

**POLITECNICO DI MILANO**

**Facoltà di Ingegneria Industriale**

**Corso di Laurea in  
Ingegneria Meccanica**



**Sviluppo del sistema di movimentazione di  
un'interfaccia tattile per l'esplorazione  
di oggetti virtuali**

**Relatore: Prof.ssa Monica Bordegoni  
Corelatore: Ing. Mario Covarrubias Rodriguez**

**Tesi di Laurea di:  
Alessandro Mansutti  
Matr: 721336**

**Anno Accademico 2010-2011**



*Ai miei genitori,  
così grandi  
da lasciarmi camminare  
verso i miei sogni.*



# Sommario

Il sistema SATIN é un'interfaccia multimodale e multisensoriale per l'esplorazione e la modifica di oggetti virtuali costituito da un apparato di visualizzazione stereoscopica a retroproiezione e due dispositivi Moog HapticMaster connessi ed integrati con un'interfaccia tattile. Quest'ultima é costituita da un nastro flessibile che ha la capacità di assumere la forma dell'oggetto virtuale in esame permettendo cosí all'utente di esplorare, valutare e modificare la superficie rappresentata. L'obbiettivo della tesi é lo sviluppo di un nuovo sistema di movimentazione dell'interfaccia tattile, focalizzando la progettazione sull'incremento delle prestazioni in termini di raggio di curvatura rappresentabile e sulla riduzione delle dimensioni nonché dei costi di implementazione. A seguito di una riconfigurazione del principio di funzionamento e mediante lo sviluppo di un nuovo concept dell'intero meccanismo, si é ottenuto un sistema totalmente nuovo. La movimentazione della striscia flessibile é stata realizzata mediante una mesh di triangoli incernierati ad assi inclinati, i quali, attraverso un sistema di azionanti relativi ed assoluti, permettono di sviluppare il meccanismo dal centro verso le estremitá. Tale configurazione garantisce la possibilitá di alloggiare l'interfaccia su un sistema di posizionamento spaziale a 6 gradi di libertá comprendente un solo Moog HapticMaster. L'implementazione di appositi sensori di interazione su ogni punto di contatto permettono all'utente di effettuare direttamente modifiche locali alla curvatura della superficie. Il sistema cosí ottenuto risulta essere notevolmente performante garantendo un incremento di potenzialitá in termini di raggio di curvatura minimo rappresentabile e di posizionamento spaziale delle superfici, garantendo tuttavia dimensioni ridotte e un abbattimento dei costi di realizzazione. É quindi possibile ritenere la soluzione sviluppata ottimale per una nuova versione del sistema SATIN.



# Abstract

The SATIN (Sound And Tangible Interfaces for Novel product) system is a multimodal and multisensory interface for the evaluation and modification of virtual objects composed by a stereoscopic display system and two Moog HapticMaster devices. A flexible strip as a haptic interface composes the SATIN system. In fact, the strip can be rendered taking into account the shape of a virtual object allowing the user to explore, evaluate and modify the represented virtual object. The mechanical configuration in the SATIN system achieves a minimum bending radius of 170 mm, which directly limits the total surfaces that the haptic strip is able to represent. Obviously, the smaller the bending radius of the haptic strip is, the higher is the domain of virtual shapes that is possible to render. The aim of the thesis is to develop a new transmission system for the haptic interface in order to improve the radius of curvature rendered by the strip mechanism, reducing the size and implementation cost, using the surface approach, instead of using the geodesic one. After a total reconfiguration of components and system operation and, by the development of a new mechanism concept, the result is an innovative system. The new concept in the transmission system of the strip is obtained by using a mesh of hinged triangles with inclined axis, in which is used a system of absolute and relative actuating motion. This configuration allows the extension of the mechanism from the center to its ends providing the possibility of using only one Moog HapticMaster obtaining a spatial positioning system with 6 degrees of freedom. The implementation of interaction sensors on each contact point allows the user to make directly changes to the local surface curvature. The resulting system improves both, the bending radius and the torsional angle required by the haptic strip, maintaining small sizes and reducing the implementation costs.





# Indice

<b>Sommario</b>	<b>I</b>
<b>Abstract</b>	<b>III</b>
<b>1 Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>2 Il sistema SATIN</b>	<b>7</b>
2.1 Sistema di visualizzazione . . . . .	8
2.2 Interfaccia tattile . . . . .	10
<b>3 Soluzioni preliminari del concept a settori paralleli</b>	<b>13</b>
3.1 Soluzione push-pull . . . . .	13
3.2 Soluzione a doppia trazione . . . . .	15
<b>4 Settori di controllo</b>	<b>19</b>
4.1 Settori triangolari . . . . .	19
4.2 Deriva dei punti di contatto . . . . .	21
4.3 Tipologie di azionamento . . . . .	27
4.3.1 Attuatori piezoelettrici . . . . .	27
4.3.2 Materiali a memoria di forma . . . . .	29
4.3.3 Attuatori lineari . . . . .	29
4.3.4 Micromotori elettrici . . . . .	31
<b>5 Sviluppo del nuovo Concept</b>	<b>33</b>
5.1 Concept meccanismo . . . . .	33
5.2 Modifica configurazione: trasmissione e supporti . . . . .	37
5.3 Assemblaggio di moduli di movimentazione relativa ed assoluta	39
5.4 Ridisposizione componenti . . . . .	43
5.5 Cuscinetti radenti e raddoppio bielle . . . . .	46
<b>6 Analisi Cinematica</b>	<b>49</b>
6.1 Analisi in posizione . . . . .	50

6.2	Analisi in velocità . . . . .	52
6.3	Analisi in accelerazione . . . . .	54
6.4	Studio delle singolarità . . . . .	54
6.5	Inversione cinematica . . . . .	56
6.6	Leggi di moto adimensionali . . . . .	57
6.6.1	Legge ad accelerazione costante simmetrica . . . . .	59
6.6.2	Legge cubica . . . . .	60
6.6.3	Legge cicloidale . . . . .	62
6.6.4	Confronto tra leggi di moto . . . . .	63
<b>7</b>	<b>Identificazione ed ottimizzazione dei parametri di influenza</b>	<b>69</b>
7.1	Identificazione del caso di carico . . . . .	69
7.2	Ciclo di lavoro . . . . .	72
7.3	Identificazione dei parametri di influenza . . . . .	73
7.3.1	Inclinazione nominale della biella . . . . .	73
7.3.2	Posizione interasse vite . . . . .	75
7.3.3	Dimensioni delle ruote dentate e del motore . . . . .	75
7.3.4	Relazioni e vincoli di proporzionamento . . . . .	76
7.4	Algoritmo di ottimizzazione . . . . .	76
<b>8</b>	<b>Componenti dei settori di azionamento relativo</b>	<b>81</b>
8.1	Dati utili . . . . .	83
8.2	Dimensionamento delle ruote dentate . . . . .	83
8.3	Vite a ricircolazione di sfere . . . . .	87
8.4	Cuscinetti radiali autolubrificanti a strisciamento . . . . .	89
8.5	Cuscinetto assiale autolubrificante a strisciamento . . . . .	91
8.6	Sistema motore e riduttore . . . . .	92
8.7	Altri componenti . . . . .	94
8.8	Concept finale . . . . .	97
<b>9</b>	<b>Configurazione completa</b>	<b>99</b>
9.1	Settori ad azionamento assoluto . . . . .	99
9.2	Configurazione completa . . . . .	100
9.3	Installazione della striscia d'esplorazione . . . . .	105
<b>10</b>	<b>Integrazione con sistema a 6 gradi di libertà</b>	<b>107</b>
10.1	Sistema Moog HapticMaster . . . . .	107
10.2	Intelaiatura meccanismo e sistema di imbardata . . . . .	108
10.3	Sistema di beccheggio . . . . .	110
10.4	Sistema di rollio . . . . .	111

<b>11 Modalità e sensori di interazione</b>	<b>113</b>
11.1 Modalità di utilizzo: esplorazione e modifica . . . . .	113
11.2 Sensori di interazione . . . . .	114
<b>12 Conclusioni</b>	<b>121</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>125</b>
<b>A Cataloghi</b>	<b>129</b>
<b>Ringraziamenti</b>	<b>145</b>



# Capitolo 1

## Introduzione

L'obiettivo del presente studio é lo sviluppo di un nuovo concept del sistema SATIN focalizzando la progettazione sull'incremento delle prestazioni, la riduzione delle dimensioni ed il contenimento dei costi di implementazione. Il sistema SATIN consiste in un'interfaccia che ha il compito di rappresentare realmente delle superfici virtuali cosí che l'utente possa andare a valutarne la conformazione mediante il tocco e modificarle a suo piacimento. Cosí facendo si eliminerebbe la necessitá di tutti gli usuali dispositivi di input integrati ai modellatori di superfici come mouse e tastiera. Nello specifico, tale sistema é costituito da una striscia flessibile che viene piegata e ritorta da dei meccanismi di movimentazione in modo da farle assumere la forma della superficie in esame, permettendo cosí all'utente di toccarla e valutarla facendo scivolare le dita su di essa. Tale componente é installato su due dispositivi haptic a 3 gradi di libertá Moog HapticMaster che hanno il compito di sostenerlo e posizionarlo, mentre, mediante un sistema di visualizzazione stereoscopica a retroproiezione la superficie virtuale viene sovrapposta a quella reale rappresentata dalla striscia cosí da permettere all'utente toccarla e valutarla con l'uso delle mani.

L'idea dello sviluppo di un nuovo concept é nata per soddisfare la necessitá di diminuire il raggio di curvatura minimo rappresentabile dal sistema (circa 170 mm), cercando di ridurlo ad un valore di 80 mm, cosí da ottenere un sistema piú performante ed in grado di rappresentare un numero maggiore di superfici, soprattutto quelle con raggi di curvatura ridotti. Ulteriori obiettivi, che tuttavia risultano secondari, sono quelli di ridurre le dimensioni generali del sistema ed i costi ad esso associati.

Dopo aver effettuato uno studio approfondito del sistema SATIN realizzato e delle sue potenzialitá si é passati allo sviluppo di svariati concept preliminari

## Capitolo 1

---

introducendo immediatamente una sostanziale modifica del sistema, ovvero, l'utilizzo di un solo HapticMaster invece che due, portando così fin dal principio un notevole vantaggio economico e di ingombro generale. Infatti, invece che sostenere e movimentare spazialmente la striscia mobile mediante due bracci robotizzati disposti all'estremità di questa, si è considerato un solo HapticMaster posto al centro. La naturale conseguenza di tale scelta è che il meccanismo di movimentazione della striscia non dovrà più svilupparsi da un'estremità all'altra, bensì, partendo dal centro del sistema e, mediante la disposizione in serie di vari moduli, estendersi simmetricamente verso l'esterno. Con tale configurazione si ottiene che ogni settore di movimentazione è responsabile della posizione del successivo. La versione precedentemente realizzata del sistema SATIN prevede che la striscia di materiale flessibile sia alloggiata su dei settori paralleli tra loro (basette) i quali, spostandosi e ruotando, realizzano la flessione e la torsione della striscia. Dopo l'ideazione e lo studio di vari concept con la suddetta metodologia si è deciso di passare ad una diversa configurazione dei settori andando così a concepire un sistema del tutto nuovo e con un principio di funzionamento radicalmente diverso. Infatti, all'utilizzo di settori paralleli, si è preferita la soluzione realizzata mediante una serie di triangoli incernierati ad assi inclinati. Per tale soluzione si è preso spunto dalla discretizzazione del continuo applicata agli elementi finiti, infatti, la striscia verrà alloggiata su una serie di elementi triangolari uniti tra loro i cui vertici saranno i punti di contatto tra superficie reale e virtuale. La movimentazione relativa di tali elementi permetterà la flessione e la torsione del nastro andando così a creare la superficie voluta. Ponendo quindi in serie tredici settori triangolari con lato pari a 50 mm si ottiene un sistema i cui punti di contatto risultano essere più vicini rispetto alla versione precedente, garantendo quindi maggiori potenzialità rappresentative di superfici oltre che presentare ingombri notevolmente inferiori sia in termini di larghezza della striscia che come lunghezza. L'inclinazione relativa di  $\pm 30^\circ$  di tali settori garantisce la possibilità di raggiungere raggi di curvatura di circa 60 mm, valore che risulta essere notevolmente inferiore a quello della versione precedente ed anche a quanto definito come obiettivo, aumentando così le potenzialità rappresentative del sistema, infatti, esso sarà in grado di rappresentare persino un cilindro.

L'utilizzo di un solo HapticMaster ha come naturale conseguenza che ogni settore di controllo sostenga il successivo. Quindi per la movimentazione si è sviluppata una configurazione in cui al di sotto di ogni settore si pone il meccanismo responsabile dell'azionamento di quello successivo.

Un ulteriore obiettivo postosi risulta essere quello di miniaturizzare il più possibile il sistema di azionamento. Per fare ciò si è creato un apposito meccanismo in cui un micromotore collegato ad un riduttore epicicloidale a

planetario, entrambi di diametro pari a 10mm, mediante una coppia di ruote dentate trasferisce il moto ad una vite a ricircolazione di sfere, la cui chiocciola scorrendo longitudinalmente pone in movimento una biella responsabile della rotazione del settore triangolare azionato. A seguito di un'analisi cinematica per determinare posizione, velocità ed accelerazione di ogni punto del sistema e di un'inversione cinematica per lo sviluppo di varie leggi di moto da applicare per la movimentazione, si è ideato un algoritmo di dimensionamento e ottimizzazione per i vari componenti del meccanismo ad azionamento relativo, individuando così il suo proporzionamento ideale. A tale sistema, utilizzato per i settori triangolari esterni, è stato accoppiato un sistema di movimentazione assoluto per l'azionamento di quelli centrali, il quale viene alloggiato su un'intelaiatura che, oltre a sostenere tutto il sistema, presenta gradi di libertà controllati in beccheggio, rollio ed imbardata i quali, in contemporanea a quelli forniti dall'HapticMaster, permettono un posizionamento spaziale ottimale.

Oltre che allo sviluppo sopra descritto si è effettuato uno studio analitico sulla deriva dei punti di contatto al variare del raggio di curvatura, garantendo così, una notevole diminuzione della naturale approssimazione rappresentativa del sistema. Infine sono stati sviluppati dei sensori per l'interazione con l'utente grazie ai quali è possibile posizionare con precisione la superficie nei punti desiderati oppure variare la posizione locale di ogni punto di contatto permettendo quindi una modifica locale della superficie. A seguito delle considerazioni appena riassunte, che si vedranno in dettaglio nella trattazione così come le caratteristiche specifiche del concept e le sue potenzialità, la soluzione proposta risulta essere valida per lo sviluppo e la realizzazione di una nuova versione del sistema SATIN.

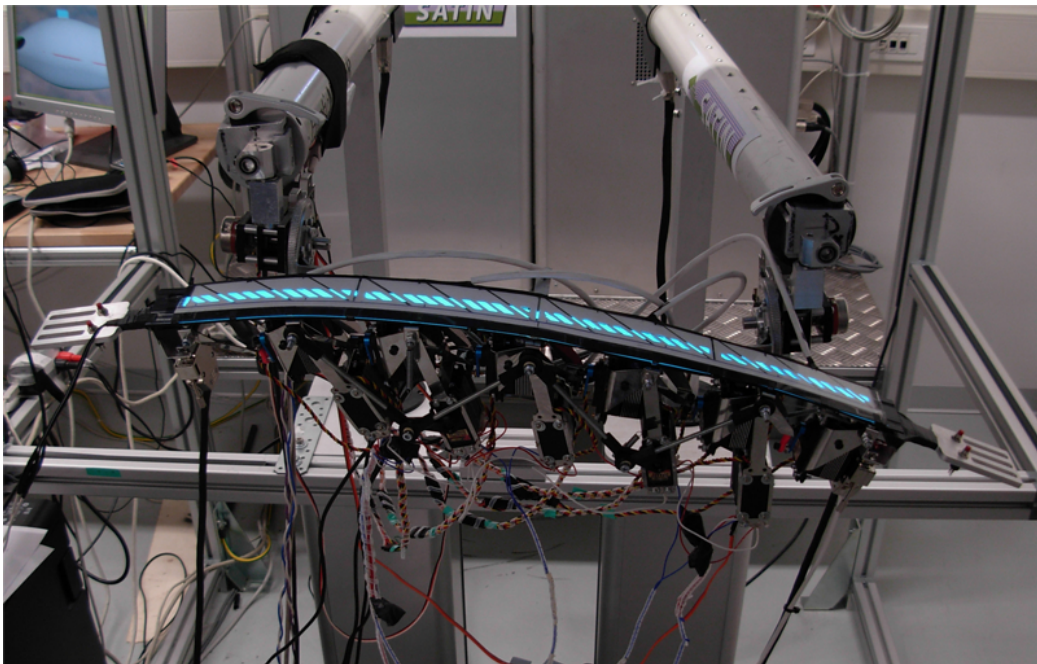
La presente tesi è così articolata: nel Capitolo 2 verranno sinteticamente illustrati il funzionamento e la conformazione del sistema SATIN, mentre nel Capitolo 3 si riporteranno delle soluzioni preliminari dove è stata mantenuta la conformazione a settori paralleli. A partire dal Capitolo 4 si effettuerà una modifica sostanziale del principio di funzionamento introducendo gli elementi triangolari ed effettuando uno studio sulle potenzialità di tale conformazione, procedendo nel Capitolo 5 allo sviluppo di un nuovo concept per il meccanismo di azionamento relativo, illustrando il suo evolversi dalla soluzione preliminare a quella definitiva e descrivendo tutte le problematiche incontrate e le scelte progettuali effettuate. A questo punto, come riportato nel Capitolo 6, è stata effettuata un'analisi cinematica del meccanismo ottenuto che ha permesso lo studio della posizione, velocità ed accelerazione di ogni punto del sistema, l'individuazione delle eventuali singolarità e la formulazione di varie leggi di moto. Nel Capitolo 7 sono stati individuati i principali

## Capitolo 1

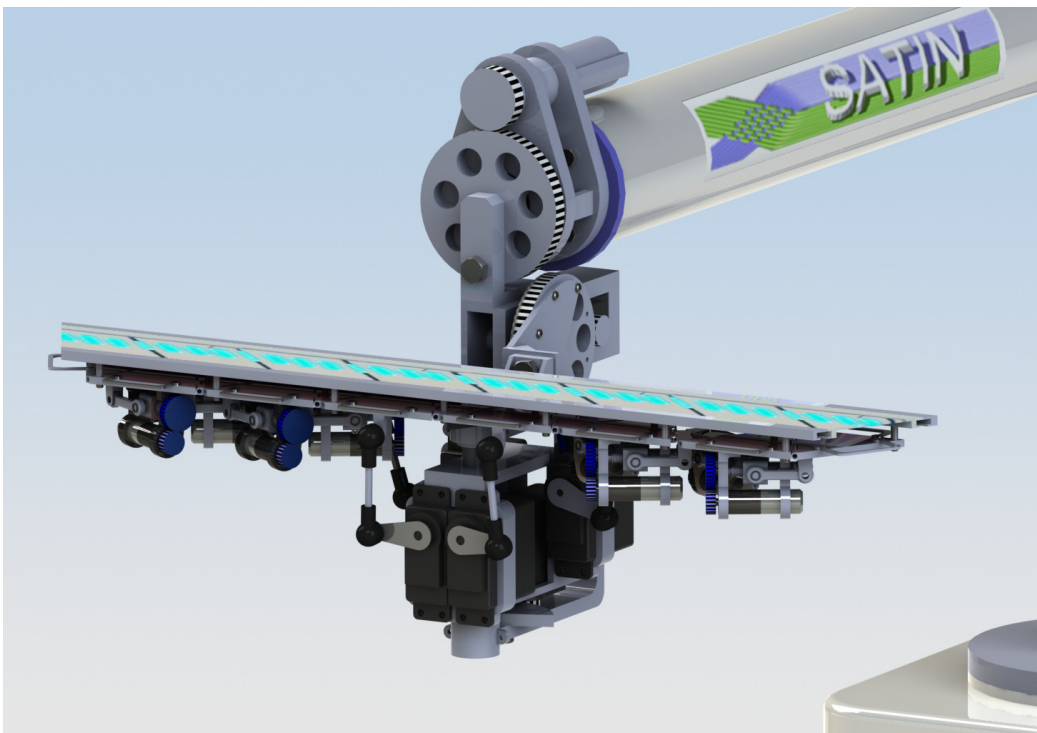
---

parametri necessari al dimensionamento dei componenti come i casi di carico, il ciclo di lavoro ed i vari parametri geometrici influenti così da rendere possibile la formulazione di un algoritmo d'ottimizzazione che ha premesso il proporzionamento ottimale del meccanismo. Nel Capitolo 8 é stato quindi possibile effettuare il dimensionamento dei vari componenti ottenendo così il concept finale dei settori ad azionamento relativo, i quali, come illustrato nel Capitolo 9, assemblati a quelli ad azionamento assoluto permettono di ottenere la versione completa del sistema di movimentazione della striscia flessibile. Nel Capitolo 10 si riporterá l'integrazione e l'alloggiamento di tale insieme con un sistema di movimentazione e posizionamento spaziale a 6 gradi di libertá che, assieme ai sensori di interazione descritti nel Capitolo 11, permettono di ottenere una nuova versione del sistema SATIN.





(a)



(b)

Figura 1.1: Versione attuale e versione proposta del sistema SATIN



## Capitolo 2

### Il sistema SATIN

SATIN (Sound and Tangible Interfaces for Novel product Design) é un sistema multimodale e multisensoriale per la valutazione delle superfici virtuali di prodotti estetici mediante un'interfaccia tattile, un sistema di visualizzazione stereoscopica e un sistema di riproduzione sonora.

L'interfaccia tattile consiste di una striscia flessibile definita, spostata ed orientata nello spazio da due sistemi di Moog HapticMaster, che imita il nastro disposto dai progettisti sui modelli fisici per le linee di valutazione di stile (Figura 2.1). Una visualizzazione 3D della figura é sovrapposta al dispositivo fisico per mezzo di un sistema di visualizzazione stereoscopico a retroproiezione.

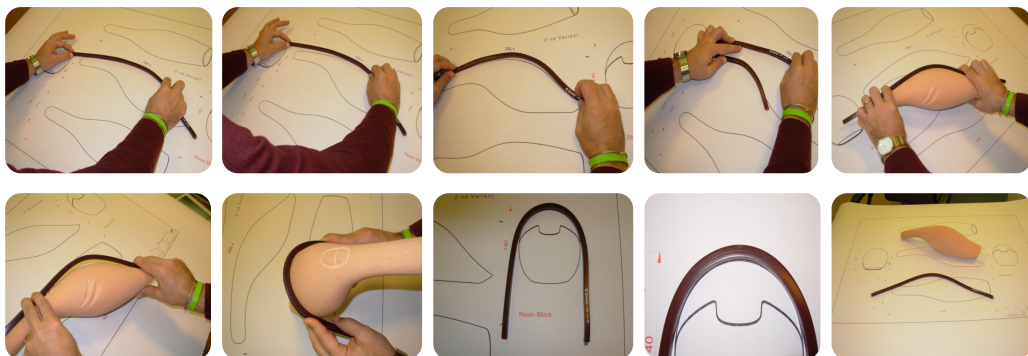


Figura 2.1: Nastro disposto sulle linee di visualizzazione di stile

## 2.1 Sistema di visualizzazione

Il sistema di visualizzazione é composto sostanzialmente da un proiettore DLP, uno specchio, uno specchio semiriflettente e uno schermo a retroproiezione. Il proiettore (C) é situato in modo tale da trovarsi al di sopra ed in posizione posteriore rispetto al sistema tattile. Tale disposizione permette all'utente di posizionarsi davanti al sistema di visualizzazione senza essere disturbato dall'ombra della propria testa ed in modo che i componenti del sistema stesso non interferiscano con il luogo di lavoro adibito all'interfaccia tattile (A). In tal modo, l'utente puó spostare liberamente le mani all'interno di tale spazio e puó interagire con il sistema afferrando e maneggiando l'interfaccia fisica (F) posizionata sotto lo specchio semiriflettente e sostenuta dai due robot Moog HapticMaster (D).

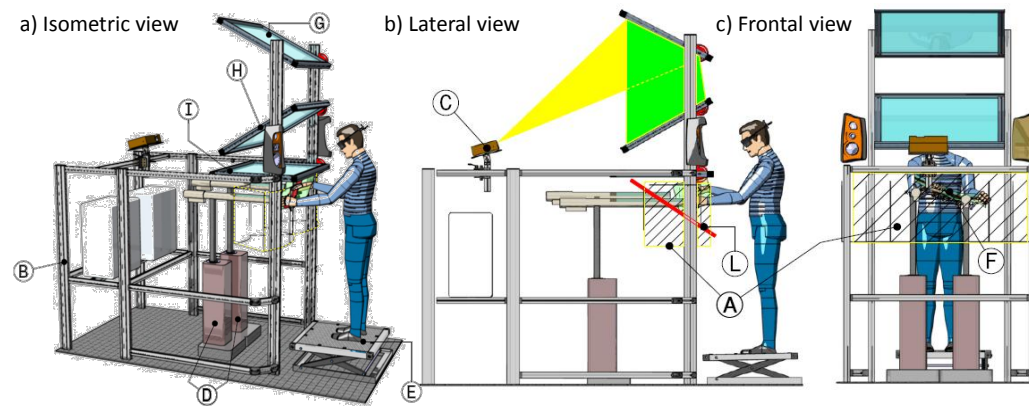


Figura 2.2: Componenti sistema di visualizzazione

L'immagine stereo proveniente dal proiettore viene riflessa sullo specchio posizionato in cima (G) verso lo schermo a retro proiezione (H), il quale, risulta appositamente inclinato in modo da correggere l'immagine precedentemente distorta. L'utente vede la proiezione specchiata sul piano virtuale in cui l'immagine 3D viene creata attraverso lo specchio semiriflettente (I). Questa configurazione offre ottime possibilità di visualizzazione e permette di controllare il senso di profondità. Una apposita struttura (B) sostiene i componenti sopracitati mentre una piattaforma (E) permette di portare l'utente alla corretta altezza operativa.

Mediante tale sistema risulta possibile sovrapporre la superficie virtuale dell'oggetto in esame alla superficie dell'interfaccia tattile, come indicato in Figura 2.4

Per aumentare la percezione realistica dell'immagine mista 3D gli occhiali stereoscopici indossati dall'utente, cosí come l'orientazione del suo punto di

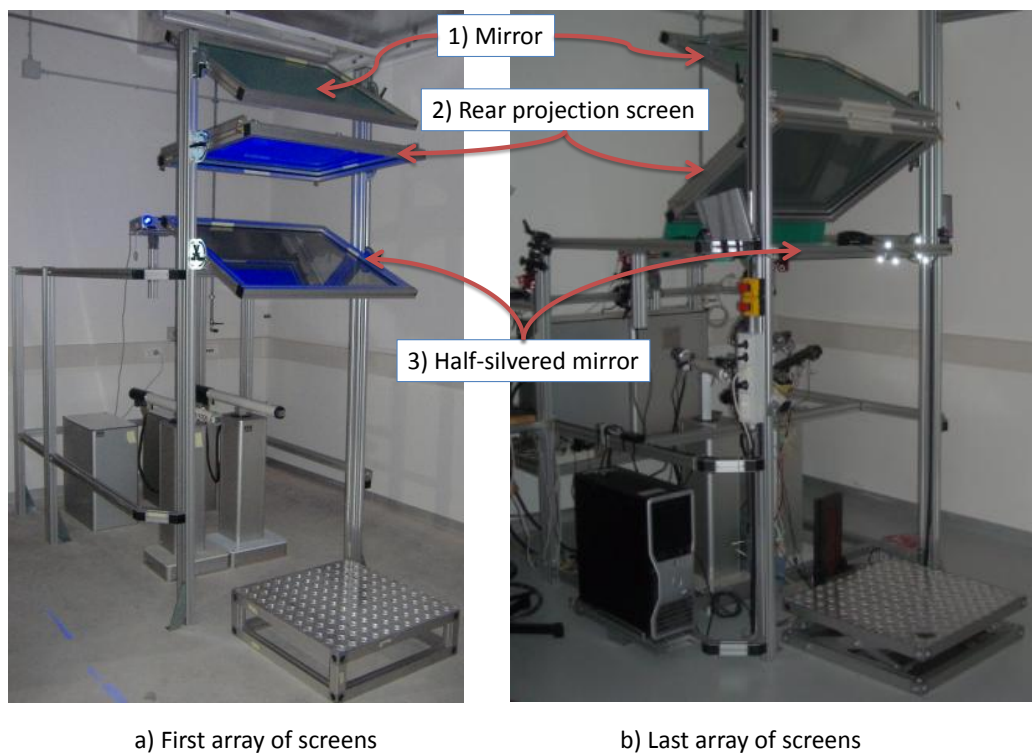


Figura 2.3: Sistema di visualizzazione

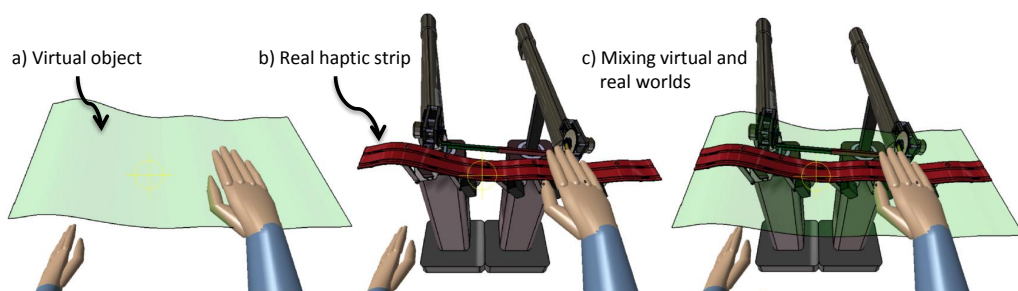


Figura 2.4: Sovrapposizione dell'oggetto virtuale con il nastro reale

vista, risultano essere tracciati per garantire una rigenerazione in tempo reale dell'immagine. Per seguire il punto di vista dell'utente é stato utilizzato il sistema d'inseguimento OptiTrack, il quale é composto da tre videocamere che rilevano la posizione di 6 sfere riflettenti asimmetriche installate sugli occhiali stereoscopici (Figura 2.5).

1, 2 and 3: OptiTrack cameras  
4: User's head working space

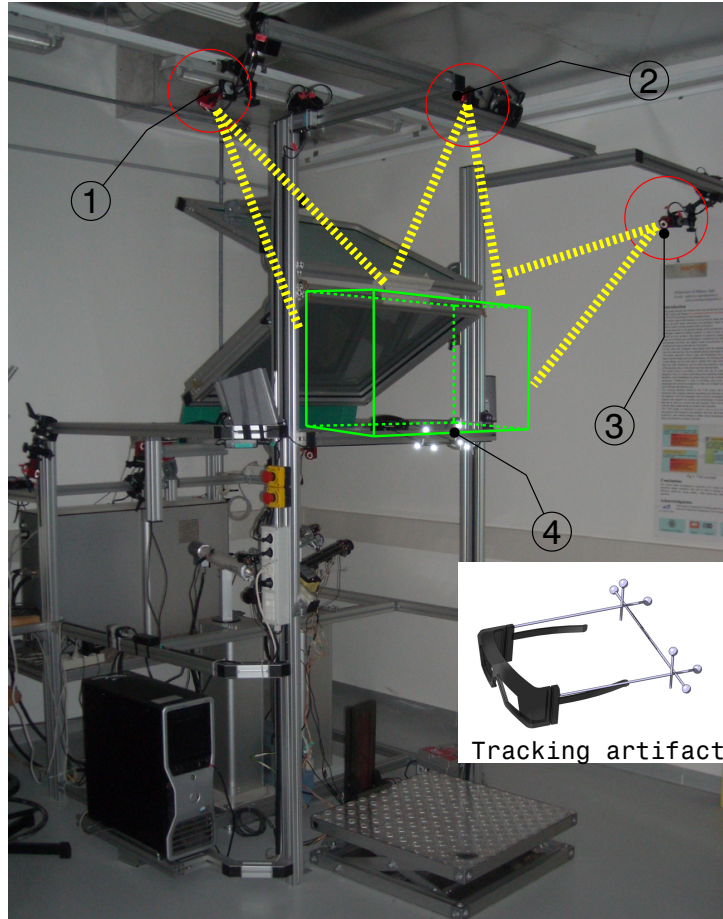


Figura 2.5: Sistema di tracciamento Optitrack

## 2.2 Interfaccia tattile

Il sistema tattile é composto da una striscia flessibile che viene piegata e ritorta in modo da andare a rappresentare la superficie virtuale in esame. Tale componente risulta essere alloggiato alle proprie estremitá a due robot Moog HapticMaster responsabili del suo posizionamento spaziale. Mediante appositi meccanismi, composti principalmente da manovellismi movimentati da appositi servomotori, risulta possibile effettuare la flessione della striscia. Per quanto riguarda la torsione essa viene ottenuta mediante la rotazione relativa di due moduli successivi, realizzata mediante dei servomotori disposti longitudinalmente. I meccanismi responsabili di flessione e torsione presen-

tano appositi settori paralleli equidistanti sui quali é fissata la striscia che corrispondono ai punti di contatto.

