric Cluster for the Measurement of Translational and Angular Acceleration and Angular Velocità of the Head,* Journal of Medical Devices, March 2007.

[12] P. Cappa, F. Patanè, S. Rossi, *Two calibration procedures for a gyroscope-free inertial measurement system based on a double-pendulum apparatus,* MEASUREMENT SCIENCE AND TECHNOLOGY, 2 April 2008.

[13] C. Cattaneo, M. Ferrarin, *Head Control: Voluntary Mechanism and Rehabilitation,* Arch Phys Rehabil Vol. 86, July 2005.

[14] Raj S.Sodhi, *Evaluation of head and neck motion with the hemispherical shell method,* International Journal of Industrial Ergonomics, October 1999

[15] WTFong, S K Ong and A Y C Nee, *Methods for in-field user calibration of an inertial measurement unit without external equipment,* MEASUREMENT SCIENCE AND TECHNOLOGY, July 2008

[16] S. Rossi, Tesi di Dottorato: *Sviluppo ed utilizzo in ambito biomedico di un casco strumentato per il rilievo della cinematica della testa* - Università degli Studi di Padova, 2008

[17] Y.Higashi, M.Sekimoto, F.Horiuchi, T.Kodama ,T.Yuji, T. Fujimoto, M. Sekine, T. Tamura, *Monitoring rehabilitation training for hemiplegic patients by using a tri-axial accelerometer*. 23rd Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society, 25-28 October, Istanbul, Turkey

[18] G. Wu, *Head movement during sudden base traslation as a measure of risks for falls in the Elderly* - Clinical Biomechanics; 16: 199-206, 2001.

[19] HB. Menz, SR. Lord, RC. Fitzpatrick, *Acceleration patterns of the head and pelvis when walking on level and irregular surfaces,* Gait&Posture; 18: 35-46; 2003.

[20] HB. Menz, SR. Lord, RC. Fitzpatrick, *Acceleration patterns of the head and pelvis when walking are associated with risk of falling in community-dwelling older people,* Journal of Gerontology; 58A, 5: 446-452; 2003.

[21] J.R. Morris, *Accelerometry-A technique for the measurement of human body movements*, Journal of Biomechanics; 6: 729–736, 1973.

[22] A.J. Padgaonkar, K.W. Krieger, A.I. king, *Measurement of angular acceleration of a rigid body using linear accelerometers* - Journal of Applied Mechanics; 42: 552–558, 1975.

[23] G.S. Nusholtz, *Geometric methods in determining rigid-body dynamics*, Experimental Mechanics, 33 (2), pp.153-158, 1993.

[24] E. O. Deobelin, *Measurement System Application and Design*, Ed. Mc Graw-Hill.

[25] P. Brandi, A. Salvadori, *Modelli matematici elementari,* Ed. Bruno Mondadori.

[26] V. Pirola, *Cinesiologia:il movimento umano applicato alla rieducazione e alle attività sportive, Edi-ermes.*