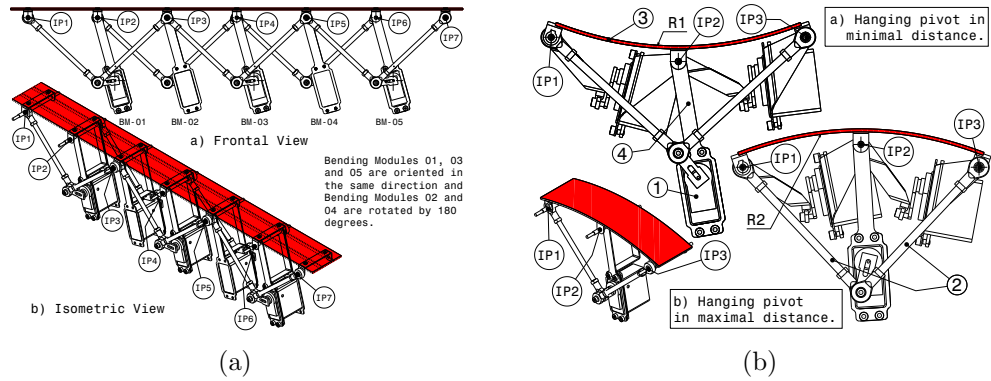


Figura 2.6: Meccanismo responsabile della flessione

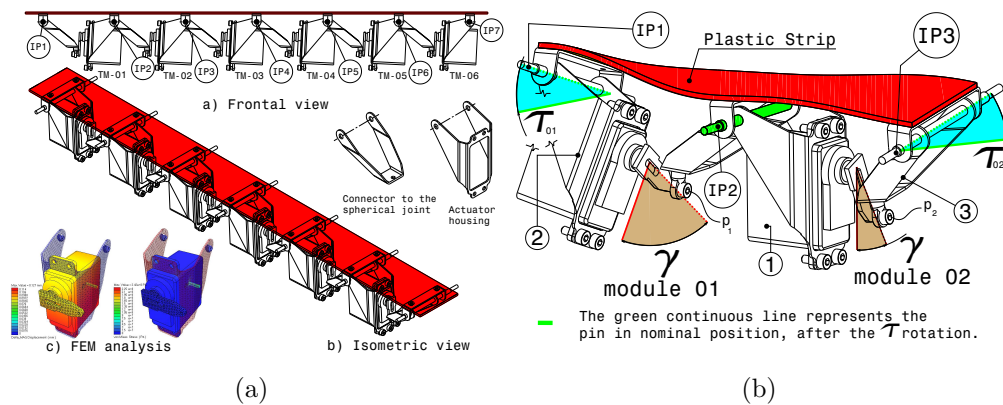
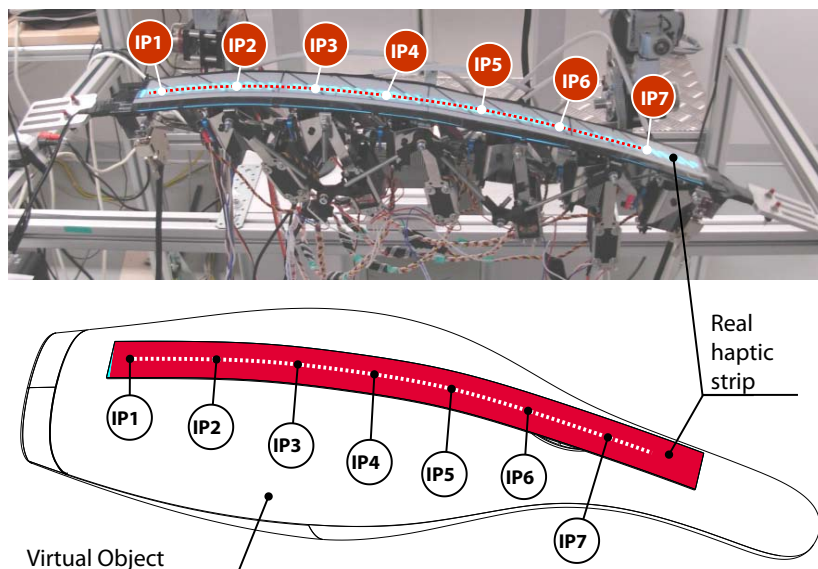
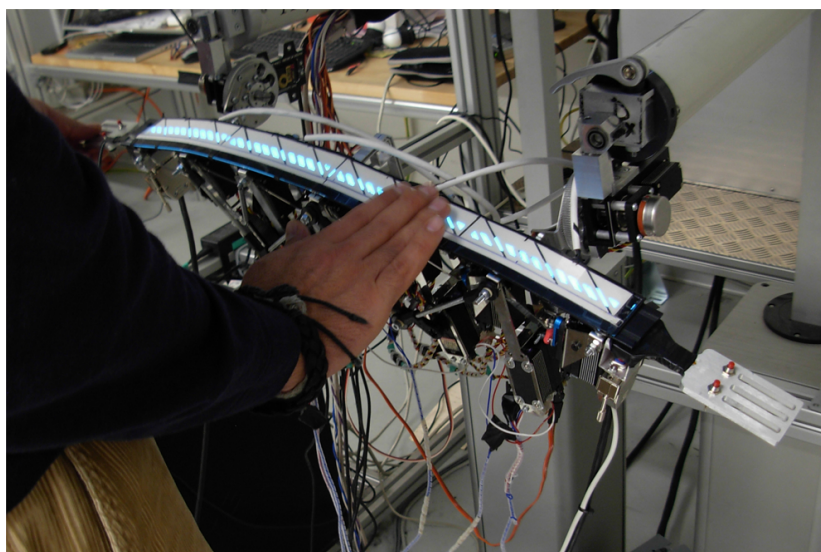


Figura 2.7: Meccanismo responsabile della torsione

Il prototipo del sistema realizzato risulta rappresentato in Figura 2.8



(a)



(b)

Figura 2.8: Prototipo dell'interfaccia tattile



## Capitolo 3

# Soluzioni preliminari del concept a settori paralleli

Come descritto nel Capitolo introduttivo la soluzione definitiva del concept rivoluzionerà totalmente il sistema, come ad esempio nella disposizione e nella tipologia dei settori di controllo. Tuttavia, nelle prime fasi dello studio effettuato si è ricercata una soluzione che mantenesse la configurazione dei settori collegati alla striscia paralleli tra loro, ovvero, si è mantenuto il medesimo principio di funzionamento della attuale versione del sistema SATIN. Quindi si è ricercata la miglior soluzione per incrementare le prestazioni in termini di raggio minimo di curvatura e per la diminuzione delle dimensioni del sistema senza stravolgerne la conformazione. La prima modifica introdotta è stata quella di utilizzare un solo sistema haptic Moog HapticMaster invece che due, portando così un notevole vantaggio in termini economici. Tale scelta ha comportato la necessità che ogni settore sostenesse quello successivo portando così ad un sistema di settori a movimentazione relativa. Quindi ogni elemento è responsabile del supporto e della movimentazione di quelli che gli succedono.

Fra le svariate soluzioni analizzate ed ideate se ne riporteranno solo alcune a titolo d'esempio.

### 3.1 Soluzione push-pull

In fase preliminare, per contenere i costi, si è cercato di utilizzare come azionamenti i servomotori attualmente disponibili, i quali presentano notevoli caratteristiche in termini di potenza ma svantaggiose per quel che riguarda le dimensioni. Avendo come obiettivo la diminuzione del raggio di curvatura

rappresentabile e delle dimensioni caratteristiche della striscia, l'utilizzo di tali componenti per l'azionamento relativo di un settore rispetto all'altro sarebbe risultato infattibile. Quindi si é deciso di separare i servomotori dal sistema alloggiandoli altrove e di utilizzare dei sistemi che trasferiscano il moto senza incorrere in eccessivi ingombri o limitazioni di prestazioni. Per raggiungere tale scopo si sono utilizzati degli appositi sistemi push-pull a filo-guaina (Figura 3.1).



Figura 3.1: Sistema push-pull

Mediante tali componenti risulta possibile trasferire il moto dai motori, alloggiabili su un apposito supporto al disotto dell'HapticMaster, a dei particolari leveraggi che hanno il compito di movimentare i settori. Il sistema ipotizzato per tale scopo, come indicato in Figura 3.2, é composto da un membro di unione tra un settore e quello successivo che presenta un giunto rotoidale dal lato del settore adibito a movimentare ed un incastro da quello del corpo movimentato. In tal modo una rotazione della biella dei motori destinati a piegare la striscia comporterá una rotazione relativa dei membri responsabili della flessione. Analogamente i motori adibiti alla torsione comporteranno una rotazione del membro di unione, il quale scorrendo nella sede rotiodale porta alla rotazione del solo settore successivo.

Ponendo in serie tali membri risulta possibile ottenere il risultato ricercato, ovvero, la flessione e torsione della striscia mediante la movimentazione relativa dei vari settori come indicato in Figura 3.3.

Tale soluzione potrebbe garantire un buon funzionamento tuttavia, anche se l'organo push-pull presenta la parte finale rigida, in fase di spinta si potrebbero verificare delle leggere inflessioni che comporterebbero un errore di funzionamento. Per ovviare a tale inconveniente si é cercato di far operare il sistema sempre a trazione, quindi i cavi non verranno spinti in fase di salita del settore, bensí tirati, come si vedrá nel paragrafo successivo.

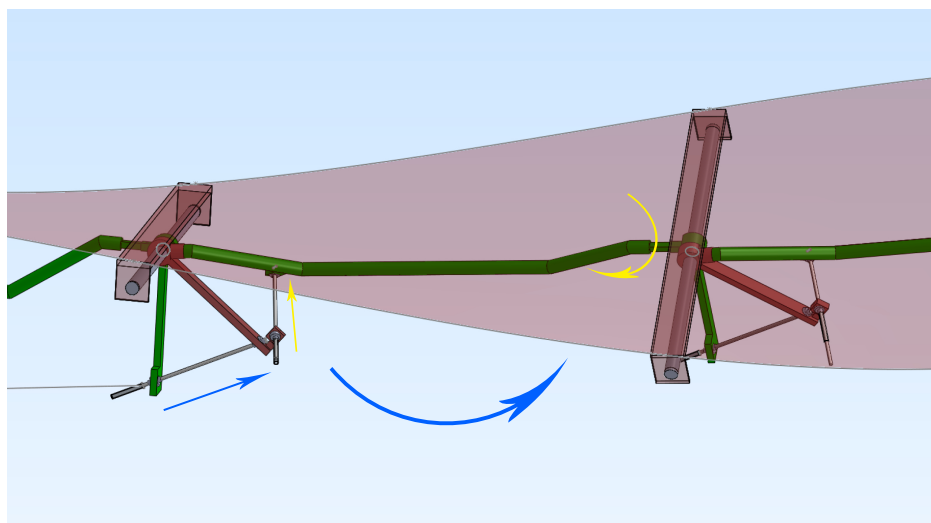


Figura 3.2: Sistema di flessione e torsione

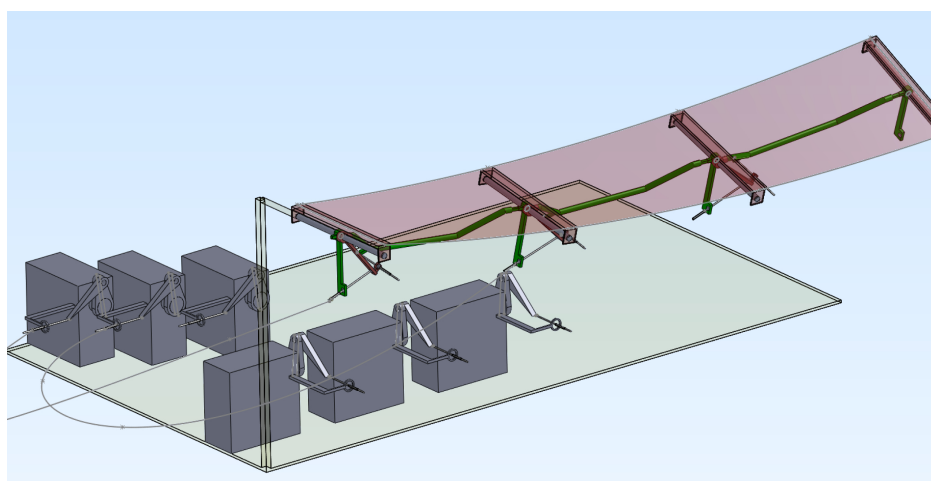


Figura 3.3: Visione d'insieme

### 3.2 Soluzione a doppia trazione

Per evitare indesiderate inflessioni dei componenti che trasferiscono il moto dai motori ai settori, si è ricercata una soluzione che lavorasse a doppia trazione. Per fare ciò si è ipotizzato di installare delle pulegge attorno alle quali verranno avvolti i cavi i quali, per farle ruotare, opereranno sempre a trazione. A tali pulegge si fisserà poi un settore dentato che trasferirà il moto ad un suo simile alloggiato sul membro di unione tra i settori, che risulta essere del tutto simile a quello della versione precedente (Figura 3.4).

Tale soluzione risulta essere notevolmente più performante e precisa della

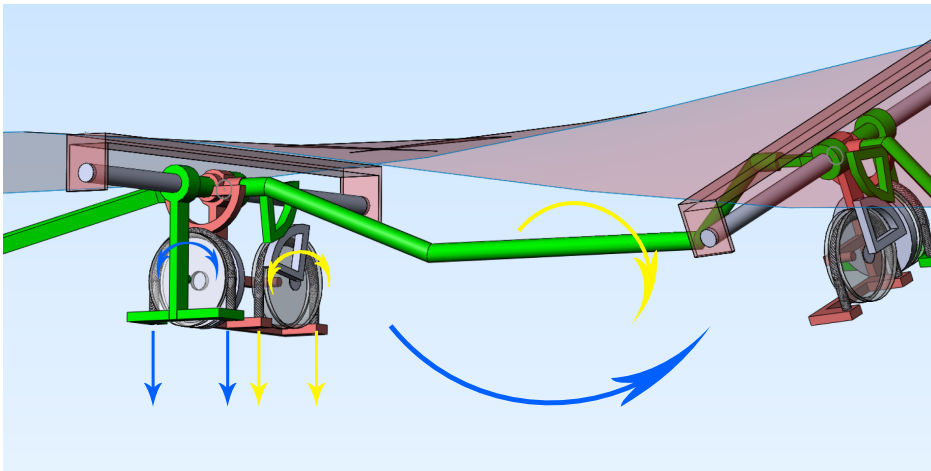


Figura 3.4: Soluzione a doppia trazione

precedente. Tuttavia anch'essa potrebbe presentare troppi giochi o imperfezioni per portare a dei risultati soddisfacenti quindi il suo sviluppo non é stato approfondito.

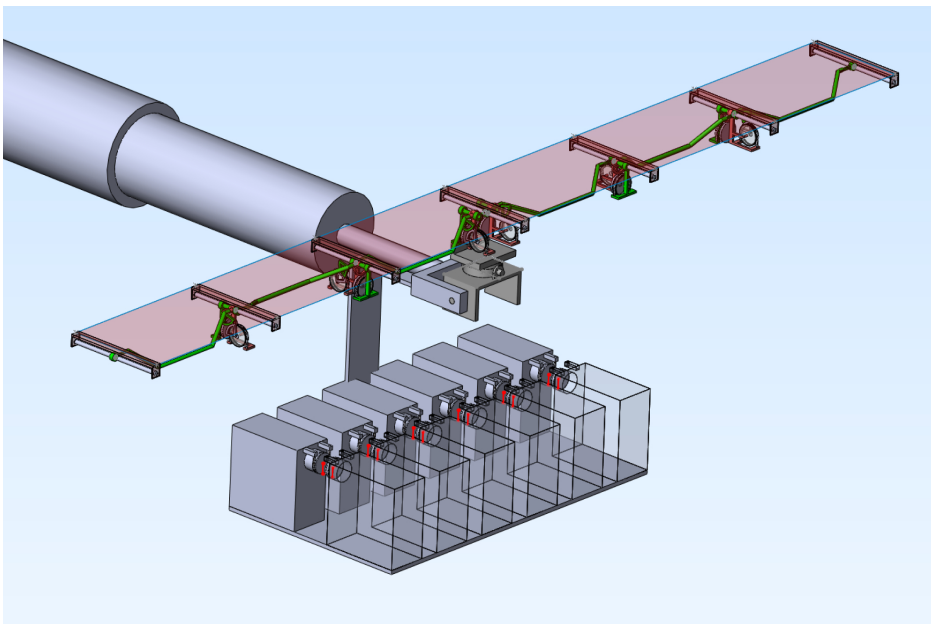


Figura 3.5: Visione d'insieme

A seguito di svariate prove e concept studiati, omessi per non appesantire la trattazione, si é deciso di modificare radicalmente l'intero sistema variandolo fin dal suo componente piú basilare: i settori di controllo. Infatti, come

## **Soluzioni preliminari del concept a settori paralleli**

---

si vedrà in seguito si passerà da una tipologia di settori paralleli e distaccati come quella appena descritta ad una composta da settori triangolari incernierati ad assi inclinati.



# Capitolo 4

## Settori di controllo

### 4.1 Settori triangolari

A seguito delle varie alternative studiate nel capitolo precedente si é deciso di sviluppare una nuova modalit  di alloggiamento della striscia abbandonando cos  la configurazione a settori paralleli. Prendendo spunto dalla metodologia di discretizzazione del continuo dei metodi ad elementi finiti si é passati ad una soluzione settoriale a triangoli incernierati con assi inclinati.

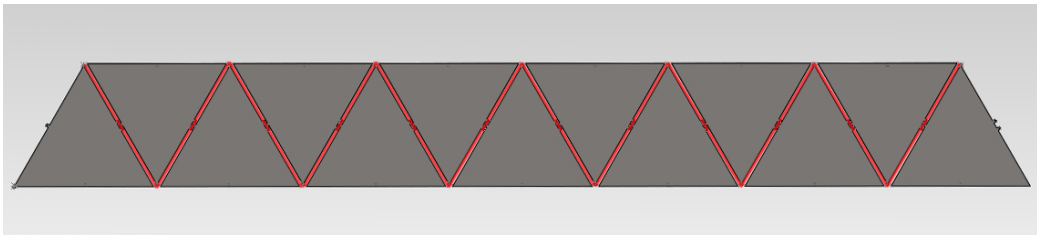


Figura 4.1: Suddivisione in mesh ad elementi triangolari

In tale soluzione la proiezione in pianta della striscia viene suddivisa in una mesh di triangoli equilateri (Figura 4.1), i cui lati adiacenti sono collegati mediante un giunto a cerniera che permetter  la rotazione relativa dei singoli settori (Figura 4.2). Sui vertici dei triangoli cos  ottenuti si posizioneranno i collegamenti tra settori e striscia, momentaneamente rappresentati con dei pin, che coincideranno con i punti di contatto tra la superficie reale e quella virtuale. Tali organi di collegamento, oltre a permettere ai settori di guidare la striscia, hanno la funzione di distanziare quest'ultima dai settori

di controllo. Tale accorgimento risulta necessario in quanto, nel caso in cui si cercasse di rappresentare superfici concave con piccoli raggi di curvatura, la striscia andrebbe a collidere con i settori.

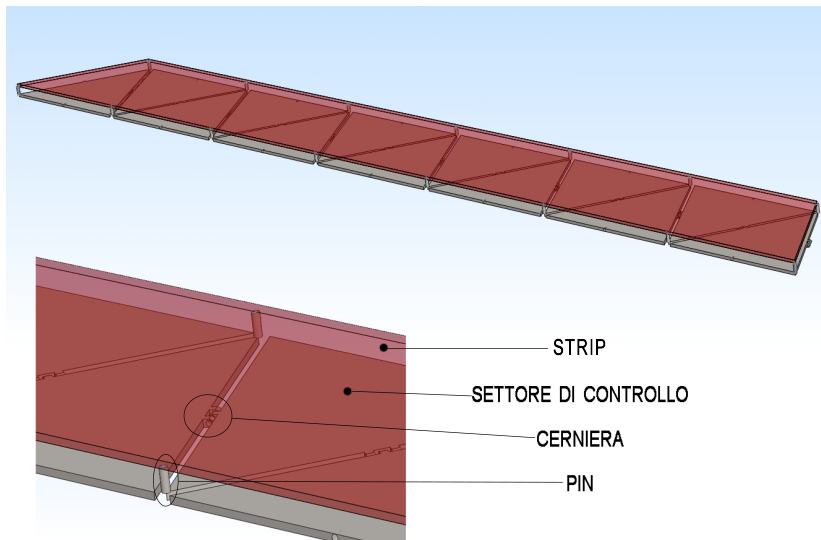


Figura 4.2: Elementi di controllo

La rotazione relativa di tutti i settori o solo di alcuni permetterà alla striscia di andare a rappresentare le superfici in esame. In particolare, per rappresentare una superficie cilindrica sarà sufficiente inclinare tutti i settori del medesimo angolo mentre per effettuare una torsione della striscia lungo un asse sarà sufficiente inclinarli in modo alternato (Figura 4.3).

I triangoli che costituiscono tale mesh, come già illustrato, saranno equilateri ed il loro lato avrà una lunghezza pari a 50 mm. La larghezza della striscia sarà quindi pari a circa 4,33 mm mentre la lunghezza risulterà determinata dal numero di settori che si porranno in serie. Considerando il settore centrale collegato all'HapticMaster ed inclinando i settori mobili di un angolo pari a  $30^\circ$  la striscia riuscirà quasi a rappresentare un cilindro. In tale configurazione, come illustrato in figura Figura 4.4 il raggio di curvatura è pari a circa 63 mm. Tale risultato è al di sopra delle aspettative (l'obiettivo richiesto era di 80 mm) e perciò molto soddisfacente. Come illustrato in Figura 4.3-f anche per quanto riguarda la torsione il risultato ottenuto risulta essere ottimale, infatti è possibile ottenere una rotazione relativa fra gli estremi di  $180^\circ$ .



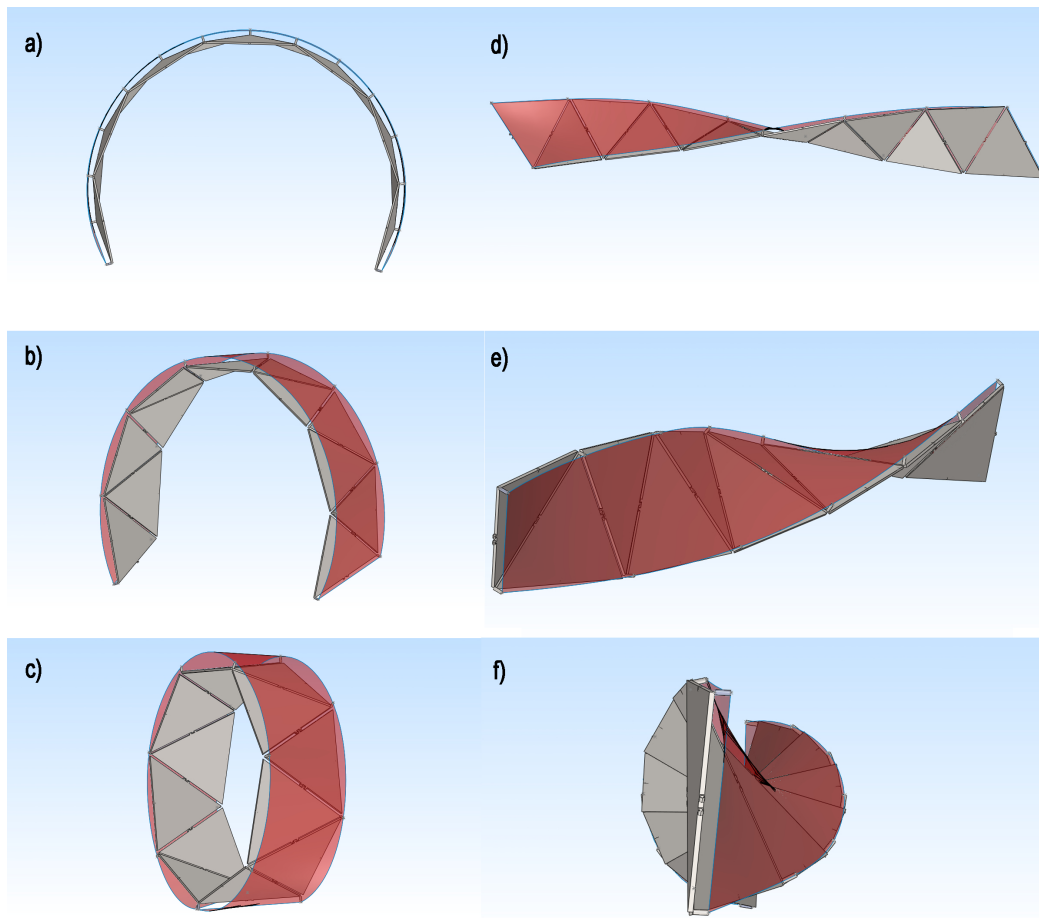


Figura 4.3: Curvatura cilindrica con rotazione relativa di  $20^\circ$ : a),b) - Curvatura cilindrica con rotazione relativa di  $30^\circ$ : c) - Torsione: d),e),f)

## 4.2 Deriva dei punti di contatto

Come illustrato nel paragrafo precedente la striscia flessibile é separata dai settori di controllo mediante dei distanziali che risultano necessari affinché non ci siano collisioni. Tale soluzione tuttavia richiede che la striscia sia in grado di scivolare sui pin, in quanto, se quest'ultima fosse fissata ai supporti non sarebbe in grado di curvarsi correttamente. Si é quindi deciso di fissare la striscia al settore centrale e permettere lo spostamento relativo con gli altri settori come se fosse vincolata con dei pattini. Tale soluzione permette di ottenere curvature corrette, tuttavia, comporta che i pin siano a contatto con la striscia sempre in punti diversi al variare del raggio di curvatura che si vuole andare a rappresentare modificando quindi la posizione dei punti di contatto. Poiché nella versione precedente del sistema SATIN tale fenomeno

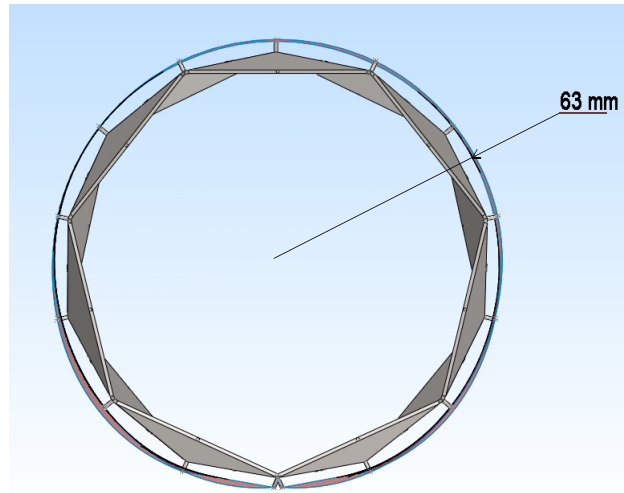


Figura 4.4: Raggio di curvatura minimo

é stato trascurato si é deciso di effettuare uno studio sulla deriva dei punti di contatto cosí da poter fornire al programma di controllo informazioni con il minor errore possibile, andando perciò a migliorare la precisione di rappresentazione. Per la stima dello spostamento degli *sliding points* si é valutata l'estensione degli archi sottesi tra questi punti ed il punto fisso A secondo due metodologie: una analitica ed una grafica.

La formulazione analitica della lunghezza di tali archi é stata ottenuta mediante considerazioni trigonometriche (Figura 4.5) approssimando  $P'=P$ . Mediante tale accorgimento é possibile considerare il triangolo AOB come isoscele ed ottenere le seguenti espressioni dell'angolo sotteso in funzione del raggio di curvatura:

$$\beta = \frac{\alpha}{2} \quad (4.1)$$

$$\alpha_{Convex} = \arcsin\left(\frac{S}{R-P}\right) \quad (4.2)$$

$$\alpha_{Concave} = \arcsin\left(\frac{S}{R+P}\right) \quad (4.3)$$

Sará quindi possibile esprimere le lunghezze degli archi di contatto in funzione del raggio di curvatura imposto:

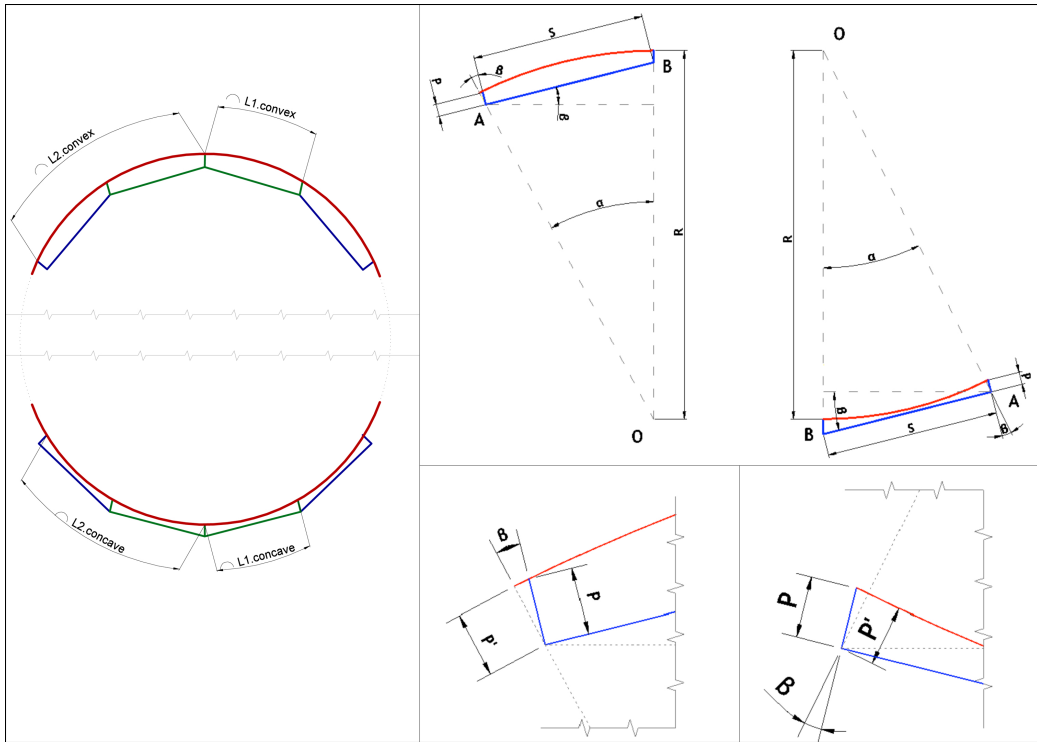


Figura 4.5: Archi sottesi tra punto fisso e sliding points

$$L1_{Convex} = R\alpha - P\beta \quad (4.4)$$

$$L1_{Concave} = R\alpha + P\beta \quad (4.5)$$

$$L2_{Convex} = 2R\alpha - P\beta \quad (4.6)$$

$$L2_{Concave} = 2R\alpha + P\beta \quad (4.7)$$

Il grafico riportato in Figura 4.6 rappresenta gli andamenti delle lunghezze di tali archi al variare del raggio di curvatura ottenute in modo analitico e mediante misurazione grafica; mentre nella Tabella 4.1 sono riportati i risultati numerici. Andando a sottrarre a tali valori le distanze tra i punti nella posizione nominale si ottengono gli spostamenti dei punti di contatto rappresentati nel grafico in Figura 4.7, i cui risultati numerici sono indicati Tabella 4.2.

## Capitolo 4

Radius mm	Length L1				Length L2			
	convex		concave		convex		concave	
	an.	gr.	an.	gr.	an.	gr.	an.	gr.
50	56,80	56,21	49,05	49,21	117,23	115,33	95,33	96,21
55	55,68	55,27	48,98	49,09	114,58	113,28	95,43	96,08
60	54,87	54,57	48,95	49,03	112,63	111,69	95,57	96,06
65	54,26	54,02	48,94	48,99	111,14	110,44	95,71	96,1
70	53,78	53,59	48,94	48,98	109,96	109,42	95,86	96,18
75	53,39	53,24	48,95	48,98	109,00	108,58	96,01	96,27
80	53,07	52,95	48,96	48,99	108,21	107,87	96,16	96,37
85	52,81	52,70	48,98	49,00	107,54	107,27	96,29	96,47
90	52,58	52,50	49,00	49,02	106,98	106,75	96,42	96,57
95	52,39	52,32	49,02	49,03	106,49	106,30	96,55	96,68
100	52,22	52,16	49,05	49,05	106,06	105,91	96,67	96,77
105	52,08	52,02	49,07	49,08	105,69	105,55	96,78	96,87
110	51,95	51,90	49,09	49,10	105,36	105,24	96,88	96,96
115	51,84	51,79	49,11	49,12	105,06	104,96	96,98	97,05
120	51,74	51,70	49,14	49,14	104,80	104,71	97,07	97,14
125	51,65	51,61	49,16	49,16	104,56	104,48	97,16	97,22
130	51,56	51,53	49,18	49,18	104,34	104,28	97,24	97,29
135	51,49	51,46	49,20	49,20	104,15	104,09	97,32	97,37
140	51,42	51,40	49,22	49,21	103,97	103,91	97,40	97,44
145	51,36	51,34	49,23	49,23	103,80	103,75	97,47	97,51
150	51,30	51,28	49,25	49,25	103,65	103,61	97,54	97,57
155	51,25	51,23	49,27	49,27	103,51	103,47	97,60	97,63
160	51,20	51,18	49,28	49,28	103,38	103,34	97,66	97,69
165	51,16	51,14	49,30	49,30	103,26	103,23	97,72	97,74
170	51,11	51,10	49,31	49,31	103,15	103,12	97,77	97,8
175	51,08	51,06	49,33	49,33	103,04	103,01	97,83	97,85
180	51,04	51,03	49,34	49,34	102,94	102,92	97,88	97,9
185	51,00	50,99	49,36	49,35	102,85	102,83	97,92	97,94
190	50,97	50,96	49,37	49,37	102,76	102,74	97,97	97,99
195	50,94	50,93	49,38	49,38	102,68	102,66	98,02	98,03
200	50,91	50,90	49,39	49,39	102,60	102,59	98,06	98,07
210	50,86	50,85	49,42	49,41	102,46	102,45	98,14	98,15
220	50,82	50,81	49,44	49,44	102,34	102,32	98,21	98,22
230	50,78	50,77	49,46	49,46	102,22	102,21	98,28	98,29
240	50,74	50,73	49,48	49,47	102,12	102,11	98,34	98,35
250	50,70	50,70	49,49	49,49	102,02	102,01	98,40	98,41
260	50,67	50,67	49,51	49,51	101,94	101,93	98,45	98,46
270	50,64	50,64	49,52	49,52	101,86	101,85	98,50	98,51
280	50,62	50,61	49,54	49,54	101,78	101,78	98,55	98,56
290	50,59	50,59	49,55	49,55	101,72	101,71	98,60	98,6
300	50,57	50,57	49,57	49,56	101,65	101,65	98,64	98,64
350	50,48	50,48	49,62	49,62	101,40	101,39	98,82	98,82
400	50,41	50,41	49,66	49,66	101,21	101,21	98,95	98,96
450	50,36	50,36	49,70	49,70	101,07	101,07	99,06	99,06
500	50,33	50,32	49,72	49,72	100,95	100,95	99,15	99,15
600	50,27	50,27	49,77	49,77	100,79	100,79	99,29	99,29
700	50,23	50,23	49,80	49,80	100,67	100,67	99,38	99,38
800	50,20	50,20	49,82	49,82	100,58	100,58	99,46	99,46
900	50,17	50,17	49,84	49,84	100,52	100,52	99,52	99,52
1000	50,16	50,16	49,86	49,86	100,46	100,46	99,56	99,56
2000	50,08	50,08	49,93	49,93	100,23	100,23	99,78	99,78

Tabella 4.1: Lunghezze archi L1 e L2

## Settori di controllo

Radius mm	Slide L1				Slide L2			
	convex		concave		convex		concave	
	an.	gr.	an.	gr.	an.	gr.	an.	gr.
50	6,80	6,21	-0,95	-0,79	17,23	15,33	-4,67	-3,79
55	5,68	5,27	-1,02	-0,91	14,58	13,28	-4,57	-3,92
60	4,87	4,57	-1,05	-0,97	12,63	11,69	-4,43	-3,94
65	4,26	4,02	-1,06	-1,01	11,14	10,44	-4,29	-3,90
70	3,78	3,59	-1,06	-1,02	9,96	9,42	-4,14	-3,82
75	3,39	3,24	-1,05	-1,02	9,00	8,58	-3,99	-3,73
80	3,07	2,95	-1,04	-1,01	8,21	7,87	-3,84	-3,63
85	2,81	2,70	-1,02	-1,00	7,54	7,27	-3,71	-3,53
90	2,58	2,50	-1,00	-0,98	6,98	6,75	-3,58	-3,43
95	2,39	2,32	-0,98	-0,97	6,49	6,30	-3,45	-3,32
100	2,22	2,16	-0,95	-0,95	6,06	5,91	-3,33	-3,23
105	2,08	2,02	-0,93	-0,92	5,69	5,55	-3,22	-3,13
110	1,95	1,90	-0,91	-0,90	5,36	5,24	-3,12	-3,04
115	1,84	1,79	-0,89	-0,88	5,06	4,96	-3,02	-2,95
120	1,74	1,70	-0,86	-0,86	4,80	4,71	-2,93	-2,86
125	1,65	1,61	-0,84	-0,84	4,56	4,48	-2,84	-2,78
130	1,56	1,53	-0,82	-0,82	4,34	4,28	-2,76	-2,71
135	1,49	1,46	-0,80	-0,80	4,15	4,09	-2,68	-2,63
140	1,42	1,40	-0,78	-0,79	3,97	3,91	-2,60	-2,56
145	1,36	1,34	-0,77	-0,77	3,80	3,75	-2,53	-2,49
150	1,30	1,28	-0,75	-0,75	3,65	3,61	-2,46	-2,43
155	1,25	1,23	-0,73	-0,73	3,51	3,47	-2,40	-2,37
160	1,20	1,18	-0,72	-0,72	3,38	3,34	-2,34	-2,31
165	1,16	1,14	-0,70	-0,70	3,26	3,23	-2,28	-2,26
170	1,11	1,10	-0,69	-0,69	3,15	3,12	-2,23	-2,20
175	1,08	1,06	-0,67	-0,67	3,04	3,01	-2,17	-2,15
180	1,04	1,03	-0,66	-0,66	2,94	2,92	-2,12	-2,10
185	1,00	0,99	-0,64	-0,65	2,85	2,83	-2,08	-2,06
190	0,97	0,96	-0,63	-0,63	2,76	2,74	-2,03	-2,01
195	0,94	0,93	-0,62	-0,62	2,68	2,66	-1,98	-1,97
200	0,91	0,90	-0,61	-0,61	2,60	2,59	-1,94	-1,93
210	0,86	0,85	-0,58	-0,59	2,46	2,45	-1,86	-1,85
220	0,82	0,81	-0,56	-0,56	2,34	2,32	-1,79	-1,78
230	0,78	0,77	-0,54	-0,54	2,22	2,21	-1,72	-1,71
240	0,74	0,73	-0,52	-0,53	2,12	2,11	-1,66	-1,65
250	0,70	0,70	-0,51	-0,51	2,02	2,01	-1,60	-1,59
260	0,67	0,67	-0,49	-0,49	1,94	1,93	-1,55	-1,54
270	0,64	0,64	-0,48	-0,48	1,86	1,85	-1,50	-1,49
280	0,62	0,61	-0,46	-0,46	1,78	1,78	-1,45	-1,44
290	0,59	0,59	-0,45	-0,45	1,72	1,71	-1,40	-1,40
300	0,57	0,57	-0,43	-0,44	1,65	1,65	-1,36	-1,36
350	0,48	0,48	-0,38	-0,38	1,40	1,39	-1,18	-1,18
400	0,41	0,41	-0,34	-0,34	1,21	1,21	-1,05	-1,04
450	0,36	0,36	-0,30	-0,30	1,07	1,07	-0,94	-0,94
500	0,33	0,32	-0,28	-0,28	0,95	0,95	-0,85	-0,85
600	0,27	0,27	-0,23	-0,23	0,79	0,79	-0,71	-0,71
700	0,23	0,23	-0,20	-0,20	0,67	0,67	-0,62	-0,62
800	0,20	0,20	-0,18	-0,18	0,58	0,58	-0,54	-0,54
900	0,17	0,17	-0,16	-0,16	0,52	0,52	-0,48	-0,48
1000	0,16	0,16	-0,14	-0,14	0,46	0,46	-0,44	-0,44
2000	0,08	0,08	-0,07	-0,07	0,23	0,23	-0,22	-0,22

Tabella 4.2: Spostamenti dei punti di contatto

## Capitolo 4

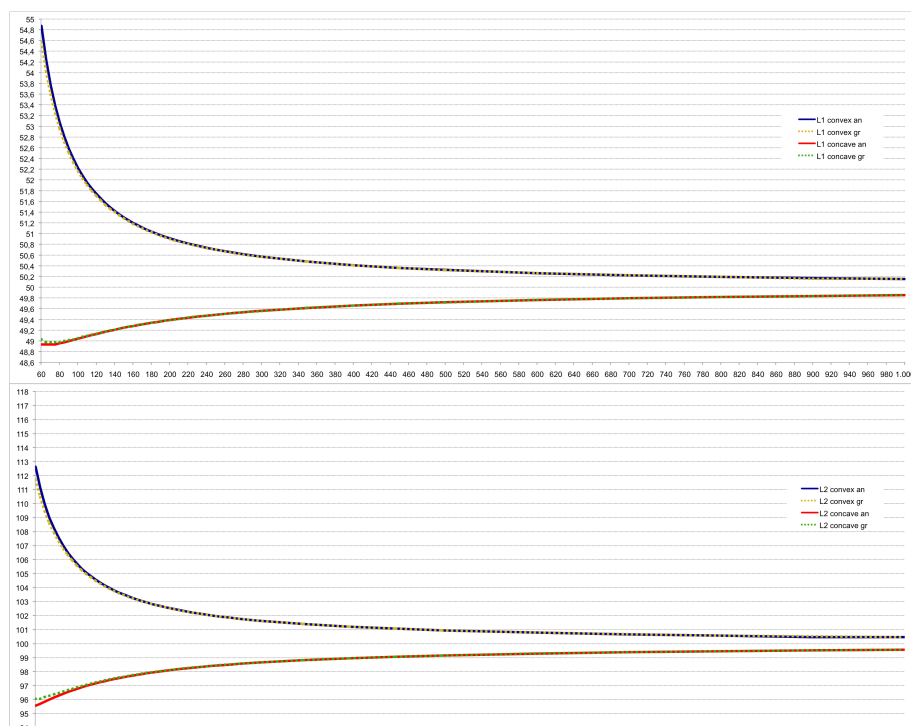


Figura 4.6: Andamento delle lunghezze degli archi

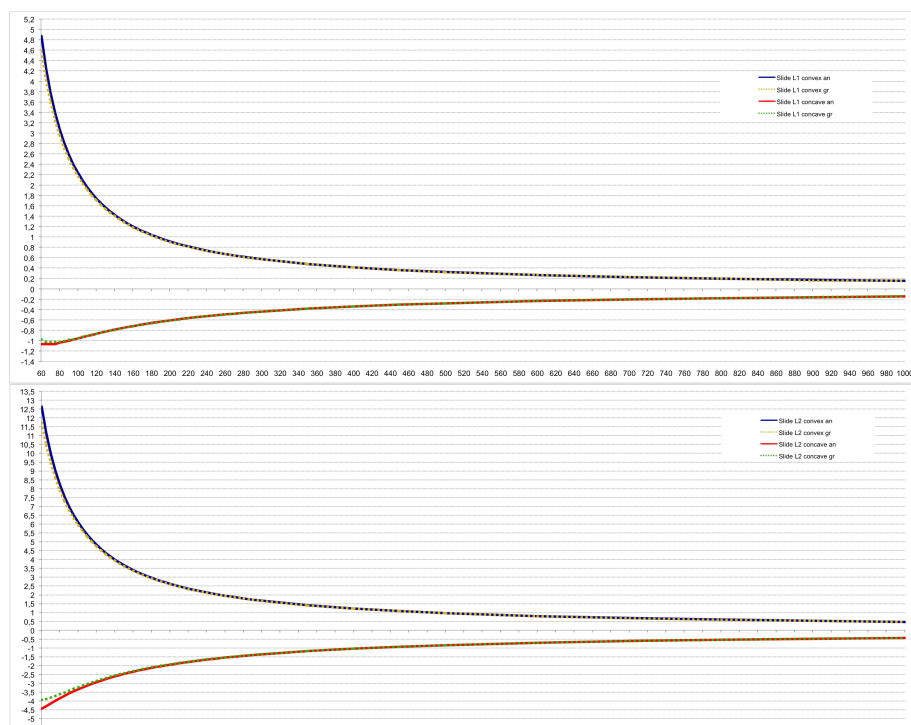


Figura 4.7: Spostamento dei punti di contatto

## 4.3 Tipologie di azionamento

Come analizzato nel paragrafo 4.1 una rotazione del settore di  $\pm 30^\circ$  risulta essere piú che sufficiente per ottenere il risultato desiderato. L'obiettivo di alloggiare il meccanismo al disotto dei settori senza che questo sporga in pianta comporta la necessitá di una forte miniaturizzazione di quest'ultimo e conseguentemente il motore o l'attuatore che fornirá la potenza necessaria dovrá presentare dimensioni ridotte. Non essendo ancora nota la conformazione del meccanismo di azionamento non risulta possibile riportare i valori esatti di corsa e spinta necessaria, tuttavia é possibile ipotizzarne l'ordine di grandezza. Infatti, come si vedrá nel Capitolo 8 la spinta necessaria sará nell'ordine di 300 N e la corsa nell'ordine di 20 mm, tuttavia, tali valori vanno considerati solamente in forma esemplificativa in modo da rendere piú chiara la comprensione dei paragrafi successivi. Tra tutte le alternative che sono state oggetto di studio si riporteranno solo quelle di maggior interesse.

### 4.3.1 Attuatori piezoelettrici

Gli attuatori lineari che sfruttano l'effetto piezoelettrico presentano ridotte dimensioni e quindi potrebbero rivelarsi utili per l'applicazione in esame. Tuttavia tali apparecchiature garantiscono un elevato carico di spinta al discapito della corsa o, viceversa, elevate corse e bassi carichi.



Figura 4.8: Attuatori piezoelettrici lineari

Ad esempio l'attuatore rappresentato in Figura 4.8-a ha come dimensioni di base 22x11 mm con altezza pari a 19 mm, quindi conformi allo spazio disponibile sotto il settore di controllo, cosí come la corsa garantita di 80 millimetri ben si presterebbe allo scopo in esame. Tuttavia tale attuatore garantisce una spinta massima di 6.5N che risulta essere molto al disotto del necessario. Viceversa il modello rappresentato in Figura 4.8-b, pur rientrando

## Capitolo 4

nel campo di applicazione per quanto riguarda le dimensioni, presenta una corsa di 12 mm e spinta di 20N che risultano inferiori al necessario. Infine la tipologia indicata in Figura 4.8-c ben si presterebbe per quanto riguarda la spinta garantita ma presenta corse dell'ordine di un millimetro e quindi risulta inadatto.

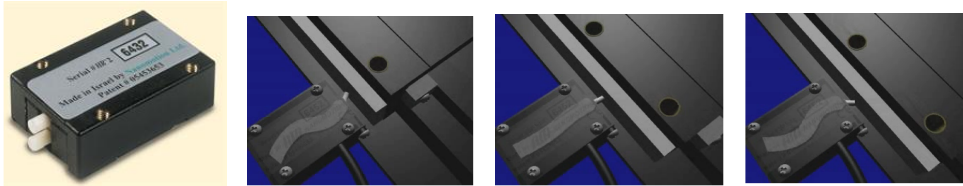


Figura 4.9: Attuatore piezoelettrico a corsa infinita

Un attuatore di particolare interesse, che risolverebbe il problema della corsa, avendola pressoché infinita è quello indicato in Figura 4.9. Tale sistema innovativo permette attraverso particolari eccitazioni di far oscillare secondo una traiettoria ellittica un connettore che nella fase di ritorno entra in contatto con la parte mobile di una guida rettilinea. Tale tipologia di attuatore ben si presterebbe all'applicazione per quanto riguarda le caratteristiche dimensionale soprattutto per quelle di spinta. Tuttavia per garantire il contatto senza scorrimenti relativi tra attuatore e guida è necessaria una notevole spinta di precarico (nell'ordine di 1 kN) rendendo quindi difficoltosa l'implementazione sul meccanismo in esame.

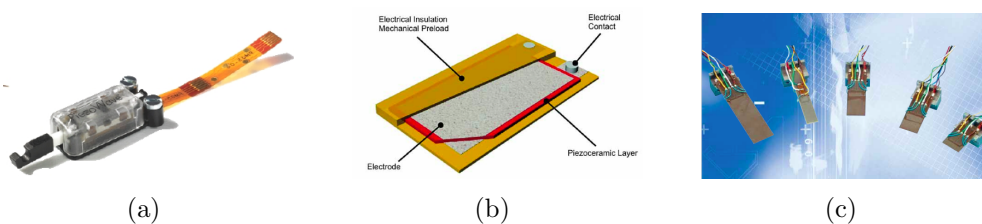


Figura 4.10: Microattuatori piezoelettrici lineari e flessionali

Anche se non adatti al caso in esame sono degni di nota i microattuatori lineari e gli attuatori a flessione raffigurati in Figura 4.10. Tali azionamenti potranno tornare utili per un futuro sviluppo del sistema, in particolare, nel caso si volesse miniaturizzare i triangoli di controllo andando a creare un sistema che rappresenti una superficie mediante una mesh di micro triangoli.



### 4.3.2 Materiali a memoria di forma

I materiali a memoria di forma rappresentano una classe di materiali metallici dalle particolari proprietà meccaniche. Essi hanno come caratteristica principale quella di essere in grado di recuperare una forma macroscopica preimpostata per effetto del semplice cambiamento della temperatura o dello stato di sollecitazione applicato, sono cioè capaci di subire trasformazioni cristallografiche reversibili, in funzione dello stato tensionale e termico. Tali materiali se appositamente avvolti o preformati vengono utilizzati per creare degli attuatori come indicato in Figura 4.11



Figura 4.11: Attuatore con materiali a memoria di forma

Tali componenti ben si prestano ad essere personalizzati come dimensioni, tuttavia, presentano caratteristiche di corsa e spinta insufficienti allo scopo, inoltre risultano complessi da controllare. Infatti la corsa di andata può avvenire più o meno velocemente in quanto il riscaldamento viene controllato monitorando la corrente circolante, mentre il raffreddamento avviene solitamente mediante scambio di calore con l'ambiente circostante, quindi la corsa di ritorno risulterebbe eccessivamente lenta.

### 4.3.3 Attuatori lineari

Per movimentare i settori triangolari del meccanismo un attuatore lineare risulterebbe il candidato ideale. Lo stato dell'arte fornisce numerose tipologie di attuatori classificabili in base a come viene generata, o meglio trasferita, la potenza. Tra le alternative esaminate rientrano gli attuatori pneumatici, quelli idraulici e quelli elettrici. La prima tipologia risulterebbe molto performante in quanto garantisce alti carichi di lavoro, elevate corse e assenza di perdite di fluidi che potrebbero sporcare il meccanismo o danneggiare le parti elettriche. Tuttavia, utilizzando come fluido vettore l'aria che presenta un'elevata comprimibilità, gli attuatori pneumatici comportano una scarsa

## Capitolo 4

---

precisione posizionale, quindi, non risultano adatti allo scopo. Per quanto riguarda gli attuatori idraulici, contrariamente a quanto si pensa, non sono prodotti solo di grandi dimensioni per il movimento di potenza, bensí, sono reperibili anche cilindri di diametro pari a 10 mm che ben si presterebbero al meccanismo in esame per quanto riguarda spinta, corsa e precisione. Tuttavia si é deciso di non utilizzare tale soluzione in quanto le eventuali perdite per trafileamento sarebbero molto sconvenienti e dannose. Inoltre, il rumore prodotto dalla pompa necessaria a fornire pressione all'olio risulterebbe fastidioso. Quindi, tra il campo degli attuatori, quello che piú si addice all'implementazione nel sistema in esame risulta essere l'attuatore elettrico.

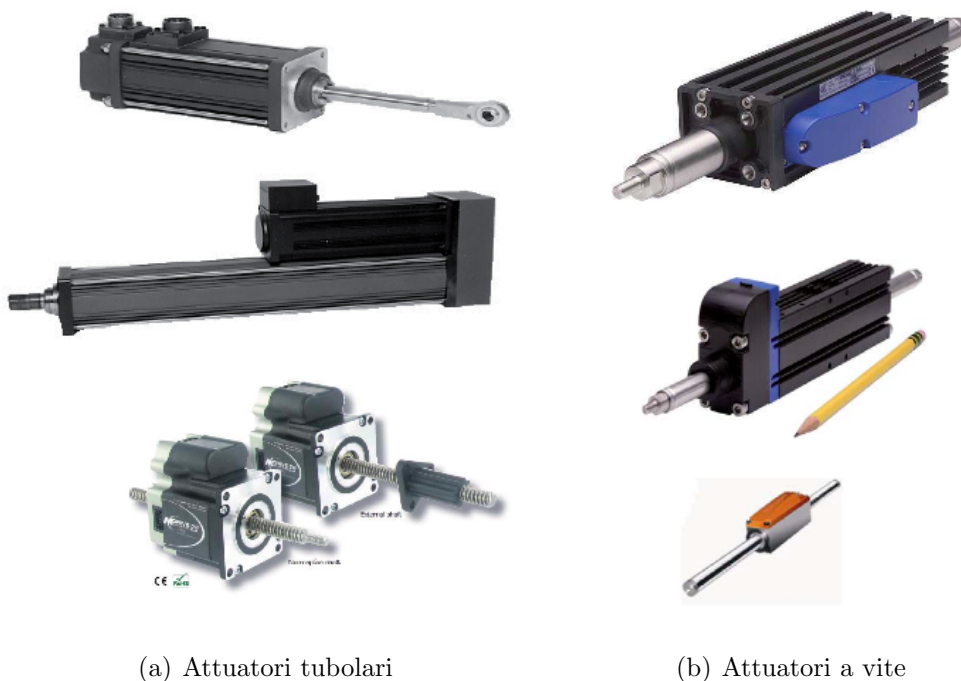


Figura 4.12: Attuatori elettrici lineari

Esistono due tipologie di attuatori elettrici lineari: quelli a vite e quelli tubolari. Nel primo caso l'attuatore é composto da un motore elettrico rotante e da una vite che converte il moto rotativo in lineare, mentre nel secondo caso rotore e statore sono srotolati linearmente utilizzando un tubo appositamente magnetizzato. Questa tipologia risulta essere molto interessante. Tuttavia, per ottenere le caratteristiche di spinta necessarie, sarebbe necessario implementare un componente con dimensioni non adatte allo scopo. Quindi gli attuatori elettrici lineari a vite risultano essere la soluzione piú conveniente, però il posizionamento in serie di motore e vite rendono questa

soluzione sconveniente per quanto riguarda l'ingombro. Tuttavia il principio di funzionamento del motore collegato alla vite garantisce numerosi vantaggi e come si vedrà nel capitolo seguente sarà il punto di partenza dello sviluppo del concept per il meccanismo definitivo.

#### 4.3.4 Micromotori elettrici

Tra le svariate tipologie di motori elettrici si annovera anche quella dei micromotori i quali, come intuibile dal nome, hanno come caratteristica peculiare dimensioni molto ridotte. Oltre che alla consueta classificazione in base al principio di funzionamento che distingue ad esempio motori in corrente continua dai brushless, è possibile effettuare una distinzione in base proprio alle dimensioni. Infatti i micromotori si possono anche suddividere in base a quale tra le dimensioni caratteristiche è stata oggetto di miniaturizzazione come ad esempio il diametro o la profondità.

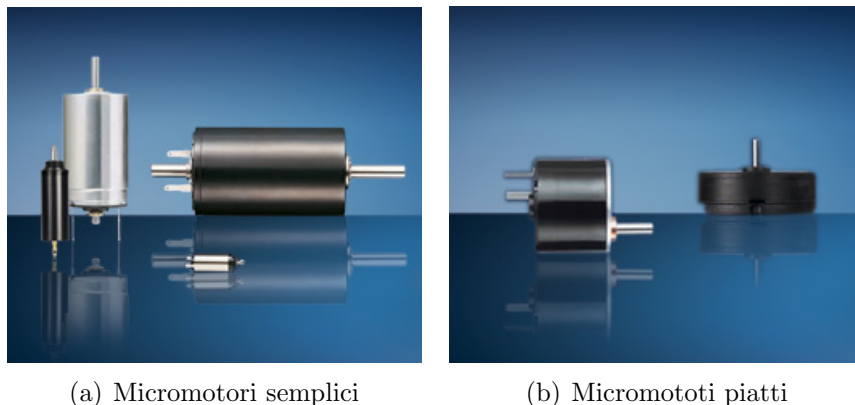


Figura 4.13: Attuatori elettrici lineari

Nel primo caso si avrà un micromotore semplice, nel secondo invece un micromotore di tipo piatto. A tali organi è possibile collegare direttamente un riduttore che permette di modificare i valori di coppia motrice e velocità di rotazione i quali, oltre che a distinguersi tra piatti e non, si suddividono in epicicloidali (planetary gearheads) e a cascata (spur gearheads).

Tali tipologie di azionamento risultano essere le più versatili in quanto comportano dimensioni ridotte (diametri anche nell'ordine dei 6 mm) e si prestano ad essere alloggiati al disotto del settore di controllo con più semplicità rispetto alle altre tipologie di azionamento esaminate. Oltre che alla versatilità per quanto riguarda le dimensioni questi motori, potendo essere collegati ai rispettivi riduttori, hanno una notevole flessibilità per quanto

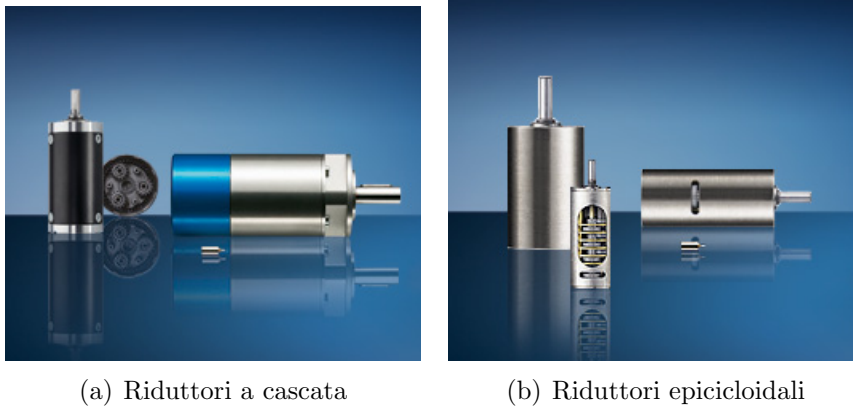


Figura 4.14: Attuatori elettrici lineari

riguarda la variazione delle caratteristiche di coppia e velocità. Inoltre utilizzando tale tipologia di componenti risulta più semplice adottare ulteriori forme di riduzione del rapporto di trasmissione. Un ulteriore punto a favore è dato dal fatto che il controllo di un micromotore elettrico risulta più semplice rispetto a quello che dovrebbe essere implementato per attuatori piezoelettrici o altre forme meno convenzionali. In conclusione si assume come tipologia di azionamento dei settori triangolari un micromotore elettrico in corrente continua accoppiato al relativo riduttore. Nel capitolo seguente si illustrerà lo sviluppo del concept del meccanismo che trasmetterà il moto dal motore al settore di controllo.

# Capitolo 5

## Sviluppo del nuovo Concept

### 5.1 Concept meccanismo

L'ideazione del meccanismo che andrà a movimentare i vari settori ha come caratteristica prefissata quella di alloggiare tutto il sistema di azionamento al disotto del settore che precede il triangolo azionato, così da poter ottenere una metodologia di movimentazione relativa tra un settore e quello successivo. Per poter perseguire tale scopo è necessaria una miniaturizzazione di tutti i componenti ed in particolare dei motori che forniranno la potenza necessaria. Come si vedrà in fase di dimensionamento i carichi di progetto saranno relativamente elevati e di conseguenza lo sarà anche la coppia resistente. Tuttavia la necessità di implementare motori di piccole dimensioni comporta che essi presenteranno caratteristiche di alte velocità di rotazione e basse coppie motrici, quindi, risulterà necessario *convertire* la velocità di rotazione in coppia. Per ottenere tale risultato si è ipotizzato di unire al motore accoppiato al proprio riduttore una vite senza fine. Tale organo infatti ha la capacità di fornire una notevole conversione. Come indicato nell'equazione 5.1 è possibile esprimere il lavoro motore da fornire alla vite come il prodotto tra coppia e angolo di rotazione ed il lavoro resistente come il prodotto tra forza e spostamento.

$$L_{mot} = C \cdot \Theta \qquad L_{res} = F \cdot S \qquad (5.1)$$

Esprimendo l'angolo di rotazione in funzione del passo  $p$  della vite come indicato nella relazione 5.2

$$\Theta = \frac{2\pi S}{p} \quad (5.2)$$

Eguagliando i due lavori si ottiene il legame tra la coppia motrice e la spinta che la vite trasmette alla chiocciola che risulta essere solo funzione del passo:

$$L_{mot} = L_{res} \quad \rightarrow \quad F = \frac{2\pi C}{p} \quad (5.3)$$

La chiocciola, dotata di moto traslatorio, sarà collegata mediante una biella al settore da movimentare (Figura 5.1) si convertirà così il moto rotatorio del motore in lineare (spostamento della chiocciola), il quale verrà nuovamente trasformato da lineare a rotatorio mediante il manovellismo, ottenendo così una notevole conversione delle caratteristiche in esame.

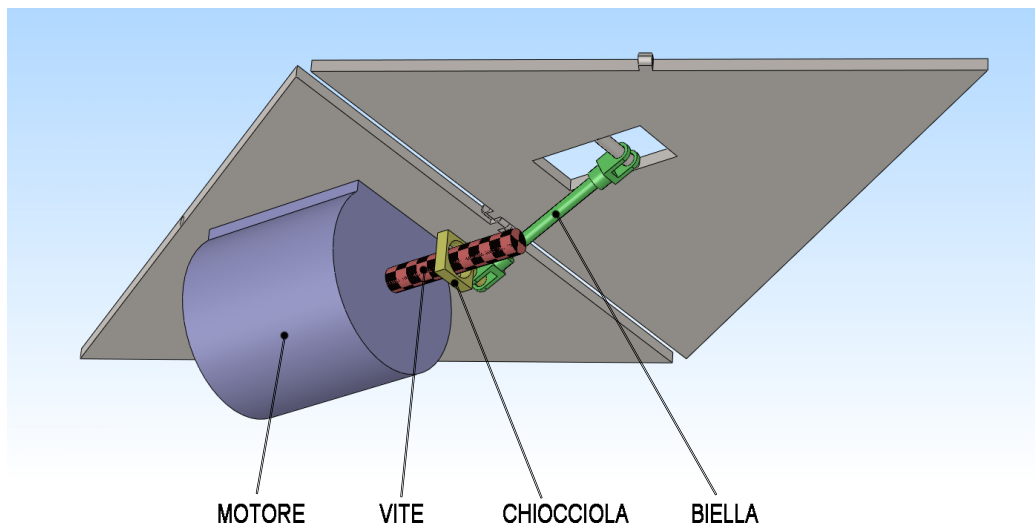


Figura 5.1: Concept meccanismo di azionamento

Tale concept permette di effettuare una prima analisi dei carichi in gioco, dell'effettiva fattibilità di tale configurazione e una prima valutazione del comportamento del sistema.

Il carico massimo di progetto, che rappresenta la forza esercitata dal dito dell'utente, è di 30 N. Tuttavia, nelle fasi preliminari tale parametro è stato maggiorato in quanto non sono noti attriti e rendimenti dei componenti. L'analisi è stata effettuata applicando il carico di 40N (Figura 5.2) nel punto

piú esterno del settore in movimento imponendo al motore una legge di moto che porterá il triangolo di controllo ad effettuare il seguente ciclo:

- da 0s a 2.5s: → da  $0^\circ$  a  $+30^\circ$
- da 2.5s a 5s: → Arresto
- da 5s a 7.5s: → da  $+30^\circ$  a  $0^\circ$
- da 7.5s a 10s: → Arresto
- da 10s a 12.5s: → da  $0^\circ$  a  $-30^\circ$
- da 12.5s a 15s: → Arresto
- da 15s a 17.5s: → da  $-30^\circ$  a  $0^\circ$
- da 17.5s a 20s: → da  $0^\circ$  a  $30^\circ$
- da 20s a 22.5s: → da  $30^\circ$  a  $0^\circ$
- da 22.5s a 25s: → da  $0^\circ$  a  $-30^\circ$
- da 25s a 27.5s: → da  $-30^\circ$  a  $0^\circ$

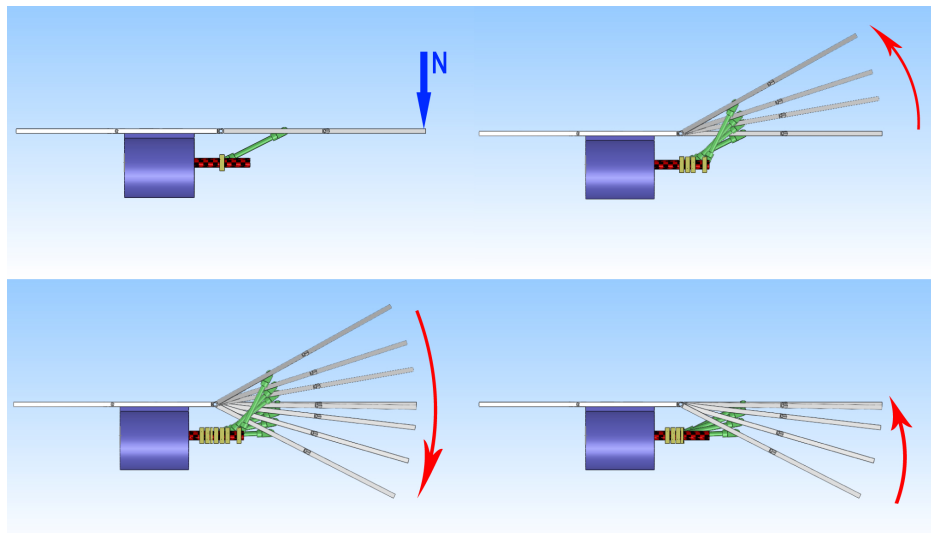


Figura 5.2: Applicazione del carico e simulazione movimento

Durante tale ciclo il carico viene mantenuto costante ed ortogonale alla superficie; tale applicazione non sarebbe necessaria in quanto durante il movimento l'utente non é in grado di toccare la superficie, quindi applicare un

## Capitolo 5

carico, tuttavia si é deciso di mantenerla in modo da sviluppare fin da subito un sistema in grado di operare al di sopra delle condizioni richieste e capace di rimanere affidabile e performante anche a seguito di carichi non previsti.

Effettuando quindi una simulazione numerica con il carico e il ciclo descritti é possibile estrapolare numerosi dati tra i quali la coppia motrice richiesta ed i carichi assiale e radiale agenti sulla vite i cui risultati grafici sono visibili in Figura 5.3 (per quanto riguarda lo spostamento angolare il software indica il modulo e quindi non riporta la differenza tra  $+30^\circ$  e  $-30^\circ$ , per ovviare a tale inconveniente si é preso come riferimento un angolo di  $90^\circ$  quando i settori sono paralleli ovvero quando l'angolo tra i due é pari a  $0^\circ$ ).

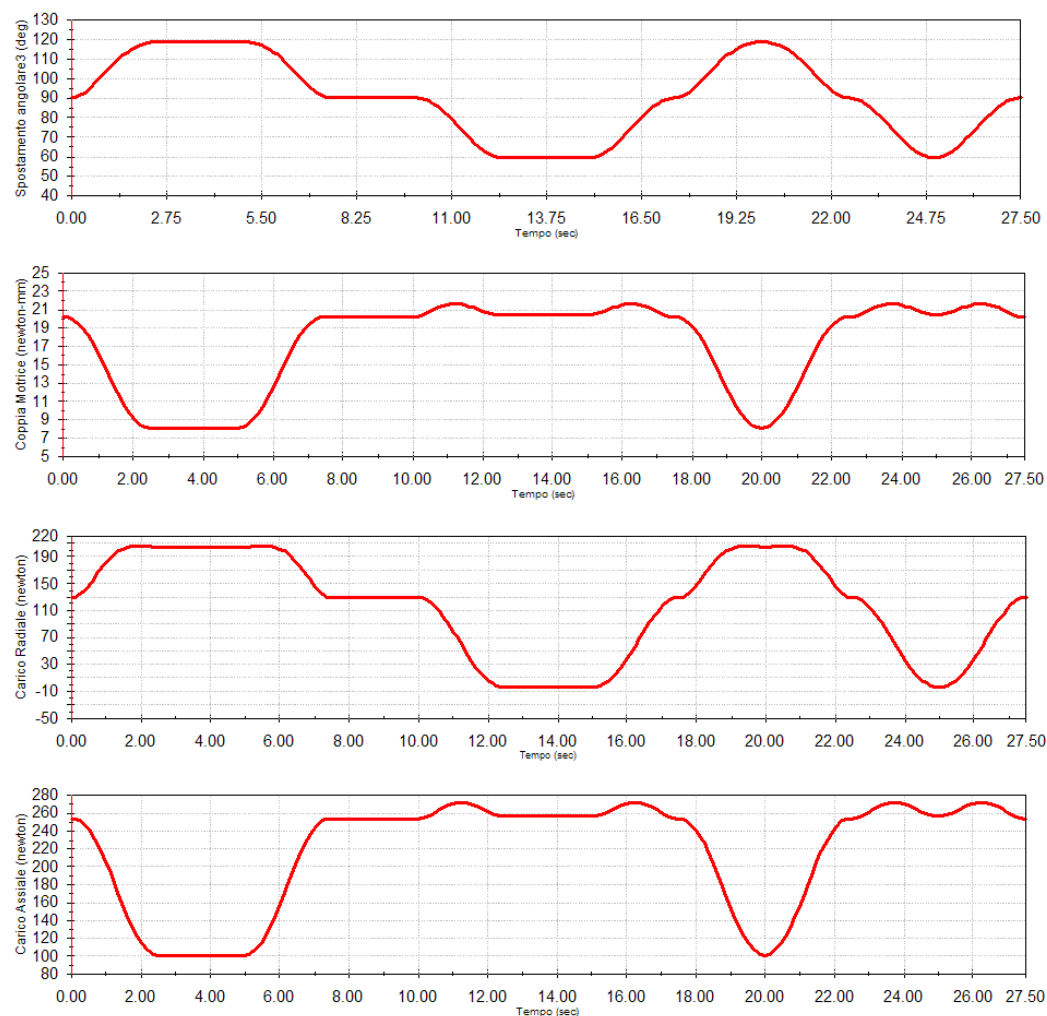


Figura 5.3: Spostamento angolare, coppia motrice necessaria, carico radiale ed assiale agenti sulla vite



Come risulta ovvio tale configurazione non risulta essere realizzabile a causa di molte ragioni, tra le quali, la necessità di supporti agli estremi della vite, le dimensioni dei componenti che sono ipotetiche e molto approssimative e per il fatto di aver ipotizzato una vite con passo pari a 0.5 mm che risulta essere di difficile reperibilità. Infatti tali dati sono stati analizzati solo per poter valutare la differenza con le successive modifiche di configurazioni e per ottenere una prima stima dell'entità delle coppie motrici e dei carichi agenti sui componenti. L'andamento della coppia risulta essere particolare, infatti ci si aspetterebbe che la coppia motrice aumenti nella fase di salita e diminuisca in quella di discesa, tuttavia durante la fase di salita l'angolo relativo tra biella e vite aumenta portando parte del carico da assiale a radiale. La coppia che il motore deve fornire è quella necessaria a vincere la componente assiale del carico (infatti coppia motrice e carico assiale hanno un andamento simile), mentre quella radiale si scaricherà sui supporti, quindi una diminuzione del carico assiale comporta una diminuzione della coppia motrice necessaria.

## 5.2 Modifica configurazione: trasmissione e supporti

Proseguendo lo sviluppo del concept verso una soluzione più vicina ad una realmente attuabile le problematiche da affrontare sono in prima istanza le seguenti:

- **Modifica del passo della vite:** nella prima simulazione è stata assunta una vite con passo 0.5mm, tuttavia tale componente risulta essere di difficile reperibilità, si è quindi deciso di assumere un passo pari a 1mm. Tale scelta però comporta, a parità di condizioni, il raddoppiarsi della coppia motrice.
- **Necessità di supporti:** Come si nota dall'analisi effettuata nel paragrafo precedente i carichi agenti sulla vite sono notevoli portando alla all'esigenza di introdurre dei supporti per la vite stessa.
- **Incremento lunghezza della vite:** A seguito dell'introduzione dei supporti è nata la necessità di allungare la vite affinché questa abbia sufficiente lunghezza utile alla corsa della chiocciola.
- **Correzione dimensioni motore** Dall'analisi preliminare effettuata nel paragrafo precedente è stato possibile effettuare delle correzioni sulle dimensioni del motore avvicinandosi ulteriormente a quelle reali.

## Capitolo 5

Come indicato nei punti precedenti la necessità di supporti per la vite richiede che questa occupi uno spazio maggiore. Anche utilizzando un motore di tipo piatto risulta essere molto difficoltoso allocare al disotto del settore di controllo la vite ed il motore posti uno di seguito all'altro. Si è quindi deciso di passare ad un motore che abbia diametro piccolo a discapito della lunghezza e posizionarlo affiancato alla vite. Tale accorgimento richiede l'esigenza di inserire una trasmissione che rinvii il moto dal motore alla vite; si è deciso di sfruttare tale necessità per inserire una trasmissione a ruote dentate che riduca la coppia, la quale era aumentata a seguito della modifica del passo della vite.

Naturalmente a seguito di tali modifiche risulta conveniente rovesciare la disposizione dei componenti ponendo l'alberino di uscita del motore dalla parte opposta rispetto al settore azionato così che le ruote dentate non intralcino il movimento del settore o la biella. A seguito di tali considerazioni si è ottenuta la configurazione in Figura 5.4

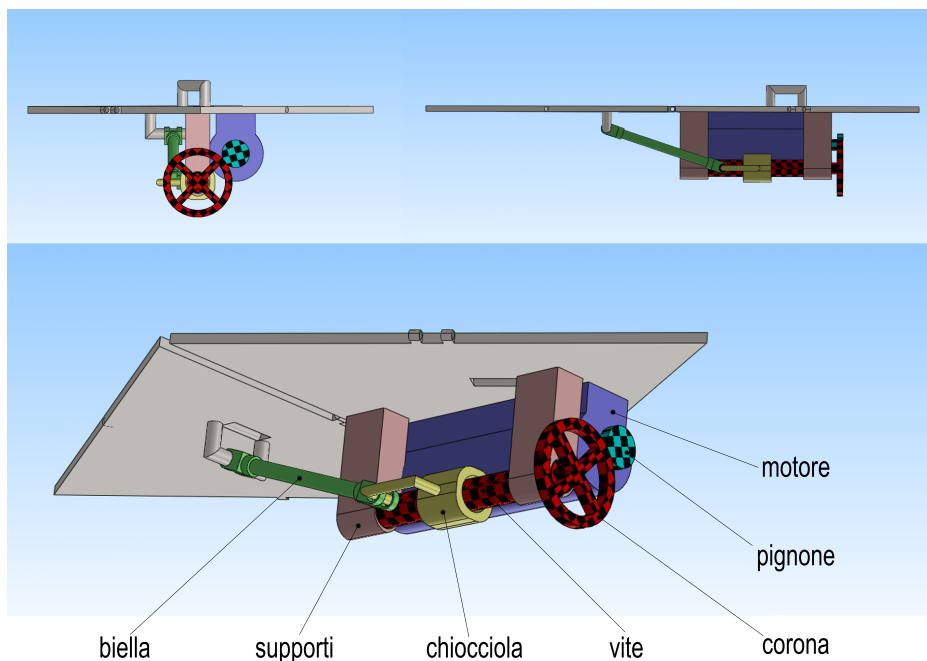


Figura 5.4: Concept meccanismo di azionamento: modifica configurazione

Come si può notare è stato aggiunta anche una bozza di supporto al perno di biella agganciato al settore azionato in modo da poter modificare l'inclinazione relativa della biella stessa andando a variare l'entità dei carichi assiali a favore di quelli radiali o viceversa. Applicando il medesimo ciclo

utilizzato nella simulazione precedente si ottengono i valori di coppia motrice, carichi assiale e radiale agenti sulla vite (Figura 5.5). Si nota che i valori di coppia minima e massima sono simili a quella del concept precedente, infatti l'aumento dovuto al passaggio da passo 0.5 mm a 1 mm é stato recuperato mediante la trasmissione a ruote dentate che presentano rapporto 1:2,5.

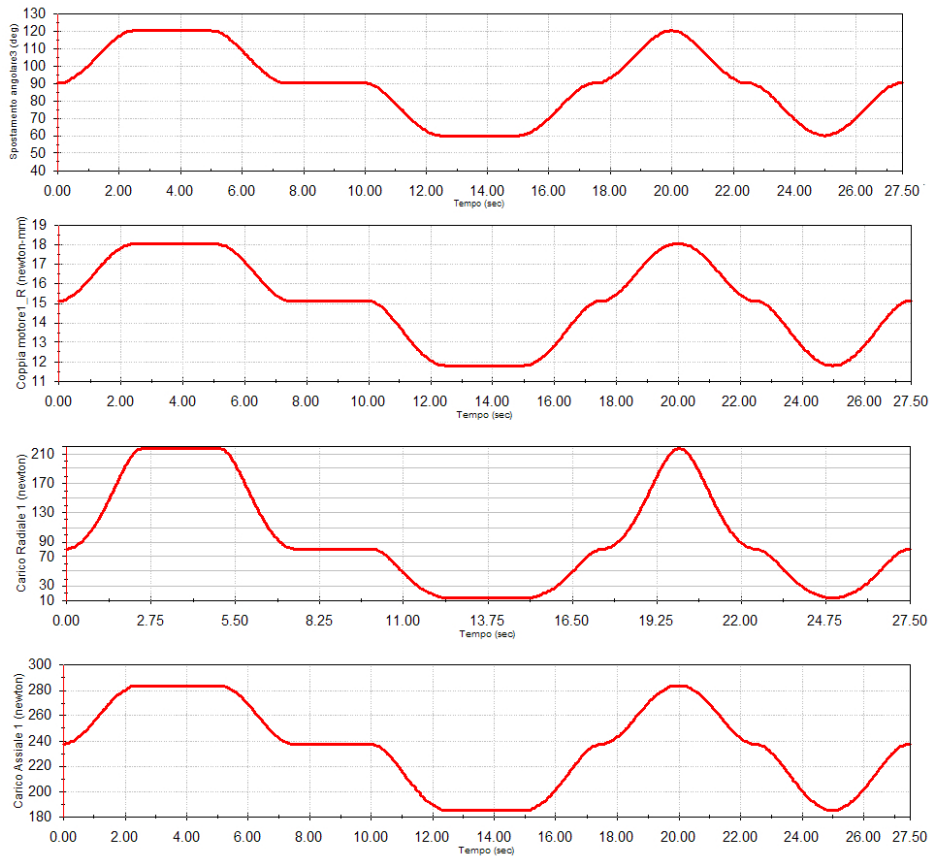


Figura 5.5: Concept meccanismo di azionamento: Spostamento angolare, coppia motrice necessaria, carico radiale ed assiale agenti sulla vite

### 5.3 Assemblaggio di moduli di movimentazione relativa ed assoluta

Ora che il concept risulta essere piú concreto é possibile effettuare un assemblaggio dei vari moduli in modo da poter verificare il comportamento del meccanismo nel suo insieme. L'accoppiamento dei vari moduli avviene at-

## Capitolo 5

---

traverso le cerniere di giunzione ed essendo gli assi paralleli alternativamente lo saranno anche i meccanismi di azionamento (Figura 5.6).

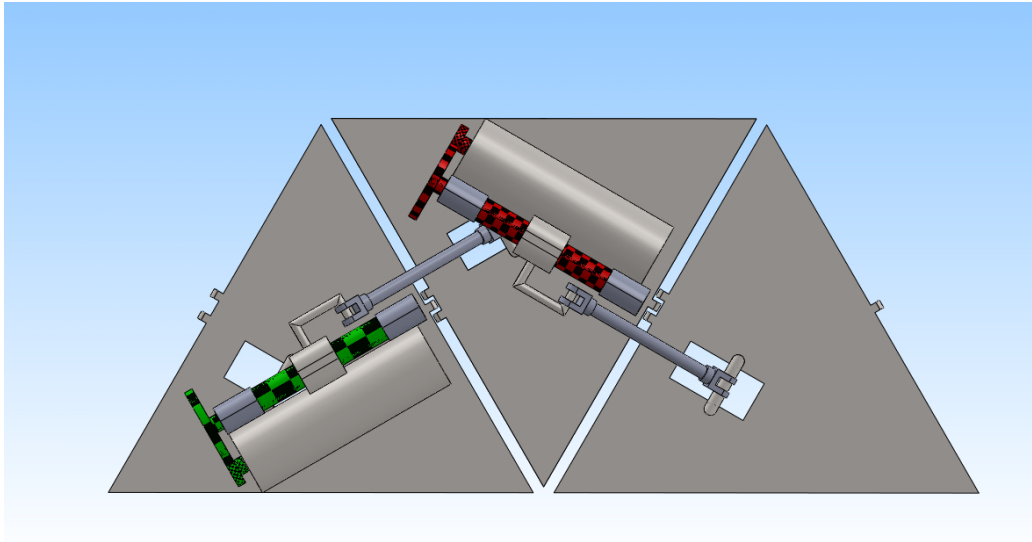


Figura 5.6: Assemblaggio di due moduli consecutivi

Si potranno 4 moduli in serie con l'accorgimento di porre il perno di biella il più possibile vicino all'asse dei supporti del settore azionato così da andare a ridurre il più possibile il braccio e conseguentemente la spinta necessaria.

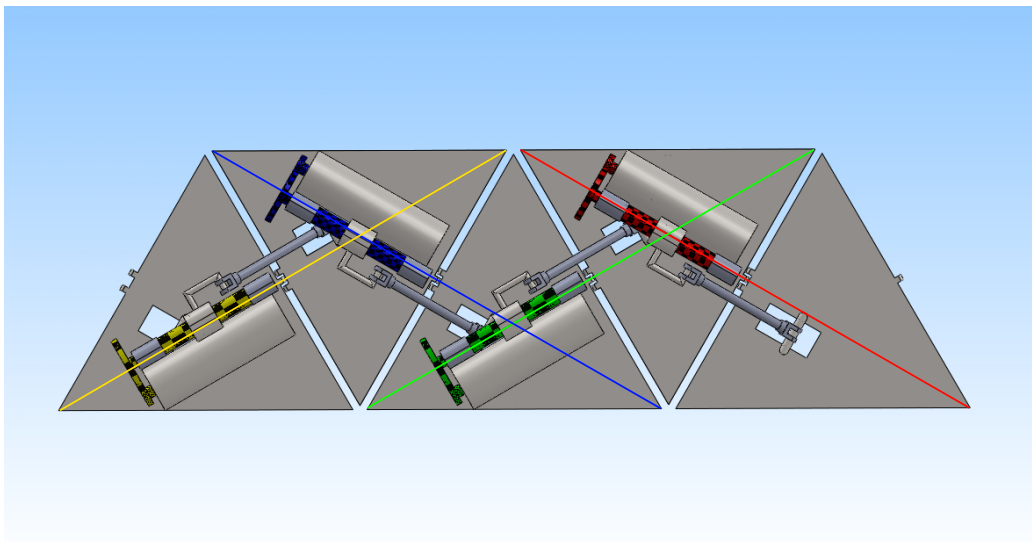


Figura 5.7: Assemblaggio di quattro moduli consecutivi

Avendo deciso di porre il singolo HapticMaster al centro, lo svilupparsi della striscia da entrambi i lati é assimilabile a due travi a sbalzo. Pertanto data la simmetricitá del sistema cosí ipotizzato é sufficiente effettuare lo studio solo su metá concept. Vista la particolare configurazione a sbalzo i settori centrali saranno quelli che dovranno sopportare maggior carico, in quanto, essendo i piú distanti dal punto di applicazione del carico si trovano in una condizione piú sfavorevole rispetto agli estremi. Tale fattore comporterebbe un notevole aumento delle dimensioni dei motori per i settori centrali, portando la soluzione di movimentazione relativa a non essere piú la configurazione ottimale. A seguito di tale situazione e considerando l'esigenza di collegare la parte centrale all'HapticMaster si é deciso di utilizzare per i settori centrali una metodologia di azionamento assoluta attuata con i servomotori giá a disposizione dell'attuale versione del sistema SATIN, i quali garantiscono prestazioni adatte allo scopo. Come rappresentato in Figura 5.8 il settore centrale sará quello fisso, o meglio, quello comandato esclusivamente dall'HapticMaster, mentre i due successivi saranno azionati dei due servomotori mediante un manovellismo le cui dimensioni sono per ora solo approssimative.

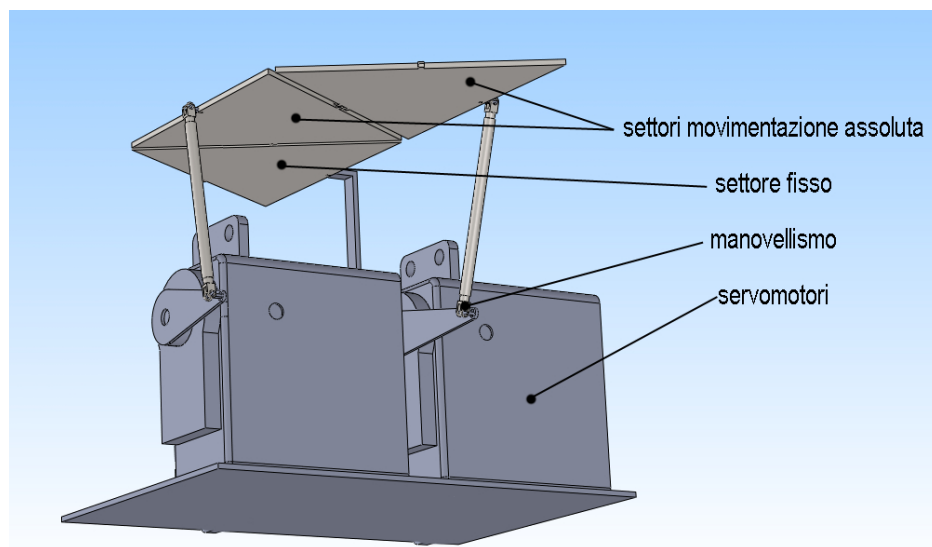


Figura 5.8: Sistema di azionamento assoluto

Assemblando i settori ad azionamento assoluto con quelli a movimentazione relativa si ottiene il semi-meccanismo completo (Figura 5.9)

É quindi possibile effettuare una simulazione di movimento applicando alternativamente ai motori 1 e 3 (rosso e blu) il ciclo precedentemente descritto mentre ai motori 2 e 4 (verde e giallo) un ciclo simile tranne che per la

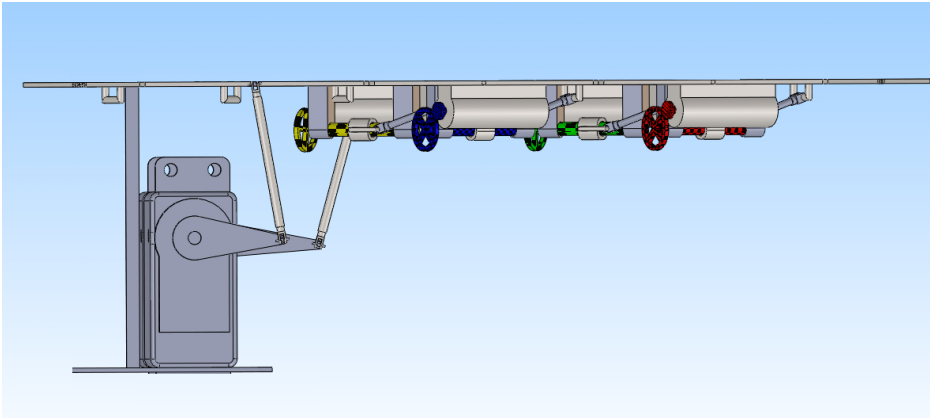


Figura 5.9: Concept del semi-meccanismo

parte finale, dove i settori sono inclinati in modo alternato, così da ottenere la torsione della striscia sul suo asse. Tali cicli sono rappresentati graficamente in Figura 5.10.

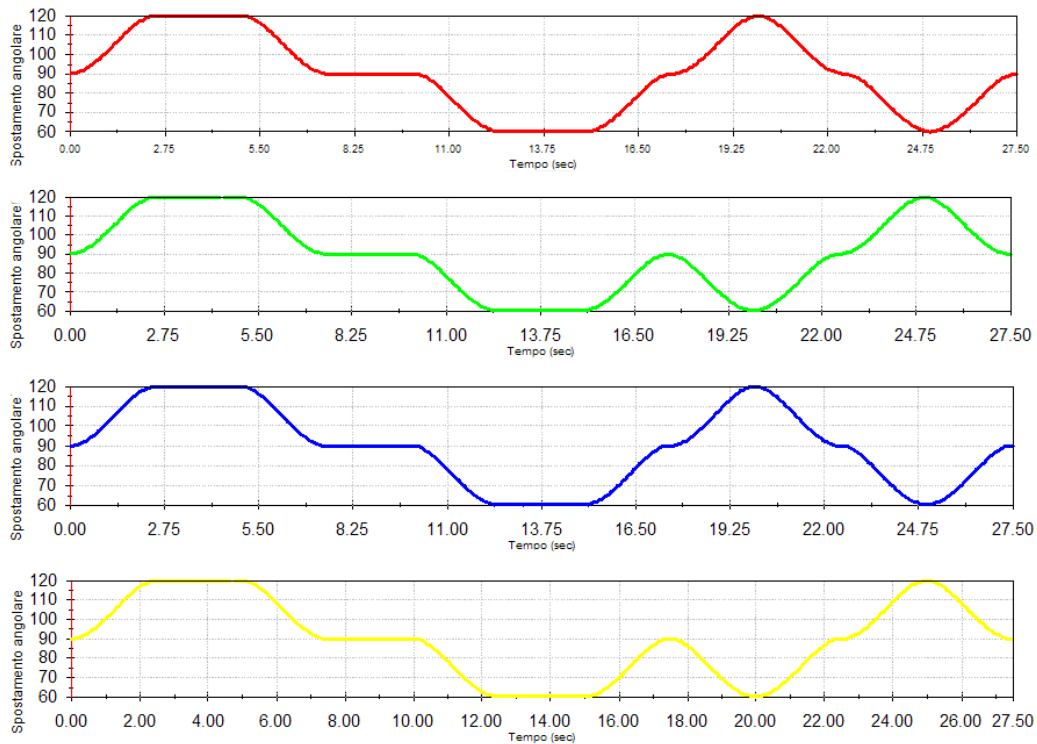
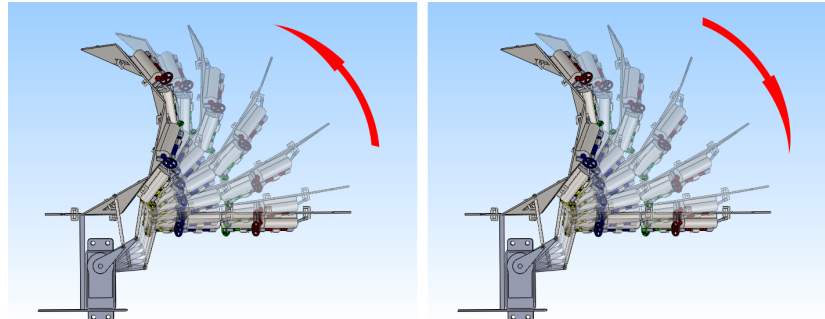


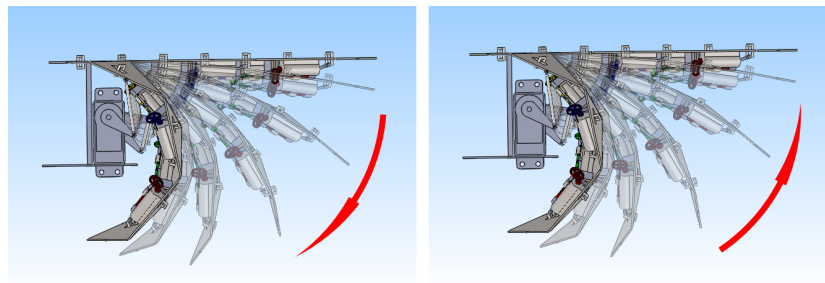
Figura 5.10: Andamento spostamenti angolari settori di controllo relativi

In Figura 5.11 é possibile osservare le potenzialità di curvatura di tale

sistema che soddisfano le caratteristiche richieste.



(a) Fase di salita + fase di arresto



(b) Fase di discesa + fase di arresto

Figura 5.11: Simulazione bending

Analogamente in Figura 5.12 é possibile osservare il meccanismo in fase di torsione dove questa non si sviluppa su un asse parallelo al piano generato dal meccanismo in posizione nominale. Tale situazione é dovuta al fatto che si stá studiando solamente metá sistema e che il settore centrale é momentaneamente considerato fisso. Nel momento in cui si procederá all'assemblaggio di due semi meccanismi simmetrici e della movimentazione del settore centrale mediante Haptic Master si riuscirá ad ottenere la configurazione torsionale precedentemente indicata in Figura 4.3

Dall'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazioni riguardanti coppie motrici, carichi assiali e radiali (che non verranno riportati per non appesantire la trattazione) é possibile andare a stimare con maggior precisione le dimensioni dei componenti che comporranno il meccanismo.

## 5.4 Ridisposizione componenti

Come analizzato nei paragrafi precedenti é possibile andare ad alloggiare componenti che assumono caratteristiche sempre piú prossime a quelle rea-

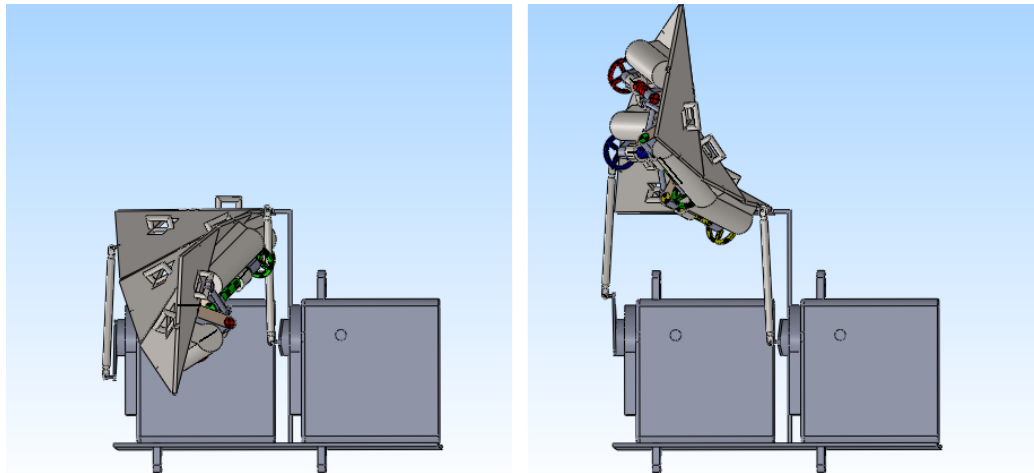


Figura 5.12: Simulazione twist

li. Tuttavia ciò comporta un aumento delle dimensioni di questi ed una conseguente riconfigurazione della loro disposizione. In particolare:

- **Dimensioni della chiocciola:** andando ad utilizzare una chiocciola di dimensioni più verosimili nasce la necessità di allungare la vite per garantire la corsa necessaria e distanziarla dal motore così non incorrere in collisioni.
- **Necessità di cuscinetti:** dai dati ottenuti dalle simulazioni i carichi radiali ed assiali risultano essere elevati portando alla necessità di utilizzare adeguati cuscinetti (volventi o radenti).
- **Utilizzo di vite a ricircolo di sfere** com'era intuibile una accoppiamento vite - chiocciola di tipo comune non è l'ideale per questo tipo di applicazione. Quindi per ottenere movimenti più fluidi, per ridurre la coppia motrice necessaria e gli attriti si è deciso di assumere una vite a ricircolo di sfere.
- **Modifica inclinazione della biella:** vista l'entità dei carichi radiali si è deciso di modificare l'inclinazione della biella portandola, in fase preliminare, parallela al settore controllato quando questo si trova a  $0^\circ$ . In tal modo si riducono notevolmente i carichi radiali a favore di quelli assiali. Tale modifica è necessaria, oltre che per diminuire i carichi sui cuscinetti riducendone così le dimensioni, per garantire che la vite lavori con il minor carico radiale possibile in modo da non incorrere in eccessive inflessioni. Inoltre le viti a ricircolo di sfere sono concepite proprio per spostamenti assiali ed è quindi coerente che lo siano anche i carichi.



## Sviluppo del nuovo Concept

A seguito delle suddette considerazioni si é deciso di ridisporre i componenti. Infatti motore e chiocciola non possono piú essere disposti uno a fianco all'altro senza che escano dal perimetro del settore di alloggio, si é quindi deciso di far giacere gli assi di questi componenti sul piano ortogonale al settore. La riconfigurazione ottenuta, ipotizzando l'utilizzo di un cuscinetto volante, é rappresentata in Figura 5.13

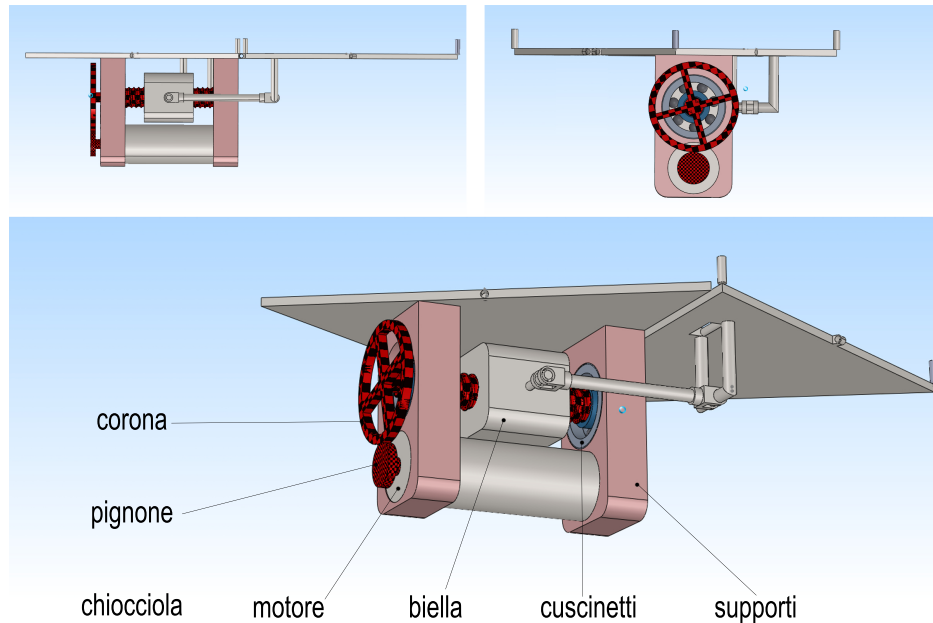


Figura 5.13: Redisposizione componenti

Assemblando tali moduli il semi meccanismo risulterà come rappresentato in Figura 5.14

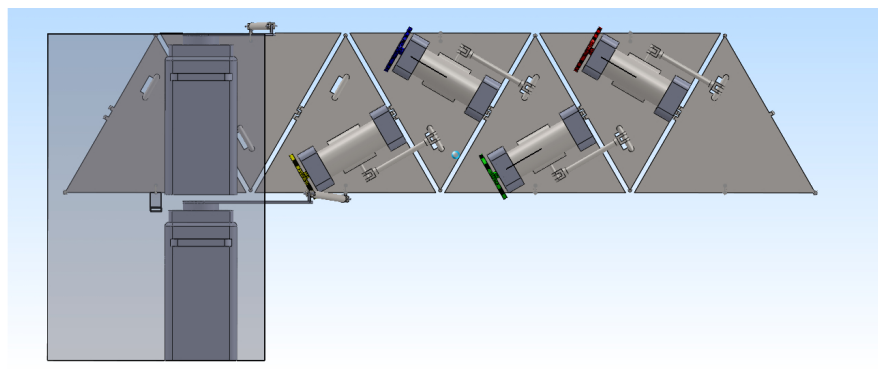


Figura 5.14: Assieme ottenuto

## 5.5 Cuscinetti radenti e raddoppio bielle

Come si può vedere in Figura 5.14 le bielle sono collegate ai triangoli movimentati in un punto che si trova spostato lateralmente rispetto alla bisettrice del triangolo stesso. Tale fattore comporta una distribuzione non ottimale dei carichi agenti sul triangoli e sui perni di cerniera che li collegano. Per ottenere un meccanismo che ridistribuisca in modo migliore i carichi e che si opponga più facilmente alla naturale tendenza della chiocciola a ruotare su se stessa, si è deciso di raddoppiare le bielle alloggiandone una coppia per ogni meccanismo. Inoltre si è preferito sostituire i cuscinetti volventi con organi di tipo radente.

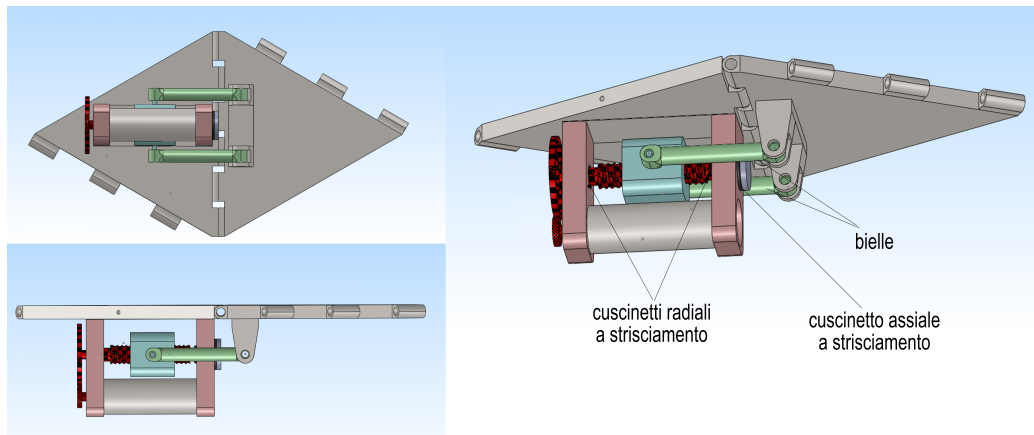


Figura 5.15: Cuscinetti radenti e raddoppio bielle

Tale scelta comporta un leggero aumento degli attriti ma permette di ridurre notevolmente le dimensioni dei componenti di trasmissione ed i giochi, decisione che risulta molto conveniente, visto che sono proprio questi ad essere responsabili della maggior parte degli errori commessi dal meccanismo durante il suo utilizzo. Inoltre visto che i carichi assiali risultano essere più elevati di quelli radiali l'impiego di organi di tipo volvente avrebbe comportato l'utilizzo di cuscinetti obliqui, oppure, dei componenti radiali accoppiati a dei cuscinetti reggispinta. Tuttavia entrambe queste alternative comporterebbero l'implementazione di componenti di dimensioni notevoli che, risultando di difficile alloggiamento, renderebbero tali configurazioni non convenienti dal punto di vista pratico.

La configurazione così ottenuta (Figura 5.15) comporta l'utilizzo di cuscinetti radenti radiali (*boccole*) ed un cuscinetto radente assiale (*ralle*). I carichi assiali saranno sempre diretti lungo il verso che della fine della vite va verso la corona in quanto l'utente toccherà sempre solamente la striscia imponendo quindi un carico ad essa ortogonale. I carichi nel verso opposto si presen-

teranno solo nel momento in cui l'utente utilizza la funzione di modifica manuale della superficie risultando tuttavia trascurabili rispetto ai precedenti. Quindi si adotterà un cuscinetto di tipo assiale per la prima tipologia di carico mentre per la seconda è sufficiente prevedere uno spallamento sulla vite. Questo si appoggerà sulla boccola in modo da impedire lo scorrimento relativo della vite. Il vincolamento assiale della vite da un solo lato permette a questa di scorrere assialmente sul supporto più vicino alla ruota dentata, movimento necessario per non creare sovrasollecitazioni dovute a errori di lavorazione o in generale a deformazioni della vite.

Per quanto riguarda il cuscinetto assiale (ralla) le posizioni possibili sono 4: tra supporto e corona, nelle due posizioni interne tra vite e supporti oppure nel fondo della vite ed il supporto.

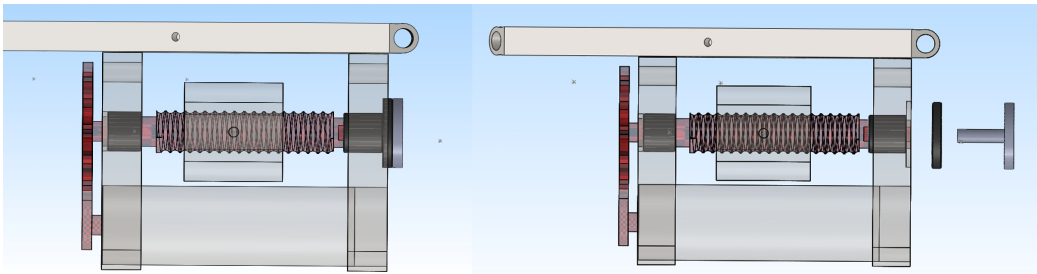


Figura 5.16: Disposizione cuscinetti radenti

Qualsiasi disposizione si scelga nascerà la necessità di adottare un componente che equidistribuisca il carico sulla ralla aumentando la superficie d'appoggio. Infatti come si vedrà nel capitolo relativo ai dimensionanti, un semplice spallamento non è sufficiente a trasmettere in modo adeguato il carico assiale in quanto presenterebbe una superficie di contatto troppo piccola. Risulta quindi necessario aumentare la superficie d'appoggio per ridurre la pressione di contatto mediante un disco di dimensioni adeguate che ruoti assieme alla vite strisciando sulla ralla. Tra le quattro posizioni disponibili si scartano subito quelle interne ai supporti in quanto sottrarrebbero spazio utile alla corsa della chiocciola mentre l'alloggiamento tra supporto e corona risulta scomodo e di scarsa praticità. Si sceglie quindi di porre il cuscinetto assiale al termine della vite utilizzando come componente per trasmettere il moto un disco che verrà fissato alla vite permettendo così di bloccare lo scorrimento assiale relativo e di sopportare i carichi assiali. Nel capitolo corrente tutti i componenti sono rappresentati mediante una schematizzazione semplificata per favorire la comprensione del concept e saranno rappresentati in dettaglio a seguito del capitolo sul dimensionamento.

Assemblando i settori così ottenuti si ottiene la versione definitiva del concept indicata in Figura 5.17

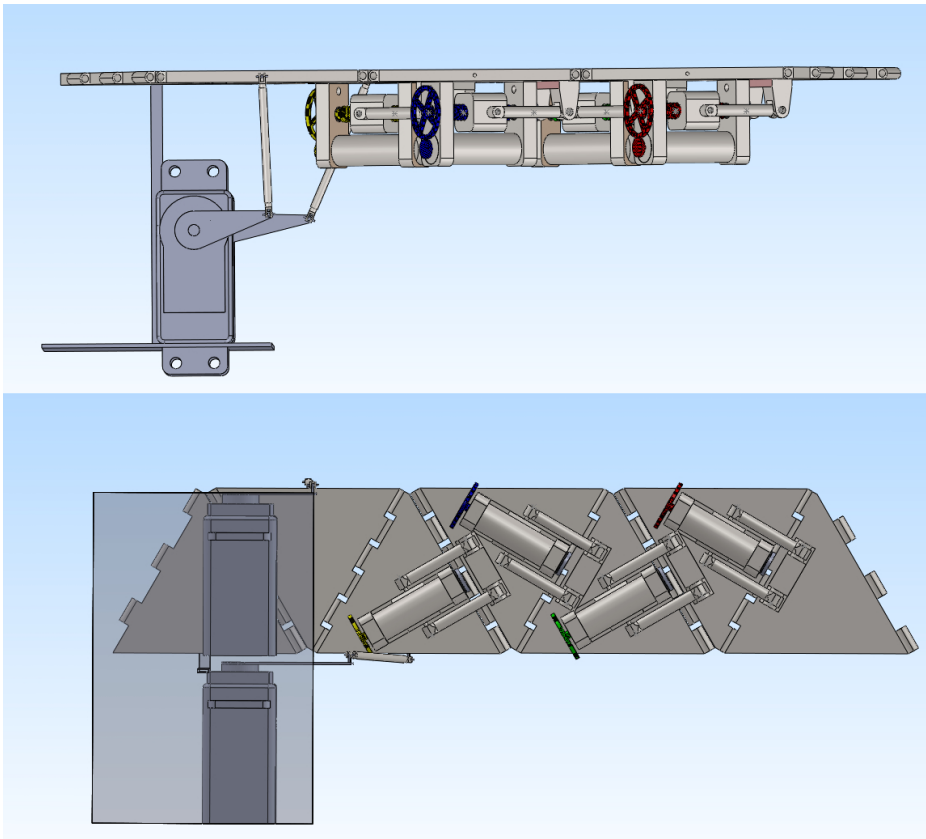


Figura 5.17: Versione definitiva del concept

Ora che il concept ha assunto approssimativamente la configurazione definitiva é possibile ipotizzare le dimensioni degli elementi in modo da effettuare delle simulazioni che permettano di ottenere risultati e parametri vicini a quelli. Analogamente é possibile effettuare un'analisi cinematica in modo da ottenere informazioni relative a posizione, velocità ed accelerazione di ogni punto del meccanismo. Ogni qual volta viene effettuata una modifica di un parametro dimensionale sensibile é possibile rilanciare l'analisi mediante simulazione o mediante analisi cinematica, la cui formulazione sarà riportata nel capitolo seguente in modo formale così da essere implementata al calcolatore.

# Capitolo 6

## Analisi Cinematica

Il meccanismo di un singolo settore può essere schematizzato nei suoi elementi principali come un manovellismo ordinario non centrato dove la coordinata libera è la posizione del corsoio. Essendo il motore collegato al pattino mediante la vite a ricircolo di sfere ed una la coppia di ruota dentate, i cui rapporti di trasmissione non variano, è possibile non inserirli nell'analisi e riportare lo spostamento del pattino alla rotazione del motore semplicemente mediante il rapporto di trasmissione. L'analisi cinematica è stata effettuata utilizzando il metodo vettoriale dove ogni membro è rappresentato da un vettore dando luogo ad una catena cinematica chiusa come illustrato in Figura 6.1. Nella Tabella 6.1 sono indicate la coordinata libera, i termini noti e le incognite.

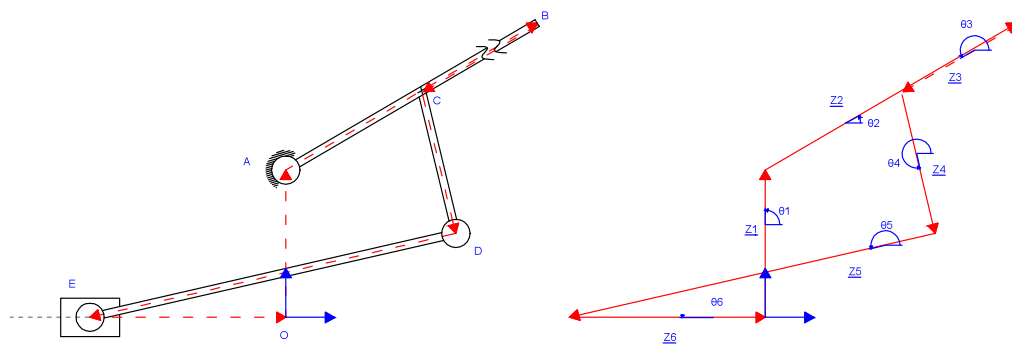


Figura 6.1: Catena cinematica chiusa

## Capitolo 6

---

<i>C.L.</i>	$z_4$
<i>Termini noti</i>	$z_1, z_2, z_3, z_4, \alpha, \theta_1, \theta_1, \theta_6, \theta_3 = (\pi + \theta_2), \theta_4 = (\pi + \alpha + \theta_2)$
<i>Incognite</i>	$\theta_2, \theta_5$

Tabella 6.1: Coordinata libera, termini noti ed incognite

### 6.1 Analisi in posizione

La posizione di ogni membro é rappresentabile come un vettore nel piano complesso dando luogo ad una catena cinematica la cui equazione di chiusura vettoriale sará :

$$\underline{z_1} + \underline{z_2} + \underline{z_3} + \underline{z_4} + \underline{z_5} + \underline{z_6} = 0 \quad (6.1)$$

Che in notazione complessa:

$$z_1 e^{i\theta_1} + z_2 e^{i\theta_2} + z_3 e^{i\theta_3} + z_4 e^{i\theta_4} + z_5 e^{i\theta_5} + z_6 e^{i\theta_6} = 0 \quad (6.2)$$

Proiettando sugli assi reale ed immaginario:

$$\begin{cases} f_{(1)} = z_2 \cos \theta_2 + z_3 \cos \theta_3 + z_4 \cos \theta_4 + z_5 \cos \theta_5 + z_6 = 0 \\ f_{(2)} = z_1 + z_2 \sin \theta_2 + z_3 \sin \theta_3 + z_4 \sin \theta_4 + z_5 \sin \theta_5 = 0 \end{cases} \quad (6.3)$$

Sostituendo le relazioni angolari note:

$$\begin{cases} f_{(1)} = z_2 \cos \theta_2 + z_3 \cos(\pi + \theta_2) + z_4 \cos(\pi + \alpha + \theta_2) + z_5 \cos \theta_5 + z_6 = 0 \\ f_{(2)} = z_1 + z_2 \sin \theta_2 + z_3 \sin(\pi + \theta_2) + z_4 \sin(\pi + \alpha + \theta_2) + z_5 \sin \theta_5 = 0 \end{cases} \quad (6.4)$$

Essendo necessario isolare le incognite si ricorre alle seguenti relazioni trigonometriche:

$$\cos(\pi + \theta_2) = -\cos \theta_2 \quad (6.5)$$

$$\sin(\pi + \theta_2) = -\sin \theta_2 \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned}\cos((\pi + \alpha) + \theta_2) &= \cos(\pi + \alpha) \cos \theta_2 + \sin(\pi + \alpha) \sin \theta_2 \\ &= -\cos \alpha \cos \theta_2 - \sin \alpha \sin \theta_2\end{aligned}\quad (6.7)$$

$$\begin{aligned}\sin((\pi + \alpha) + \theta_2) &= \sin(\pi + \alpha) \cos \theta_2 + \cos(\pi + \alpha) \sin \theta_2 \\ &= -\sin \alpha \cos \theta_2 - \cos \alpha \sin \theta_2\end{aligned}\quad (6.8)$$

Sostituendo tali relazioni nella 6.4 e raccogliendo si ottiene:

$$\begin{cases} f_{(1)} = (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 + z_5 \cos \theta_5 + z_6 = 0 \\ f_{(1)} = z_1 + (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2 + z_5 \sin \theta_5 = 0 \end{cases}\quad (6.9)$$

Tale sistema di equazioni risulta non lineare, quindi, per ottenere i valori delle incognite é necessario adottare un metodo numerico come ad esempio Newton-Raphson. Tale algoritmo impone la scelta arbitraria di un set di soluzioni  $\theta_{2I}$  e  $\theta_{5I}$  di primo tentativo che in generale non soddisfano le equazioni di chiusura dando quindi luogo a dei resti:

$$\begin{cases} (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_{2I} - z_4 \sin \alpha \sin \theta_{2I} + z_5 \cos \theta_{5I} + z_6 = R_x \\ z_1 + (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_{2I} - z_4 \sin \alpha \cos \theta_{2I} + z_5 \sin \theta_{5I} = R_y \end{cases}\quad (6.10)$$

Andando a scegliere un nuovo set di soluzioni che annulli i resti:

$$\theta_{2II} = \theta_{2I} + \Delta\theta_2 \quad \theta_{5II} = \theta_{5I} + \Delta\theta_5 \quad (6.11)$$

Dove i valori di  $\Delta\theta_i$ :

$$\begin{cases} \left( \frac{\partial f_{(1)}}{\partial \theta_2} \right) \Big|_{\theta_2=\theta_{2I}} \Delta\theta_2 + \left( \frac{\partial f_{(1)}}{\partial \theta_5} \right) \Big|_{\theta_5=\theta_{5I}} \Delta\theta_5 = -R_x \\ \left( \frac{\partial f_{(2)}}{\partial \theta_2} \right) \Big|_{\theta_2=\theta_{2I}} \Delta\theta_2 + \left( \frac{\partial f_{(2)}}{\partial \theta_5} \right) \Big|_{\theta_5=\theta_{5I}} \Delta\theta_5 = -R_y \end{cases}\quad (6.12)$$

$$\begin{cases} [(-z_2 + z_3 + z_4 \cos \alpha) \sin \theta_{2I} - z_4 \sin \alpha \cos \theta_{2I}] \cdot \Delta\theta_2 - [z_5 \sin \theta_{5I}] \cdot \Delta\theta_5 = -R_x \\ [(z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_{2I} + z_4 \sin \alpha \sin \theta_{2I}] \cdot \Delta\theta_2 + [z_5 \cos \theta_{5I}] \cdot \Delta\theta_5 = -R_y \end{cases}\quad (6.13)$$

Esprimendo in forma matriciale:

$$\begin{bmatrix} ((-z_2 + z_3 + z_4 \cos \alpha) \sin \theta_{2I} - z_4 \sin \alpha \cos \theta_{2I}) & z_5 \sin \theta_{5I} \\ ((z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_{2I} + z_4 \sin \alpha \sin \theta_{2I}) & z_5 \cos \theta_{5I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\theta_2 \\ \Delta\theta_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R_x \\ -R_y \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

$$[A] \cdot [\Delta\theta] = [R] \quad (6.15)$$

Risolvendo si ottengono i valori di  $\Delta\theta$  cercati:

$$[\Delta\theta] = [A]^{-1} \cdot [R] \quad (6.16)$$

É ora possibile calcolare il nuovo set di soluzioni secondo la 6.11 che sostituite nel sistema di equazioni di chiusura permettono il calcolo di nuovi resti. Se i resti sono inferiori alla tolleranza prefissata la soluzione é stata ottenuta, altrimenti si procede al calcolo di nuovi valori di  $\Delta\theta_i$  fino a convergenza della soluzione. Essendo ora noti tutti i parametri é possibile calcolare la posizione di tutti i punti del meccanismo.

## 6.2 Analisi in velocità

Per ottenere la velocità del manovellismo é possibile tornare all'equazione di chiusura (6.1) e derivarla rispetto al tempo:

$$\dot{z}_1 + \dot{z}_2 + \dot{z}_3 + \dot{z}_4 + \dot{z}_5 + \dot{z}_6 = 0 \quad (6.17)$$

Che in notazione complessa:

$$i\dot{\theta}_1 z_1 e^{i\theta_1} + i\dot{\theta}_2 z_2 e^{i\theta_2} + i\dot{\theta}_3 z_3 e^{i\theta_3} + i\dot{\theta}_4 z_4 e^{i\theta_4} + i\dot{\theta}_5 z_5 e^{i\theta_5} + i\dot{\theta}_6 z_6 e^{i\theta_6} = 0 \quad (6.18)$$

Ovvero:

$$\begin{aligned} & \dot{\theta}_1 z_1 e^{i(\theta_1+\pi/2)} + \dot{\theta}_2 z_2 e^{i(\theta_2+\pi/2)} + \dot{\theta}_3 z_3 e^{i(\theta_3+\pi/2)} + \\ & + \dot{\theta}_4 z_4 e^{i(\theta_4+\pi/2)} + \dot{\theta}_5 z_5 e^{i(\theta_5+\pi/2)} + \dot{\theta}_6 z_6 e^{i(\theta_6+\pi/2)} = 0 \end{aligned} \quad (6.19)$$



Proiettando sugli assi reale ed immaginario e svolgendo le medesime semplificazioni trigonometriche effettuate nell'analisi in posizione:

$$\begin{cases} (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 \dot{\theta}_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 + z_5 \sin \theta_5 \dot{\theta}_5 + \dot{z}_6 = 0 \\ \dot{z}_1 + (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 \dot{\theta}_2 + z_5 \cos \theta_5 \dot{\theta}_5 = 0 \end{cases} \quad (6.20)$$

Come si può notare la derivazione rispetto al tempo ha portato, a differenza del caso in posizione, ad un'equazione lineare. Esprimendo in forma matriciale:

$$\begin{bmatrix} (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2 & z_5 \sin \theta_5 \\ (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 & z_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{z}_6 \\ -\dot{z}_1 \end{bmatrix} \quad (6.21)$$

Risolvendo si ottengono le incognite cercate:

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2 & z_5 \sin \theta_5 \\ (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 & z_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -\dot{z}_6 \\ -\dot{z}_1 \end{bmatrix} \quad (6.22)$$

Essendo ora noti tutti i parametri é possibile calcolare la velocità di tutti i punti del meccanismo.

### 6.3 Analisi in accelerazione

Un'ulteriore derivazione dell'equazione di chiusura porta a definire le accelerazioni del sistema:

$$\ddot{z}_1 + \ddot{z}_2 + \ddot{z}_3 + \ddot{z}_4 + \ddot{z}_5 + \ddot{z}_6 = 0 \quad (6.23)$$

Che in notazione complessa:

$$\begin{aligned} & (i\ddot{\theta}_1 z_1 e^{i\theta_1} - \dot{\theta}_1^2 z_1 e^{i\theta_1}) + (i\ddot{\theta}_2 z_2 e^{i\theta_2} - \dot{\theta}_2^2 z_2 e^{i\theta_2}) + (i\ddot{\theta}_3 z_3 e^{i\theta_3} - \dot{\theta}_3^2 z_3 e^{i\theta_3}) \\ & \cdot (i\ddot{\theta}_4 z_4 e^{i\theta_4} - \dot{\theta}_4^2 z_4 e^{i\theta_4}) + (i\ddot{\theta}_5 z_5 e^{i\theta_5} - \dot{\theta}_5^2 z_5 e^{i\theta_5}) + (i\ddot{\theta}_6 z_6 e^{i\theta_6} - \dot{\theta}_6^2 z_6 e^{i\theta_6}) = 0 \end{aligned} \quad (6.24)$$

Che con la medesima scomposizione fornisce (per comodità di notazione è stata espressa mediante sommatoria):

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^6 \left( -\ddot{\theta}_j z_j \sin \theta_j - \dot{\theta}_j^2 z_j \cos \theta_j \right) = 0 \\ \sum_{j=1}^6 \left( \ddot{\theta}_j z_j \cos \theta_j - \dot{\theta}_j^2 z_j \sin \theta_j \right) = 0 \end{cases} \quad (6.25)$$

Da cui è possibile ricavare le accelerazioni incognite rendendo note le accelerazioni di ogni punto del sistema.

### 6.4 Studio delle singolarità

Terminata l'analisi cinematica, risulta utile andare a valutare le eventuali posizioni di singolarità del meccanismo. Infatti in tali configurazioni ci si trova in una condizione di difficoltà (o impossibilità) di movimento in alcune direzioni. Un meccanismo è in configurazione singolare quando il determinante dello Jacobiano è nullo, quindi:

$$[J] = \begin{bmatrix} (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2 & z_5 \sin \theta_5 \\ (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 & z_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \quad (6.26)$$

$$\begin{aligned} \det(J) &= [(z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2] \cdot [z_5 \sin \theta_5] - \\ & - [(z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2] \cdot [z_5 \sin \theta_5] = 0 \end{aligned} \quad (6.27)$$

Effettuando opportune semplificazioni trigonometriche si ottiene:

$$[z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha] \sin(\theta_2 - \theta_5) = [z_4 \sin \alpha] \cos(\theta_2 - \theta_5) \quad (6.28)$$

Tale relazione é soddisfatta in particolare nel caso dove il segmento congiungente i punti A e D e la biella E-D hanno la stessa inclinazione risultando quindi tangenti (Figura 6.2).

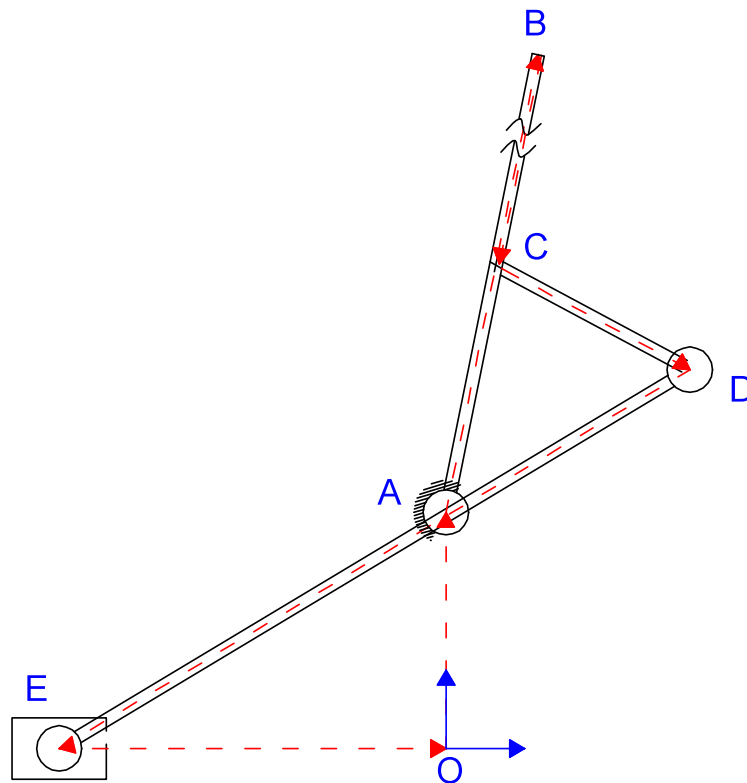


Figura 6.2: Configurazioni di singolaritá

A tale conclusione si poteva anche giungere mediante la definizione di *angolo di trasmissione*: angolo compreso tra la velocità assoluta del punto D e la velocità relativa del movente sempre nel punto D. Quando  $\mu = 0$  si é in presenza di una configurazione di singolaritá (Figura 6.3).

Come risulta intuitibile, se si considera il campo di lavoro del meccanismo, non si raggiungerá tale configurazione in quanto richiederebbe una collisione tra i componenti e quindi non sono presenti singolaritá nel dominio di lavoro.

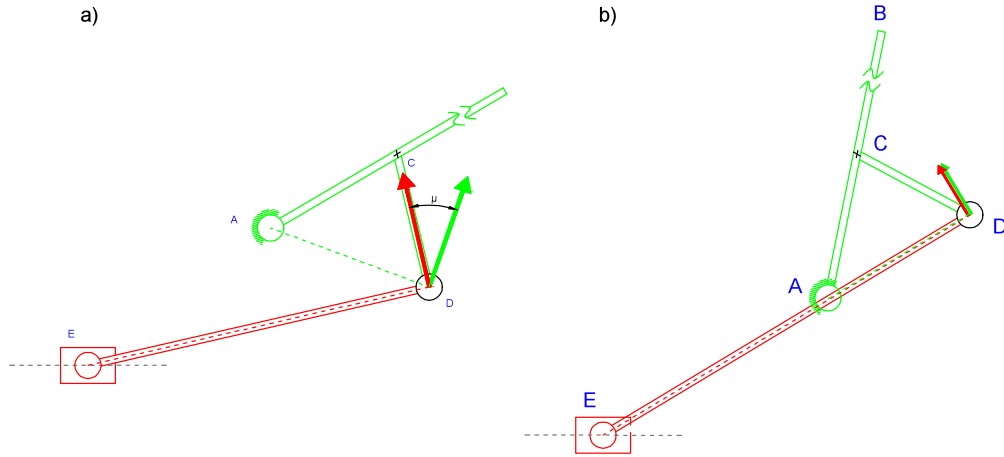


Figura 6.3: Angolo di trasmissione

## 6.5 Inversione cinematica

Mediante l'analisi cinematica é possibile ottenere posizione, velocità ed accelerazione di ogni punto del sistema al variare della coordinata libera cioè della posizione del corsoio. Quindi esso risulta essere il movente mentre il bilanciére il cedente e sará proprio quest'ultimo a dover rispettare una determinata legge di moto. Risulta quindi necessario sapere quale legge assegnare al corsoio (quindi al motore) affinché il bilanciére compia moto voluto. Per ottenere tali relazioni si utilizza la cinematica inversa ponendo il bilanciére come coordinata e studiando il comportamento del corsoio.

Partendo dalla medesima equazione di chiusura dell'analisi diretta:

$$\begin{cases} (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 - z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 + z_5 \cos \theta_5 + z_6 = 0 \\ z_1 + (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2 + z_5 \sin \theta_5 = 0 \end{cases} \quad (6.29)$$

E ponendo  $\theta_2$  come coordinata libera é possibile ricavare  $\theta_5$  e di conseguenza  $z_6$ :

$$\theta_5 = \arcsin \frac{z_1 + (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \sin \theta_2 - z_4 \sin \alpha \cos \theta_2}{z_5} = 0 \quad (6.30)$$

$$z_6 = z_4 \sin \alpha \sin \theta_2 - z_5 \cos \theta_5 - (z_2 - z_3 - z_4 \cos \alpha) \cos \theta_2 \quad (6.31)$$

Analogamente dalle 6.20 e 6.25 é possibile ricavare le espressioni di  $\dot{z}_6$  e  $\ddot{z}_6$ . Essendo quindi noti i legami tra posizione, velocità ed accelerazione tra movente e cedente é possibile andare a ricavare la legge di moto che il movente dovrà eseguire affinché il cedente svolga quella assegnata.

## 6.6 Leggi di moto adimensionali

I moti richiesti dal cedente possono essere scomposti in una successione di tratti di salita e discesa (eventualmente inframmezzati da arresti), ciascuno dei quali é caratterizzato da un'alzata  $h$  e dal corrispondente tempo di avanzamento  $t_a$ : questi tratti sono individuati dal fatto che il cedente deve rispettare i vincoli di progetto nei punti iniziale e finale dell'alzata (*punti di precisione*), esso dovrà cioè assumere una posizione e valori di velocità prefissati. Il meccanismo in esame rientra in un caso particolare, ma frequente, in cui detta  $\theta_2 = \theta_2(t)$  la legge di moto vincoli nei punti di precisione sono:

$$\theta_2(0) = 0 \quad \theta_2(t_a) = h \quad \dot{\theta}_2(0) = 0 \quad \dot{\theta}_2(t_a) = 0 \quad (6.32)$$

Assegnati l'alzata  $h$  e il tempo di avanzamento  $t_a$  non é precisamente definita la legge di moto che può assumere andamenti differenti che, come si vedrà, sono più evidenti nei diagrammi delle accelerazioni. Per lo studio delle leggi di moto é conveniente mettere in evidenza l'influenza della *forma* delle leggi facendo riferimento a diagrammi *adimensionali*. A tal fine si possono dividere ascisse e ordinate per grandezze di riferimento che in questo caso viene spontaneo individuare nell'alzata  $h$  e nel tempo di avanzamento  $t_a$ . In tal modo ci si può riferire ad un diagramma *adimensionale*  $\Theta_2(\xi)$  legato alla effettiva legge di moto  $\theta_2(t)$  delle relazioni:

$$\theta_2(t) = h\Theta_2(\xi) \quad t = t_a\xi \quad (6.33)$$

$\Theta_2 = \Theta_2(\xi)$  é una funzione definita per  $0 < \xi < 1$  ed assume come estremi 0 e 1. Per dimensionalizzare spostamento, velocità ed accelerazione é sufficiente invertire e derivare la 6.33

$$\begin{aligned} \theta_2(t) &= h \Theta_2 \left( \frac{t}{t_a} \right) = h \Theta_2(\xi) \\ \dot{\theta}_2(t) &= \frac{h}{t_a} \dot{\Theta}_2 \left( \frac{t}{t_a} \right) = \frac{h}{t_a} \dot{\Theta}_2(\xi) \\ \ddot{\theta}_2(t) &= \frac{h}{t_a^2} \ddot{\Theta}_2 \left( \frac{t}{t_a} \right) = \frac{h}{t_a^2} \ddot{\Theta}_2(\xi) \end{aligned} \quad (6.34)$$

Si procederá ora assegnando una legge di moto adimensionale al movente, questa verrá dimensionalizzata con dei valori ipotetici pari a  $t_a = 3s$   $h = \pi/3$  che corrisponderanno ad uno spostamento del bilanciere da  $-\pi/6$  a  $+\pi/6$ . Mediante l'espressione dello spostamento di  $z_6$  (6.31) e le relative derivazioni per velocità ed accelerazione si otterrá la legge di moto che il movente dovrá seguire. Infine si adimensionalizzerá tale legge cosí da poterne avere un espressione valida in generale. Per la dimensionalizzazione rappresentata si sono assunti valori approssimativamente reali che verranno modificati ogni qual volta un parametro del concept varia rieffettuando l'analisi. Tali valori assunti sono  $z_1 = 8.5mm$ ,  $z_2 = 44mm$ ,  $z_3 = 37.5mm$ ,  $z_4 = 8.5mm$ ,  $z_5 = 21.5mm$ ,  $\alpha = 90^\circ$ ,  $t_a = 3s$

### 6.6.1 Legge ad accelerazione costante simmetrica

La legge ad accelerazione simmetrica presenta un andamento costante dell'accelerazione e ha la caratteristica peculiare di garantire il minimo coefficiente di accelerazione massima. Tale caratteristica minimizza quindi le forze legate alle accelerazioni cioè quelle inerziali.

Le espressioni della legge di moto sono le seguenti:

$$0 < \xi < \frac{1}{2} \quad \left\{ \begin{array}{l} \ddot{\Theta}_2(\xi) = 4 \\ \dot{\Theta}_2(\xi) = 4\xi \\ \Theta_2(\xi) = 2\xi^2 \end{array} \right. \quad \frac{1}{2} < \xi < 1 \quad \left\{ \begin{array}{l} \ddot{\Theta}_2(\xi) = -4 \\ \dot{\Theta}_2(\xi) = -4\xi + 4 \\ \Theta_2(\xi) = -2\xi^2 + 4\xi - 1 \end{array} \right. \quad (6.35)$$

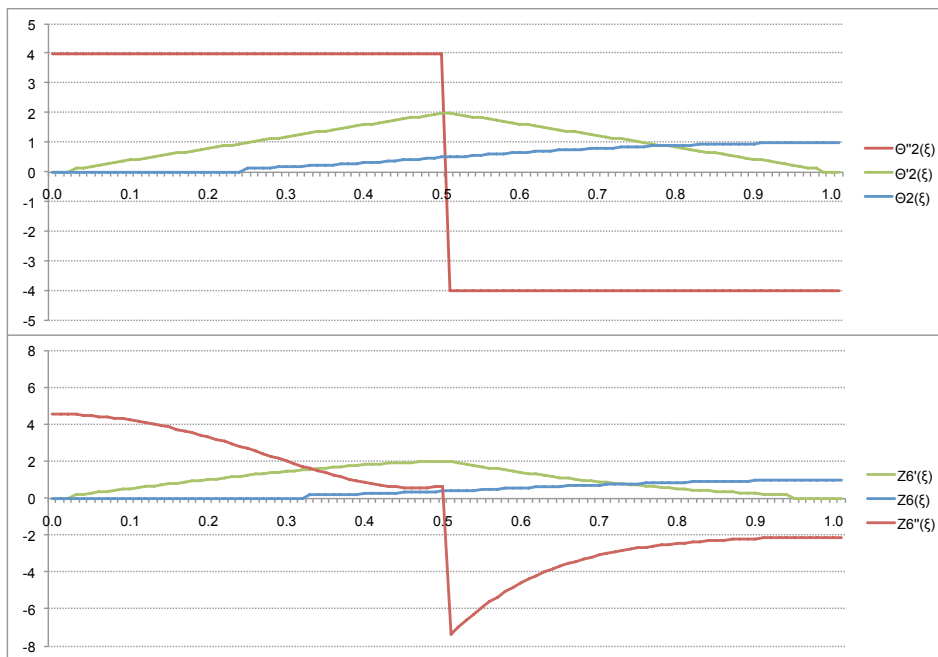


Figura 6.4: Legge simmetrica: grafici adimensionali di movente e cedente

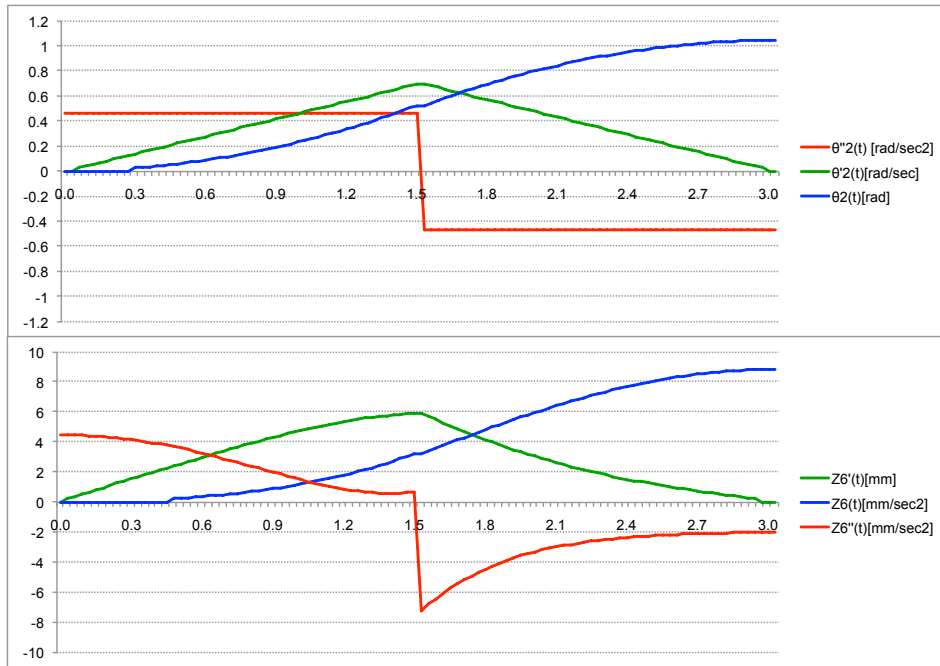


Figura 6.5: Legge simmetrica: grafici dimensionali di movente e cedente

### 6.6.2 Legge cubica

La legge cubica presenta la particolare caratteristica di avere il valore massimo di velocità in corrispondenza del valore minimo di accelerazione. Concettualmente ciò permette di minimizzare la potenza richiesta in quanto questa é esprimibile come il prodotto tra forze (in questo caso inerziali) e velocità.

Le espressioni della legge di moto sono le seguenti:

$$\begin{cases} \ddot{\Theta}_2(\xi) = 6(1 - 2\xi) \\ \dot{\Theta}_2(\xi) = 6\xi(1 - \xi) \\ \Theta_2(\xi) = 3\xi^2(1 - 2\xi) \end{cases} \quad (6.36)$$



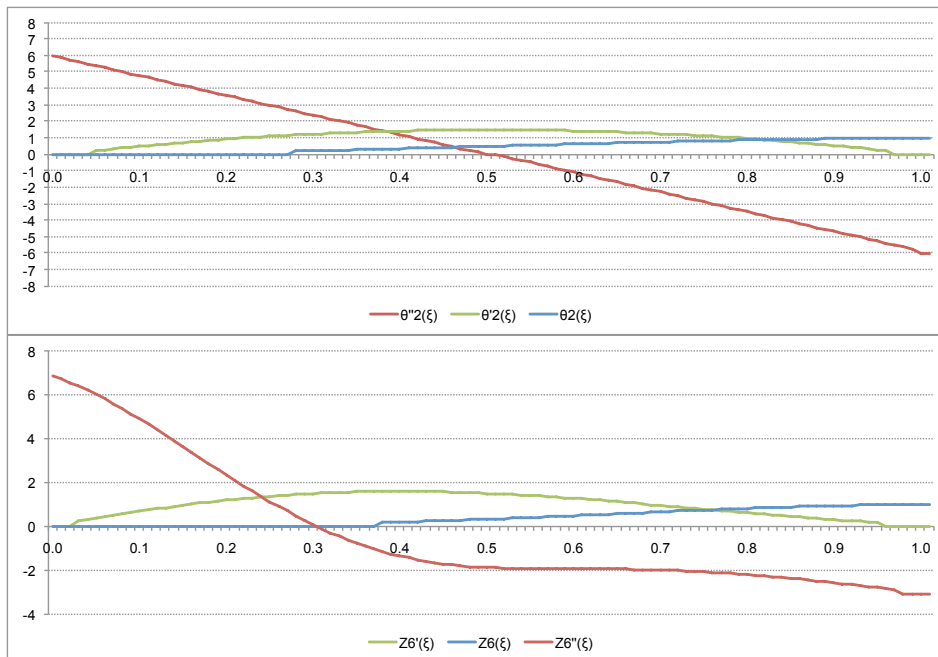


Figura 6.6: Legge cubica: grafici adimensionali di movente e cedente

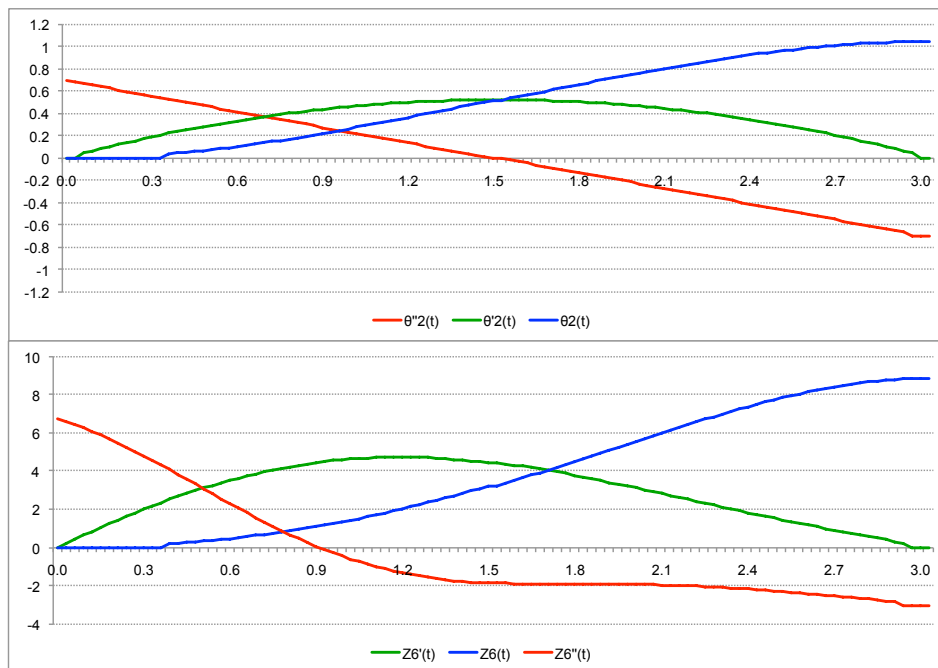


Figura 6.7: Legge cubica: grafici dimensionali di movente e cedente

### 6.6.3 Legge cicloidale

La legge cicloidale ha la caratteristica di non presentare brusche variazioni di accelerazione, le quali, generano forti variazioni della forza di inerzia che corrispondono, per l'inevitabile elasticità del sistema, a delle oscillazioni. Quindi la legge cicloidale ben si presta ad essere utilizzata nel caso sia necessario andare a limitare le vibrazioni.

Le espressioni della legge di moto sono le seguenti:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\Theta}_2(\xi) = 2\pi \sin(2\pi\xi) \\ \dot{\Theta}_2(\xi) = 1 - \cos(2\pi\xi) \\ \Theta_2(\xi) = \xi - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\xi) \end{array} \right. \quad (6.37)$$

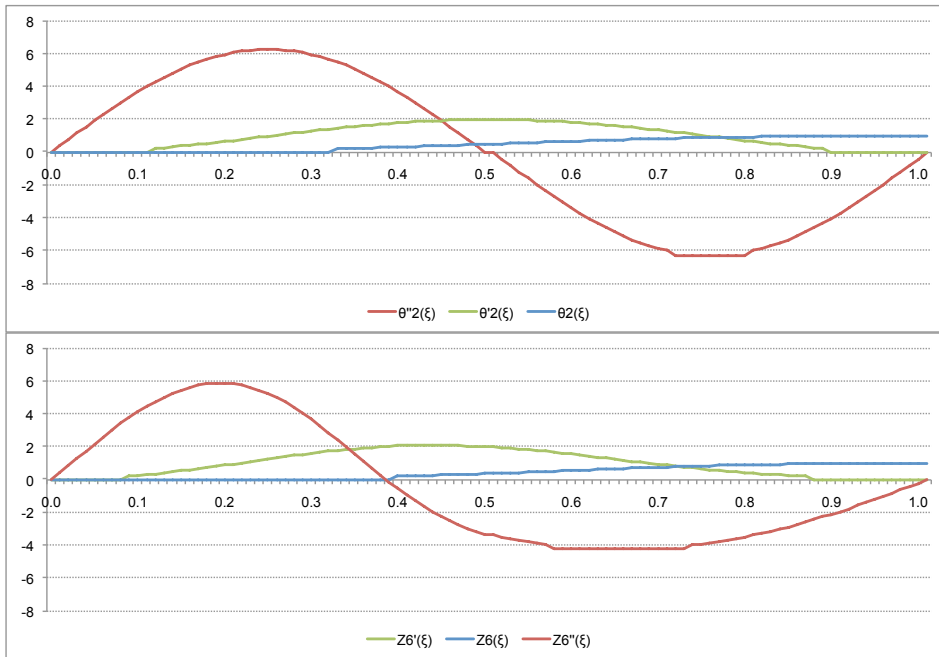


Figura 6.8: Legge cicloidale: grafici adimensionali di movente e cedente

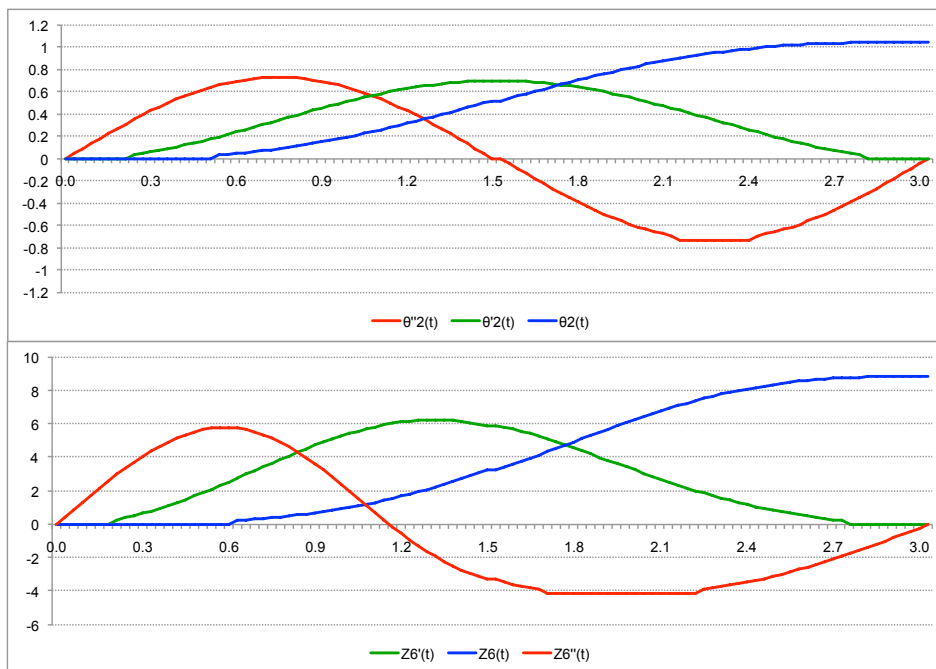


Figura 6.9: Legge cicloidale: grafici dimensionali di movente e cedente

### 6.6.4 Confronto tra leggi di moto

É ora possibile confrontare gli andamenti di accelerazione, velocità e spostamento del movente e del cedente al variare della legge di moto sia in forma adimensionale che dimensionale. Tali rappresentazioni sono riportate nei grafici che seguiranno nelle pagine seguenti.

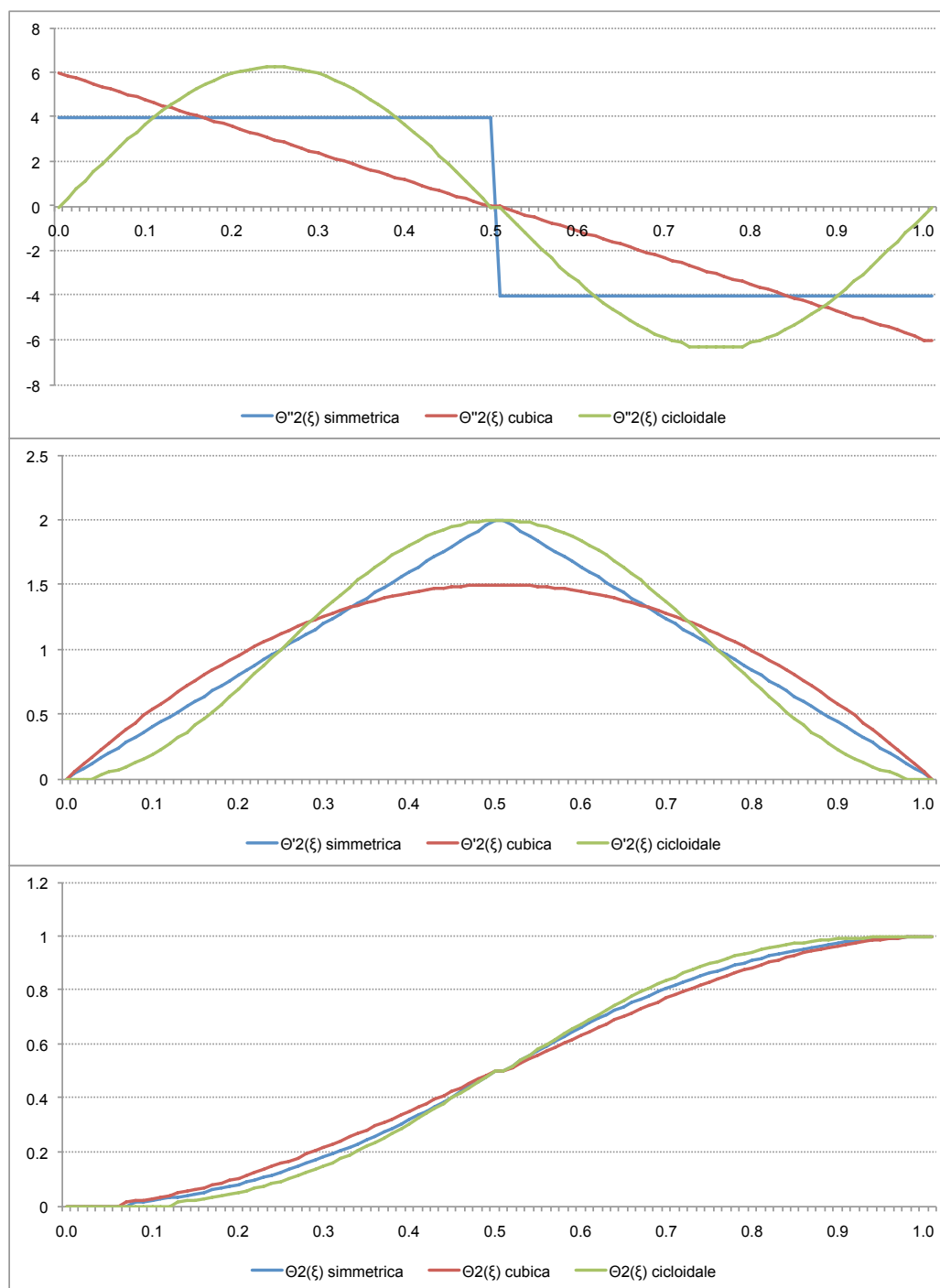


Figura 6.10: Confronto tra leggi adimensionali cedente

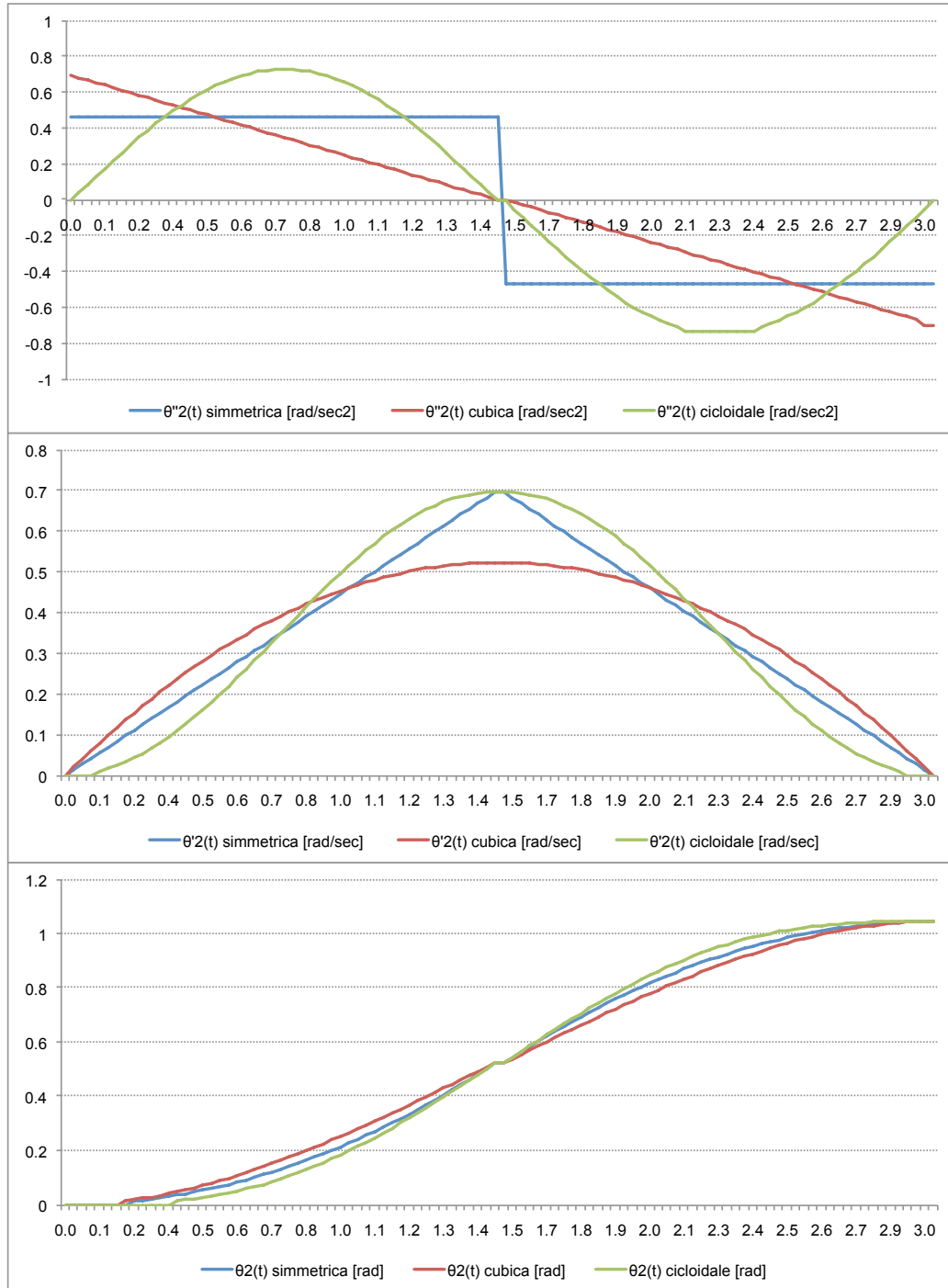


Figura 6.11: Confronto tra leggi dimensionali cedente

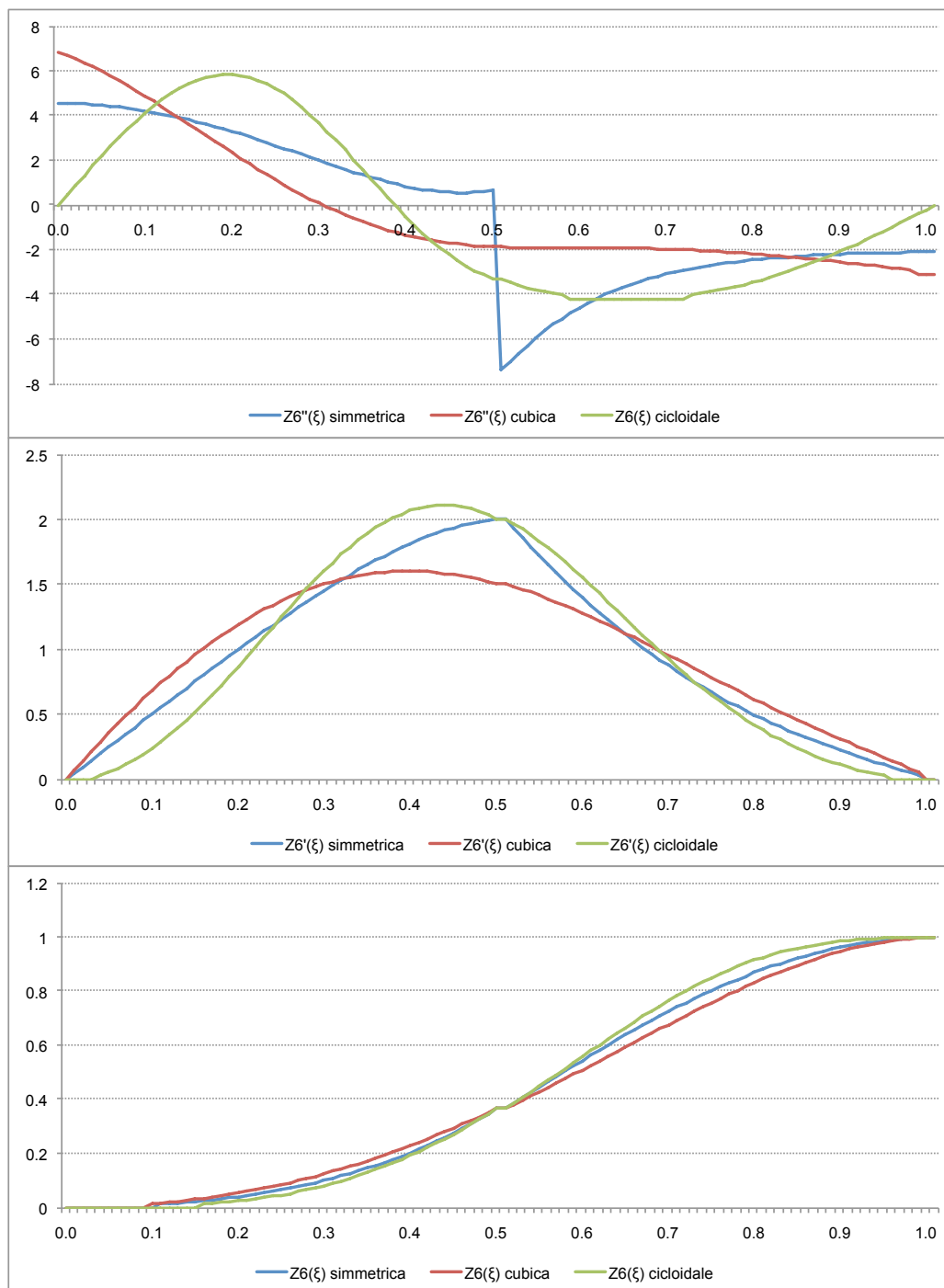


Figura 6.12: Confronto tra leggi adimensionali movente

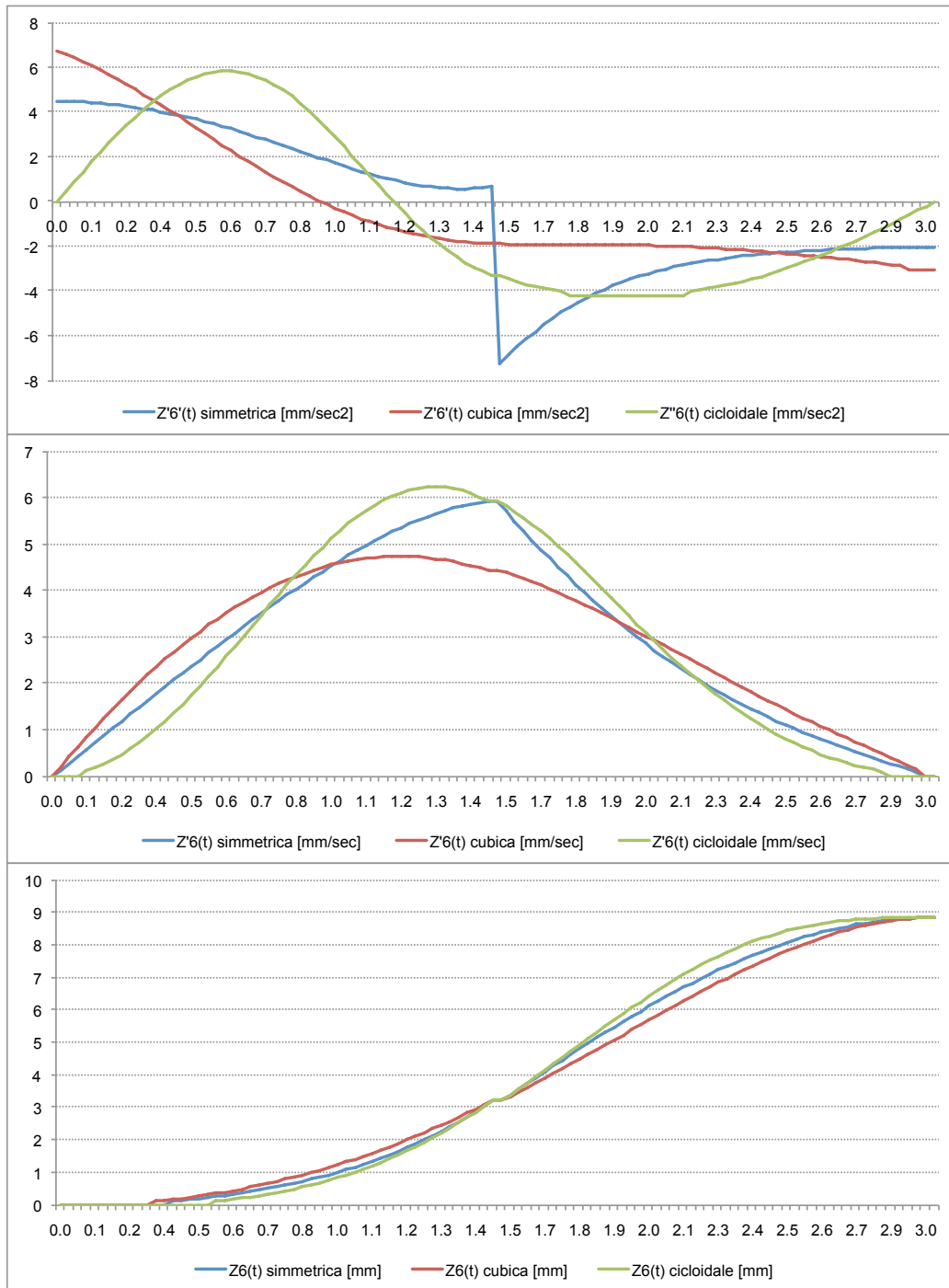


Figura 6.13: Confronto tra leggi dimensionali movente





# Capitolo 7

## Identificazione ed ottimizzazione dei parametri di influenza

Ora che il concept é definito il passo successivo risulta essere l'identificazione dei parametri che influiscono sul dimensionamento dei vari componenti e il loro proporzionamento, procedimento che si é dimostrato notevolmente complesso e dispendioso. Infatti ogni modifica sui componenti comporta variazioni di svariati fattori tra i quali l'andamento delle coppie motrici richieste, la velocità di rotazione del motore e la corsa della chiocciola necessaria (conseguentemente la lunghezza della vite). Tali variazioni si ripercuotono sulle dimensioni e sulle posizioni di tutti i componenti che potrebbero portare ad infattibilità o collisioni. Si andrà ora ad analizzare in modo sintetico i parametri di influenza in modo da poter descrivere il procedimento seguito. In alcuni casi, volendo mettere in evidenza le variazioni degli andamenti dei parametri e non i valori specifici, verranno volontariamente omessi i valori numerici dei grafici per permettere al lettore di seguire il processo concettuale.

### 7.1 Identificazione del caso di carico

Le coppie motrici, carichi radiali ed assiali variano al variare del punto di applicazione del carico. Sono stati effettuati vari studi per identificare il caso peggiore così da poter effettuare i dimensionanti a favore della sicurezza. Di

## Capitolo 7

seguito si riporteranno solo i casi di maggior interesse come l'applicazione del carico al vertice estremo dell'ultimo settore, nel punto medio del lato e al centro della faccia.

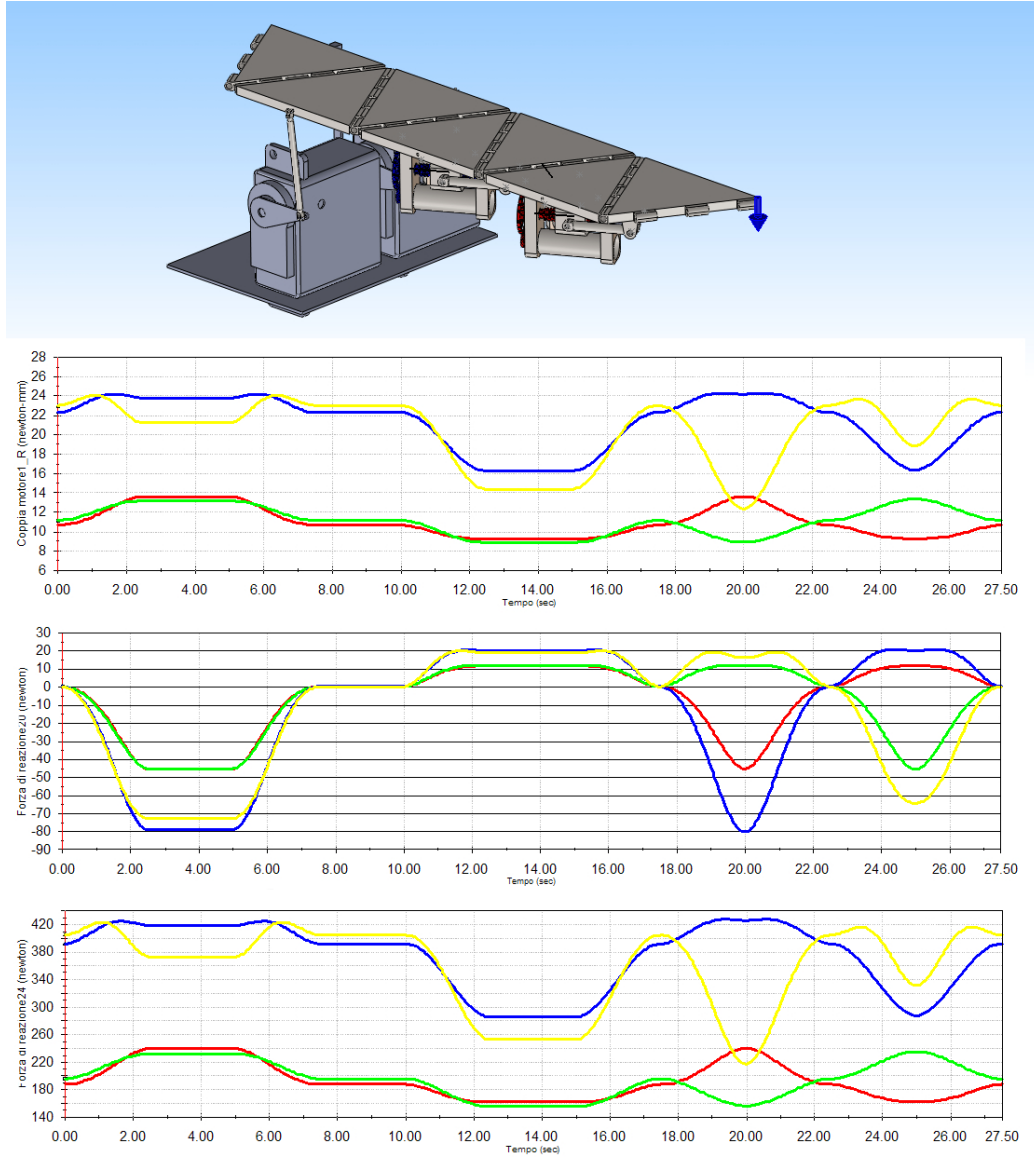


Figura 7.1: Carico applicato sul vertice opposto al giunto di cerniera

Come risulta intuibile il caso di carico dove coppie motrici, carichi assiali e radiali risultano maggiori é quello con il carico applicato sul vertice opposto al giunto di cerniera. In particolare si notano le differenze nel motore 1 (i cui valori sono indicati nei grafici con il colore rosso) in quanto l'applicazione del

## Identificazione ed ottimizzazione dei parametri di influenza

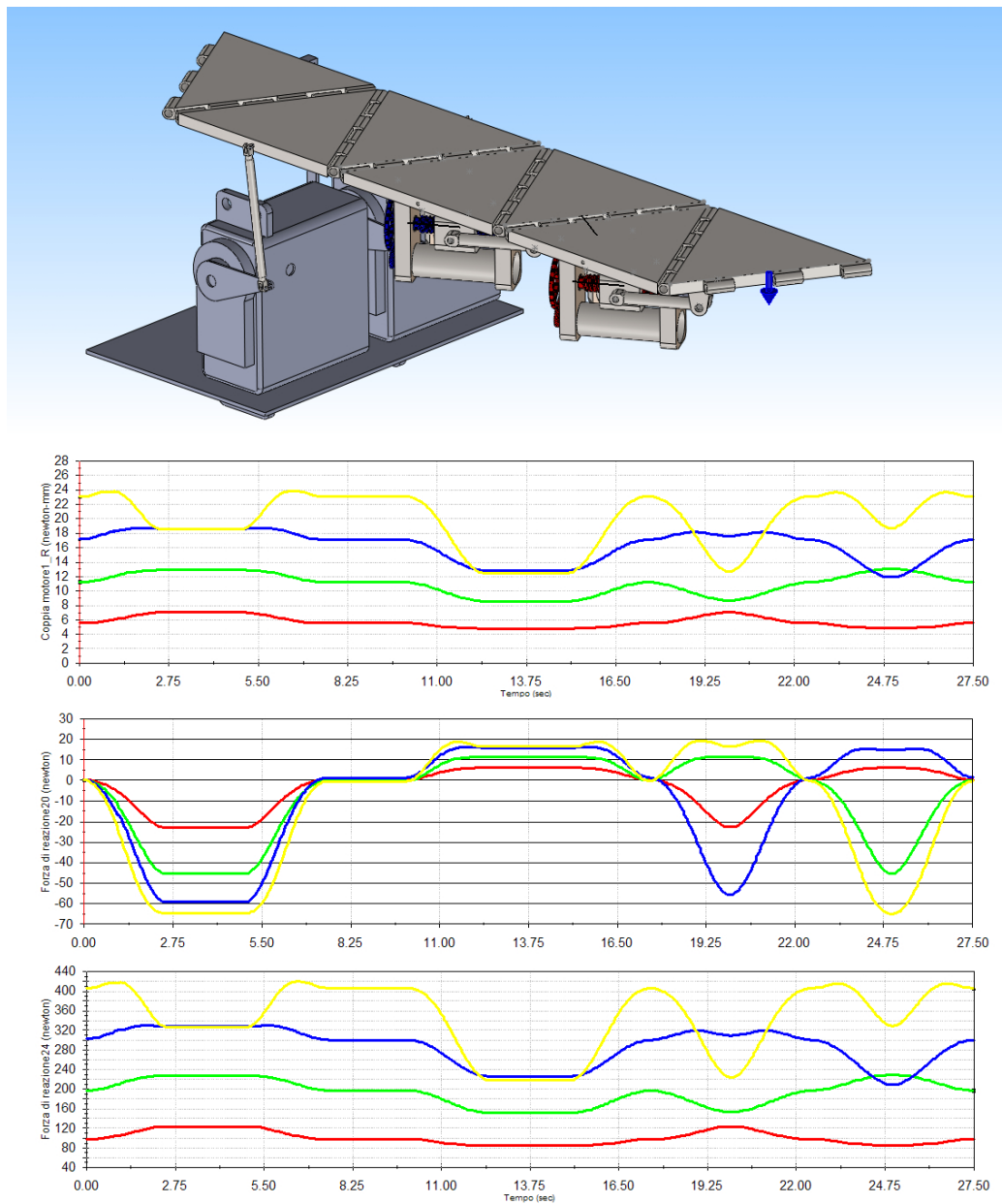


Figura 7.2: Carico applicato nel punto mediano dello spigolo

carico in punti diversi comporta il modificarsi del braccio e conseguentemente della coppia necessaria. Si assumono quindi come dati utili per il progetto quelli ricavati con il primo caso di carico.

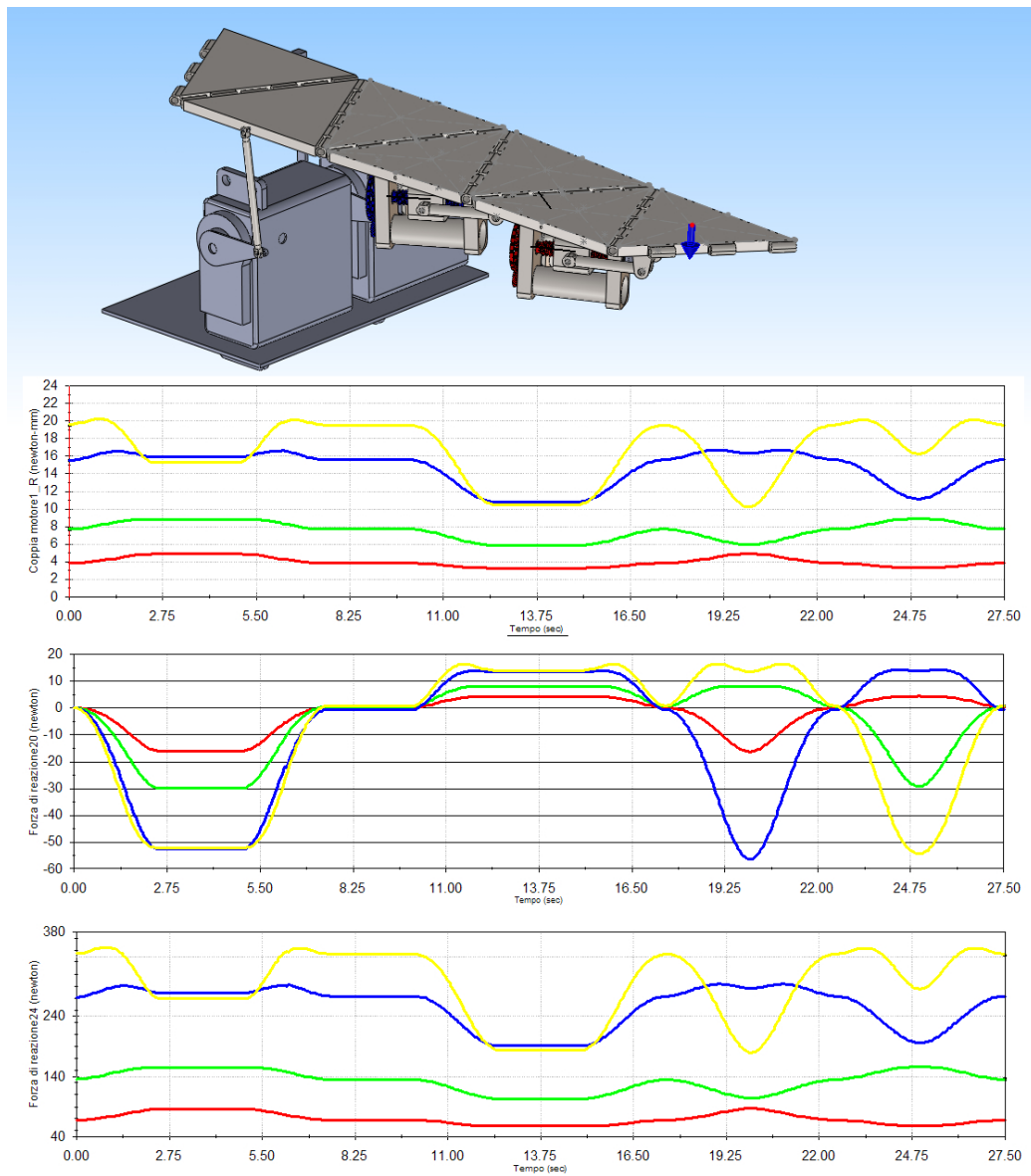


Figura 7.3: Carico applicato al centro della faccia del settore

## 7.2 Ciclo di lavoro

Il ciclo di lavoro utilizzato é il medesimo utilizzato nel capitolo precedente, tuttavia per non gravare eccessivamente sulla velocità dei motori si é deciso, come rappresentato in Figura 7.4, di dilatare ogni step di mezzo secondo passando da 2.5 a 3 secondi per ogni operazione elementare. Tale ciclo non rappresenta il reale funzionamento del sistema ma viene assunto come ciclo per le simulazioni in quanto permette ai meccanismi di assumere tutte le posi-

## Identificazione ed ottimizzazione dei parametri di influenza

zioni possibili garantendo così l'analisi dettagliata anche nelle configurazioni più gravose.

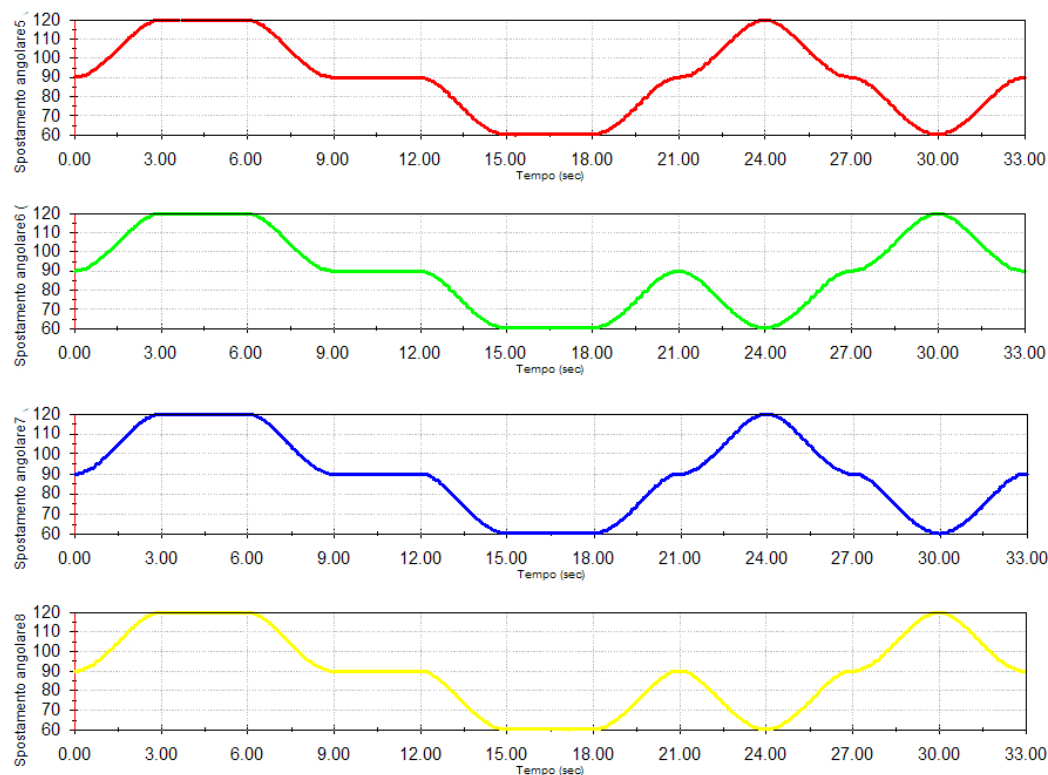


Figura 7.4: Andamento degli spostamenti angolari dei settori di controllo relativi

Anche in questo caso i motori 2 e 4 differiscono per la parte finale in modo da realizzare la torsione della superficie.

## 7.3 Identificazione dei parametri di influenza

### 7.3.1 Inclinazione nominale della biella

L'inclinazione nominale della biella, ovvero l'angolo che questa assume rispetto alla vite quando il settore controllato risulta essere orizzontale, influisce notevolmente su coppie motrici, carichi agenti e velocità di rotazione.

Come riportato in Figura 7.5 all'aumentare dell'altezza del supporto del piede di biella la coppia motrice richiesta diminuisce portando però all'aumento della velocità di rotazione del motore per garantire le medesime prestazioni. Tuttavia il fattore che viene maggiormente influenzato sono i carichi

## Capitolo 7

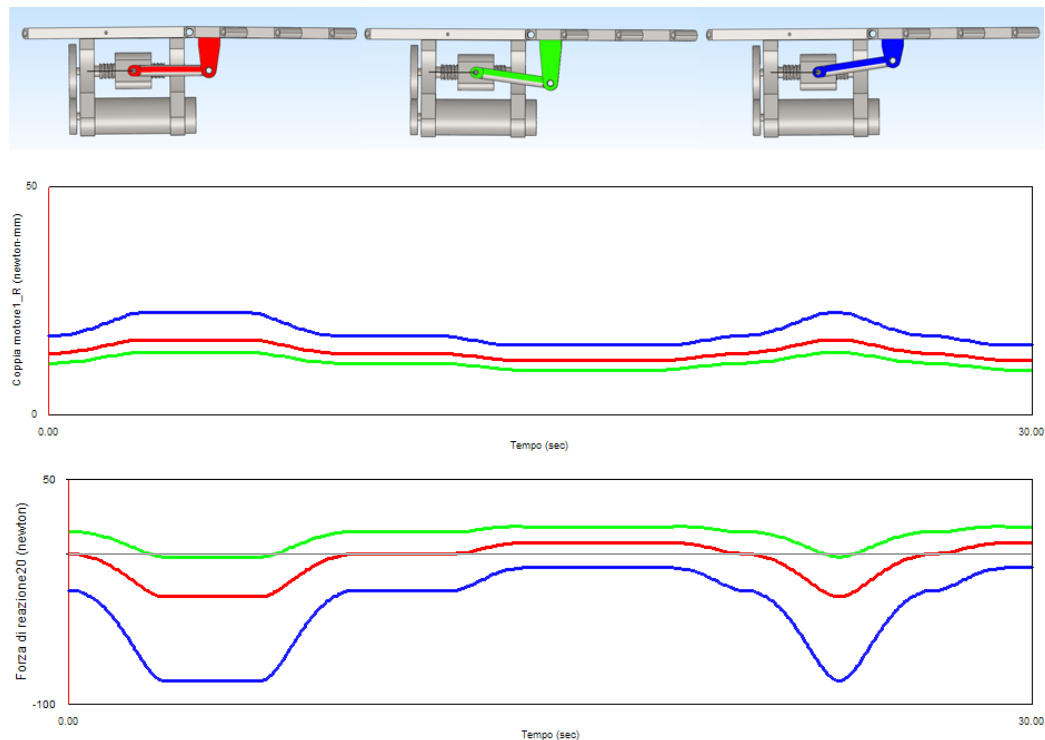


Figura 7.5: Variazione coppie motrici e carichi assiali al variare dell'inclinazione nominale della biella

radiali, infatti, con la biella inclinata i valori assoluti dei carichi radiali aumentano. I valori negativi di quest'ultimi rispecchiano solamente l'inversione del carico rispetto al sistema di riferimento quindi il segno non ha influenza in questo caso, infatti se ne considera solo il modulo. Il caso con la biella in posizione nominale parallela alla vite ha il vantaggio di garantire valori prossimi allo zero di carichi radiali quando il sistema assume la posizione totalmente orizzontale. Quindi considerando tale pregio e avendo la necessità di minimizzare i carichi radiali affinché non ci sia un'eccessiva inflessione della vite (la quale è concepita per operare assialmente) e per non gravare eccessivamente sui cuscinetti radenti, si sceglie la configurazione in cui la biella in posizione nominale è parallela alla vite. Inoltre tale assunzione fa sì che i valori più alti dei carichi radiali si presentino quando la chiocciola si trova nelle posizioni estreme. Essendo possibile schematizzare la vite come una trave appoggiata, si avrà che i valori più alti dei carichi si presenteranno quando questi si troveranno vicino ai supporti (appoggi), caso favorevole per non incorrere in eccessive inflessioni. Tale scelta impone che gli interassi di entrambi i perni di biella siano equidistanti dai rispettivi settori triangolari come indicato in Figura 7.6.

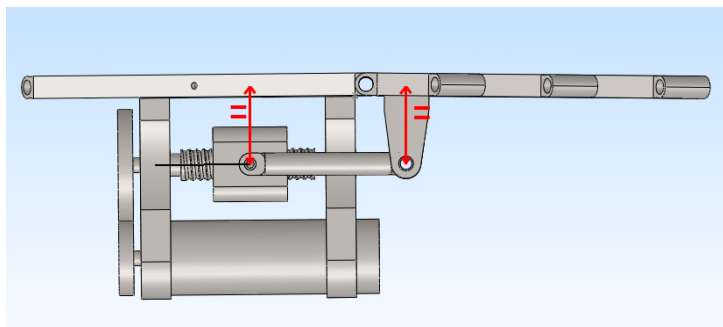


Figura 7.6: Interassi perni equidistanti dai settori triangolari

### 7.3.2 Posizione interasse vite

Il posizionamento dell'interasse della vite, o meglio, la sua distanza dal settore triangolare è un altro parametro che va ad influenzare particolarmente le prestazioni e la fattibilità del sistema. All'aumentare di tale distanza diminuisce la coppia motrice ma aumenta la velocità di rotazione del motore necessaria a mantenere la parità di prestazioni. Inoltre cresce la corsa necessaria alla chiocciola e conseguentemente la lunghezza della vite. Viceversa al diminuire della distanza diminuiscono corsa e velocità tuttavia aumenta la coppia necessaria e diminuisce lo spazio utile all'installazione della ruota dentata. Naturale conseguenza di tali concetti sono, oltre che alla continua modifica delle caratteristiche richieste al motore, le eventuali infattibilità quali eccessivo ingombro del meccanismo o collisione della corona con il settore (Figura 7.7). Infatti un interasse troppo distante comporta una vite più lunga che porta all'uscita dei supporti dalla pianta del settore o alla collisione di questi durante la fase di curvatura convessa. Viceversa una interasse troppo vicino comporta l'impossibilità di alloggiare la ruota dentata.

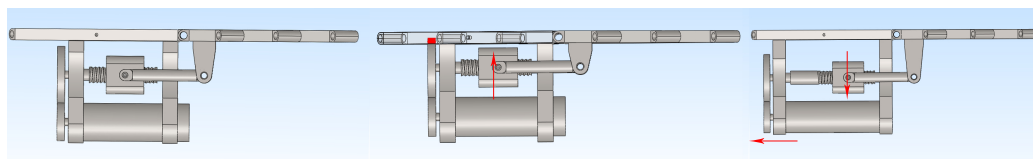


Figura 7.7: Effetto della variazione della distanza tra interasse vite e settore

### 7.3.3 Dimensioni delle ruote dentate e del motore

Un parametro fondamentale per il giusto proporzionamento del meccanismo sono le dimensioni delle ruote dentate ed il loro rapporto di trasmissione. Come risulta ovvio un alto rapporto di trasmissione comporta alte velocità

di rotazione richieste al motore e bassa coppia motrice. Tale fattore potrebbe sembrare favorevole, tuttavia, all'aumentare del rapporto di trasmissione aumentano le dimensioni della corona in quanto il pignone per ragioni costruttive non può scendere al disotto di certe dimensioni minime. Quindi un elevato rapporto potrebbe portare ad un'infattibilità dovuta all'interferenza tra ruota dentata ed il settore triangolare. Inoltre non risulta possibile eccedere con il rapporto di trasmissione in quanto richiederebbe alte velocità di rotazione del motore ed il riduttore ad esso accoppiato presenta un limite nella velocità di rotazione massima in ingresso. Viceversa bassi rapporti comportano elevate coppie motrici che richiederebbero un aumento degli stadi del riduttore, incrementandone così le dimensioni assiali, fattore che potrebbe portare a delle collisioni tra i componenti durante la fase di curvatura convessa. Infine risulta necessario considerare anche la distanza tra gli interassi della vite e del motore in quanto è un parametro fondamentale per l'ingranamento delle ruote dentate. Tale distanza non può essere modificata a piacere in quanto un'eccessiva riduzione porterebbe alla collisione tra chiocciola e motore mentre un valore elevato porterebbe all'aumento dell'altezza dei supporti e quindi una possibile collisione tra i componenti durante la fase di curvatura convessa.

### 7.3.4 Relazioni e vincoli di proporzionamento

A seguito delle considerazioni fatte nei paragrafi precedenti risulta possibile riassumere le relazioni e l'influenza tra i vari parametri (Tabella 7.1)

## 7.4 Algoritmo di ottimizzazione

Come si nota della Tabella 7.1 ogni modifica effettuata ad un parametro influisce sul sistema in termini di coppia, velocità e vincoli dimensionali e sarà quindi necessario effettuare un'ottimizzazione dei parametri. Tale processo è stato implementato al calcolatore mediante un algoritmo di comunicazione tra il software di modellazione 3D e vari fogli di calcolo appositamente creati come graficamente illustrato in Figura 7.8.



## Identificazione ed ottimizzazione dei parametri di influenza

<b>Fattore</b>	<b>Influenza</b>
Posizione nominale della biella	Coppia motrice Velocità di rotazione motore Carichi assiali Carichi assiali
Distanza interasse vite	Coppia motrice Velocità di rotazione motore Carichi assiali Carichi assiali Lunghezza vite Altezza supporti Collisione/interferenza
Dimensione ruote dentate	Coppia motrice Velocità di rotazione motore Distanza interassi vite e motore Collisione/interferenza
Dimensioni motore-riduttore	Distanza interassi vite-motore Collisione/interferenza

Tabella 7.1: Influenza delle modifica dei parametri

Partendo con dei valori dimensionali verosimili si effettua la prima simulazione al termine della quale i dati vengono esportati in appositi fogli di calcolo. Tali dati vengono prelevati dai dei fogli successivi in cui vengono inseriti i dati da catalogo dei motori, della vite e delle ruote per le verifiche necessarie. A questo punto si effettua il processo di ottimizzazione andando a prediligere l'incremento della coppia o della velocità così da avvicinarsi il più possibile alle condizioni di lavoro ottimale del riduttore e del motore. Tale processo indica la strada da percorrere per la scelta delle modifiche più idonee dei parametri dimensionali. I dati vengono poi inviati al software di modellazione che, dopo a aver aggiornato il modello procede ad una nuova simulazione e, qualora non risultino presenti interferenze o collisioni tra i componenti, invia nuovamente i dati ai fogli di calcolo per una nuova verifica dei parametri e delle condizioni necessarie. Al termine del processo di ottimizzazione si è ottenuta la configurazione che permette di sfruttare al meglio i componenti e che rispetta tutti i vincoli dimensionali e quelli relativi alle velocità e coppie fornibili dal motore che devono essere compatibili con quelle in ingresso al riduttore. Ora che le dimensioni sono verosimilmente quelle definitive risulta possibile diminuire il carico da 40 a 30 N riportandolo al valore richiesto ed inserire nelle simulazioni l'effetto dell'attrito dei cuscinetti radenti e la rigidità della striscia da curvare.

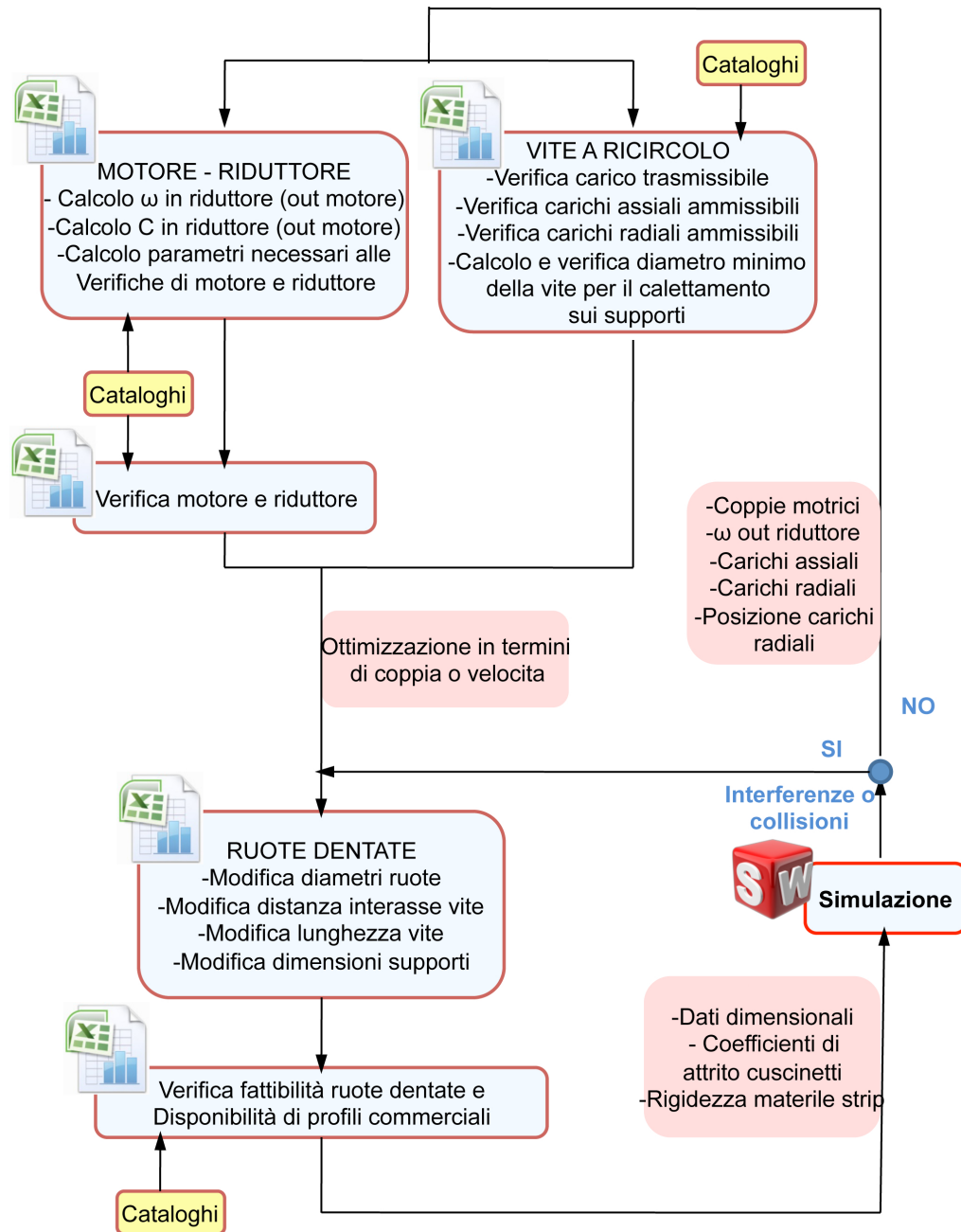


Figura 7.8: Diagramma di flusso dell'algorithm di ottimizzazione

Risulta ora possibile assumere le dimensioni dei componenti principali come

## Identificazione ed ottimizzazione dei parametri di influenza

definitive così come i valori numerici di coppie, velocità di rotazione, carichi assiali, carichi radiali e spostamento della chiocciola. Tali dati verranno riportati all'occorrenza in modo che i successivi passaggi siano di maggior chiarezza. Tuttavia si preferisce specificare un eventuale modifica che si ritiene opportuno assumere. Come visualizzato in Figura 7.9 pignone e corona possono coesistere su un asse perpendicolare al supporto tuttavia si preferisce sfasarli in modo da distanziare il motore dalla bisettrice del triangolo. Tale accorgimento, anche se non necessario, è stato preso per garantire la possibilità di un eventuale installazione di un motore più potente (sempre del medesimo diametro) che presenta una lunghezza maggiore o per permettere un eventuale utilizzo di un encoder non integrato. Infatti, senza tale accorgimenti, nel caso si installasse un motore più lungo nascerebbe il rischio di incorrere a collisioni con i componenti dei settori adiacenti in fase di curvatura convessa. Tale modifica non comporta apprezzabili variazioni in tutti i fattori sensibili a parte un leggero sbilanciamento del peso proprio del meccanismo in quanto tutti gli altri parametri sono stati mantenuti identici. Quindi la soluzione finale e definitiva risulta essere quella rappresentata in Figura 7.10

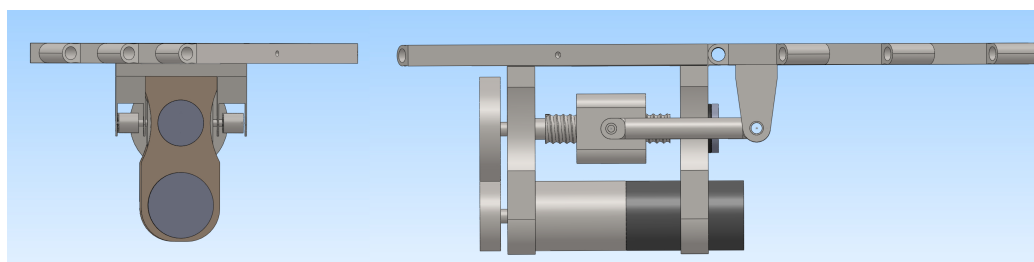


Figura 7.9: Soluzione con supporti dritti

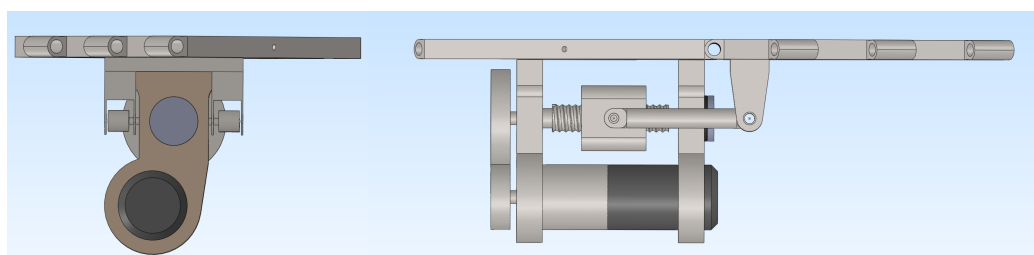


Figura 7.10: Soluzione con supporti modificati



## Capitolo 8

# Componenti dei settori di azionamento relativo

Nel presente capitolo viene illustrata la scelta dei componenti così da passare dal concept alla soluzione reale del meccanismo. Dai dati ottenuti dalle simulazioni, dall'analisi cinematica e da calcoli analitici effettuati, risultano essere a disposizione tutti i dati necessari per i dimensionanti e le scelte a catalogo dei vari componenti. Come già espresso, il ciclo di lavoro utilizzato per le simulazioni non rispecchia necessariamente quello in cui il sistema si troverá ad operare, tuttavia, garantisce la possibilità di analizzare il meccanismo in tutte le posizioni e configurazioni piú gravose. In tal modo, effettuando il dimensionamento nelle configurazioni piú impegnative per il sistema, ne sará garantita l'efficienza per tutte le casistiche possibili. Il medesimo concetto é stato applicato anche al carico; infatti il meccanismo si troverá ad operare per la maggior parte del tempo con carichi composti da pesi propri, inerzie, attriti e quelli necessari a curvare la striscia di rappresentazione. Solo nel momento in cui l'utente procederá al tocco della superficie si avrá un carico esterno applicato. Tuttavia per progettare un sistema in grado di operare anche al di fuori delle condizioni standard, rendendolo cosí maggiormente affidabile e performante, si é deciso di applicare il carico in modo continuativo e nel punto peggiore. Come risulta intuibile, potendo idealizzare il meccanismo come una trave incastrata, le dimensioni dei componenti, cosí come le coppie motrici, diminuiscono man mano che ci si avvicina all'estremitá del sistema. Tuttavia non risulta conveniente andare ad effettuare un dimensionamento differenziato per ogni settore in quanto, sia per i componenti acquistati da catalogo, sia per quelli prodotti su misura, risulta piú semplice ed economico standardizzare la progettazione per tutti e

## Capitolo 8

---

quattro i settori andando a dimensionare utilizzando sempre il caso peggiore tra i quattro settori che, come intuibile, risulta essere il quarto (le cui caratteristiche sono riportate nei vari grafici con il colore giallo). I componenti oggetto di tale studio saranno:

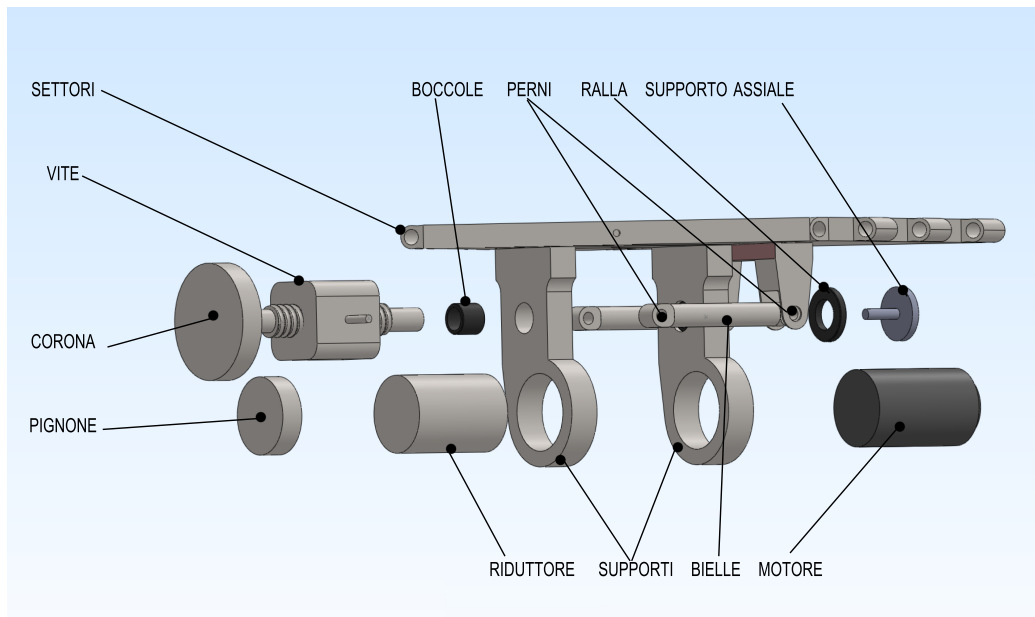


Figura 8.1: Principali componenti oggetto di dimensionamento

- Motore;
- Riduttore;
- Ruote dentate;
- Vite a ricircolo di sfere;
- Cuscinetti radiali;
- Cuscinetto assiale;
- Settore triangolare;
- Biella;
- Perni.

## 8.1 Dati utili

Nel presente paragrafo si illustreranno a titolo esemplificativo alcuni dei dati che sono stati utilizzati per il dimensionamento generale dei componenti come coppie motrici (Figura 8.2), carichi assiali (Figura 8.3), carichi radiali (Figura 8.4) e velocità di rotazione dei motori (Figura 8.5).

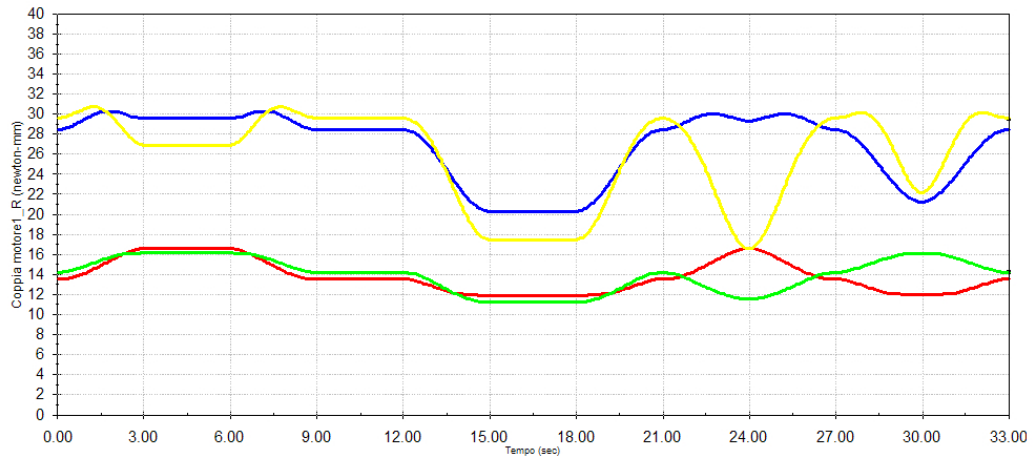


Figura 8.2: Coppie motrici

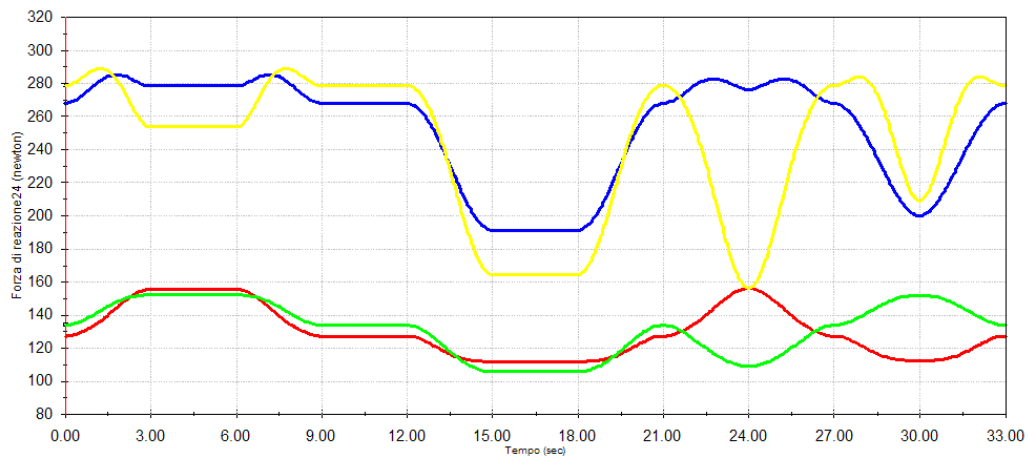


Figura 8.3: Carichi assiali

## 8.2 Dimensionamento delle ruote dentate

Dal processo di ottimizzazione si é ottenuto che il pignone e la corona hanno rispettivamente diametri primitivi pari a 10 e 15 mm. Si ottiene quindi un

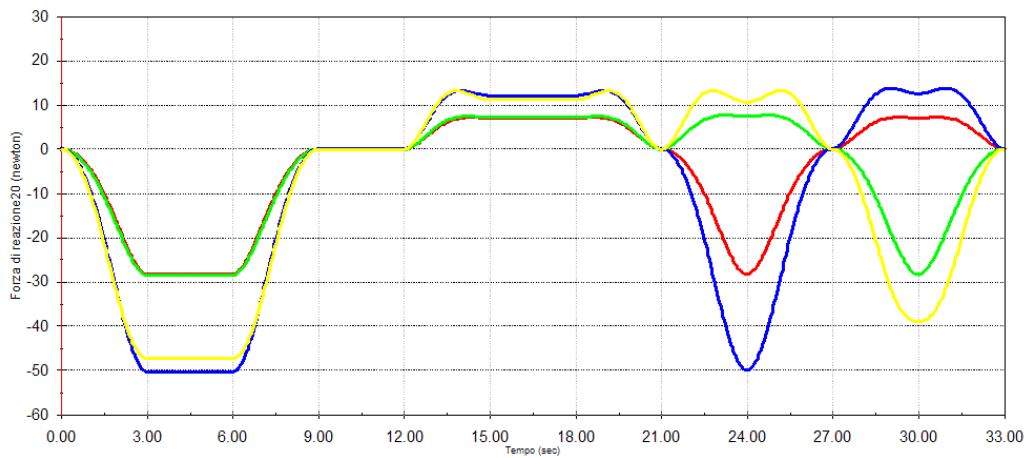


Figura 8.4: carichi radiali

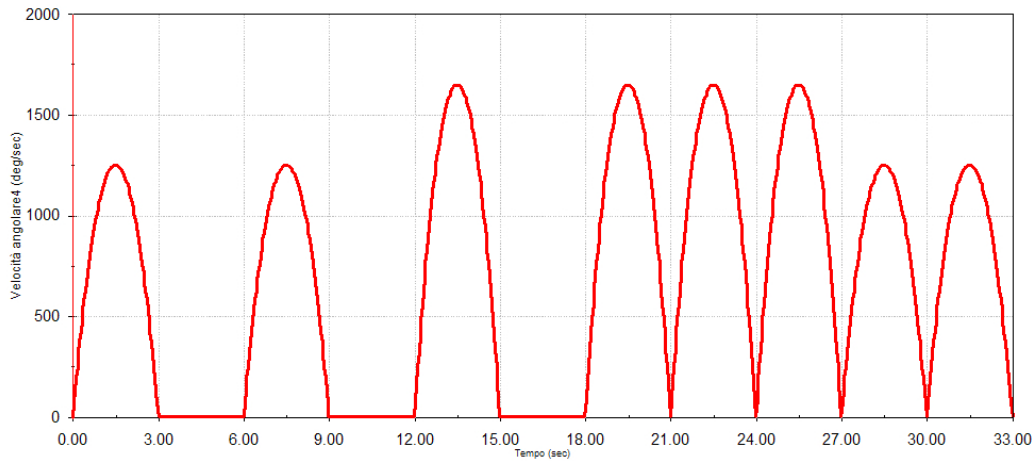


Figura 8.5: Velocità di rotazione motore 1

rapporto di riduzione pari a:

$$\tau = \frac{\omega_c}{\omega_p} = \frac{D_p}{D_c} = \frac{2}{3} \quad (8.1)$$

Assumendo un angolo di pressione pari a  $20^\circ$  da apposite relazioni si individua il numero di denti minimo da applicare affinché non ci sia interferenza, il quale, risulta essere pari a 14. É quindi possibile effettuare una prima stima del modulo:

$$D_p = m \cdot Z_1 \quad \rightarrow \quad m = \frac{D_1}{Z_{min}} = 0.714 \quad (8.2)$$



## Componenti dei settori di azionamento relativo

---

Tra i moduli disponibili si assume:

$$m=0.5$$

Quindi il numero di denti del pignone e corona sarà:

$$Z_1 = \frac{D_1}{m} = 20 \quad Z_2 = \frac{D_2}{m} = 30 \quad (8.3)$$

Sapendo che il fattore geometrico deve essere compreso nel seguente intervallo:

$$9 \leq \varsigma \leq 14$$

La larghezza del dente dovrà essere compresa tra

$$b = m \cdot \varsigma \rightarrow 4.5 \leq b \leq 7 \quad (8.4)$$

I dati delle ruote dentate sono riassunti in Tabella 8.1

<b>Parametro</b>	<b>Pignone</b>	<b>Corona</b>
Modulo ( $m$ )	0.5	0.5
Diametro primitivo ( $D_p$ )	10 mm	15 mm
Numero denti ( $Z$ )	20	30
Larghezza dente ( $b$ )	5	5

Tabella 8.1: Dati geometrici ruote dentate

Dai cataloghi visibili in Appendice A si assumono ruote realizzate in Delrin che risulta essere un materiale plastico con ottime caratteristiche meccaniche. Si preferiscono ruote in questo materiale piuttosto che acciaio o alluminio in quanto garantisce comunque un'adeguata resistenza ma soprattutto una bassa rumorosità. Per la corona si sceglie una configurazione particolare (Figura 8.6) dove il bloccaggio sulla vite avviene mediante un grano che, avvicinando l'intaglio del collare, garantisce la coppia di serraggio necessaria. Tale scelta permette di non effettuare fori o intagli per chiavetta sulla vite, lavorazioni che risulterebbero complicate da realizzare.

Nonostante da catalogo sia garantita la possibilità di trasmettere una coppia ben superiore a quella richiesta si è effettuata una verifica semplificata della resistenza a flessione del dente delle ruote, tuttavia per procedere a tale

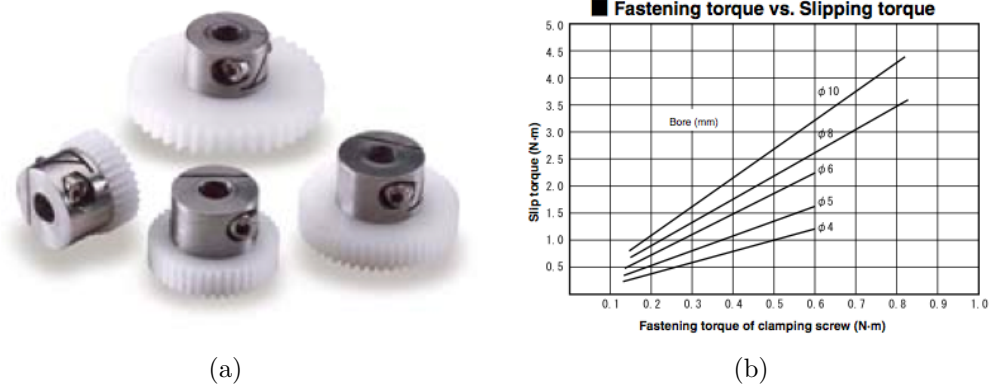


Figura 8.6: Corona autobloccante

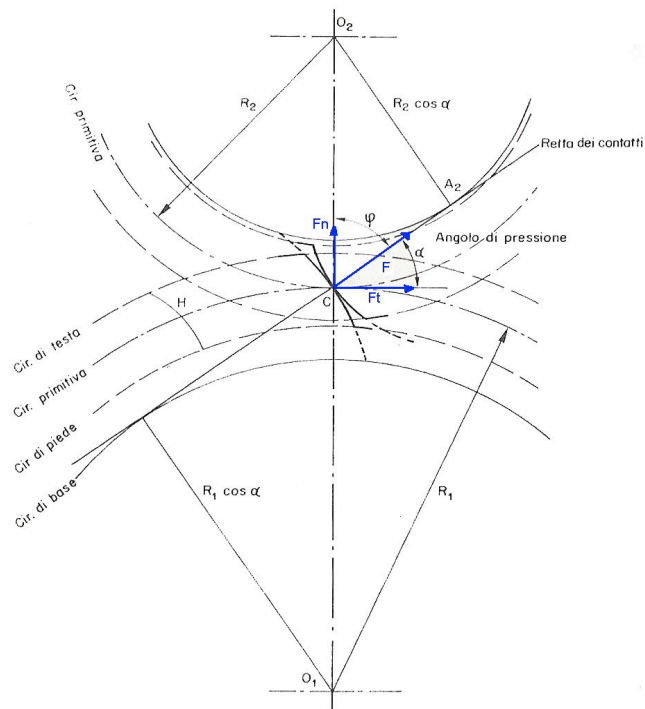


Figura 8.7: Scomposizione risultante in carico tangenziale e normale

verifica é necessario andare a calcolare il carico agente. La risultante della coppia trasmessa puó essere scomposta in una direzione tangenziale ed una normale come indicato in Figura 8.7.

Assumendo dai dati precedentemente riportati la coppia  $C$  piú elevata tra i 4 motori, la componente tangenziale risulta essere esprimibile secondo la relazione 8.5.

$$F_t = \frac{C}{D_p/2} = 6.2N \quad (8.5)$$

Mentre la componente normale:

$$F_n = F_t \cdot \tan \alpha = 2.26N \quad (8.6)$$

Mediante la formulazione di Lewis, dove si assume il fattore di forma  $y_{LW}$  pari a 0.322, é possibile calcolare la tensione a flessione effettivamente agente sul dente:

$$\sigma_f = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot y_{LW}} = 7.7Mpa \quad (8.7)$$

Essendo la tensione ammissibile del materiale nell'ordine di grandezza di 100 Mpa la verifica a flessione del dente risulta abbondantemente verificata.

### 8.3 Vite a ricircolazione di sfere

Tale componente é stato scelto a catalogo e presenta passo pari a 1 mm e diametro filettatura pari a 4.25 mm come visibile nell'Appendice A relativa ai cataloghi. Tali componenti standard presentano una lunghezza della parte filettata pari a 50 mm che per il sistema in esame risulta essere eccessiva. In accordo con il produttore si potrà richiedere una apposita modifica portando la parte filettata alla misura voluta di 21 mm. Le verifiche a carico assiale e radiale richieste risultano abbondantemente superate tuttavia si é ritenuto necessario effettuare una particolare verifica per gli estremi della vite. Tali porzioni presentano un diametro di 3 mm e saranno calettate sui cuscinetti radenti; avendo scelto di mantenere la biella parallela alla vite nella posizione nominale si avrà che il valore massimo del carico radiale si presenterá quando la chiocciola si avvicinerá agli estremi della vite. L'identificazione delle distribuzioni dei carichi non risulta di semplice formulazione in quanto il carico radiale che la chiocciola impone alla vite varia continuamente in modulo ed in posizione portando ad avere un carico pulsante e traslante. Analogamente anche le componenti  $F_t$  e  $F_n$  che le ruote scaricano sul calettamento della vite sono pulsanti in quanto sono funzione della coppia motrice che varia continuamente.

Schematizzando per semplicitá la vite come una trave semplicemente appoggiata, che realmente sarebbe a doppio incastro tuttavia i giochi permessi

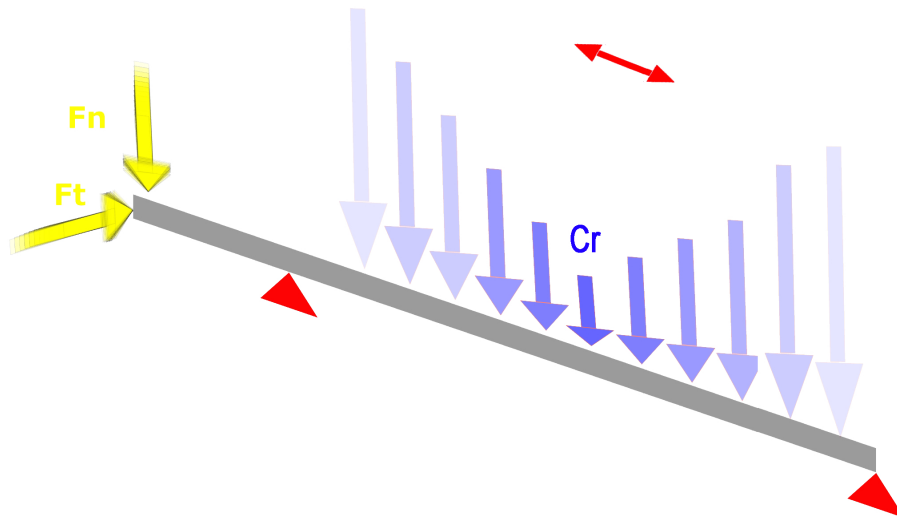


Figura 8.8: Schematizzazione della vite come una trave soggetta a carichi pulsanti e traslanti

dai cuscinetti permettono tale semplificazione (Figura 8.8), e considerando i dati ricavati precedentemente é possibile esprimere gli sforzi come:

$$\begin{aligned}
 M_{flettente} &= M_{flettente}(\text{carichi}, \text{posizione}) \\
 M_{torcente} &= M_{torcente}(\text{carichi}, \text{posizione}) \\
 T_{taglio} &= T_{taglio}(\text{carichi}, \text{posizione}) \\
 N_{assiale} &= N_{assiale}(\text{carichi}, \text{posizione})
 \end{aligned}
 \tag{8.8}$$

Siccome i dati ottenuti sono in funzione del ciclo di lavoro e quindi in funzione del tempo:

$$\begin{aligned}
 M_{flettente} &= M_{flettente}(\text{carichi}(t), \text{posizione}(t)) \\
 M_{torcente} &= M_{torcente}(\text{carichi}(t), \text{posizione}(t)) \\
 T_{taglio} &= T_{taglio}(\text{carichi}(t), \text{posizione}(t)) \\
 N_{assiale} &= N_{assiale}(\text{carichi}(t), \text{posizione}(t))
 \end{aligned}
 \tag{8.9}$$

Dato che una verifica manuale istante per istante avrebbe richiesto un notevole dispendio di tempo e risorse si é quindi deciso di implementare un

algoritmo in un foglio di calcolo. Tale processo raccoglie in input i dati relativi a coppie, carichi assiali, carichi radiali e caratteristiche della vite e va ad effettuare il calcolo delle sollecitazioni istante per istante sul piano normale e quello tangenziale. In seguito il programma realizzato compone su un unico piano tali sollecitazioni ed effettua la verifica a resistenza della vite come se fosse una barra cilindrica di 3 mm allo stato di sforzo composto. Si ottiene che in tutti i casi di carico e posizione il diametro di 3 mm supera la verifica e quindi é adatto ad essere assunto come diametro minimo della vite cioè quello che questa presenterá alle estremitá di calettamento.

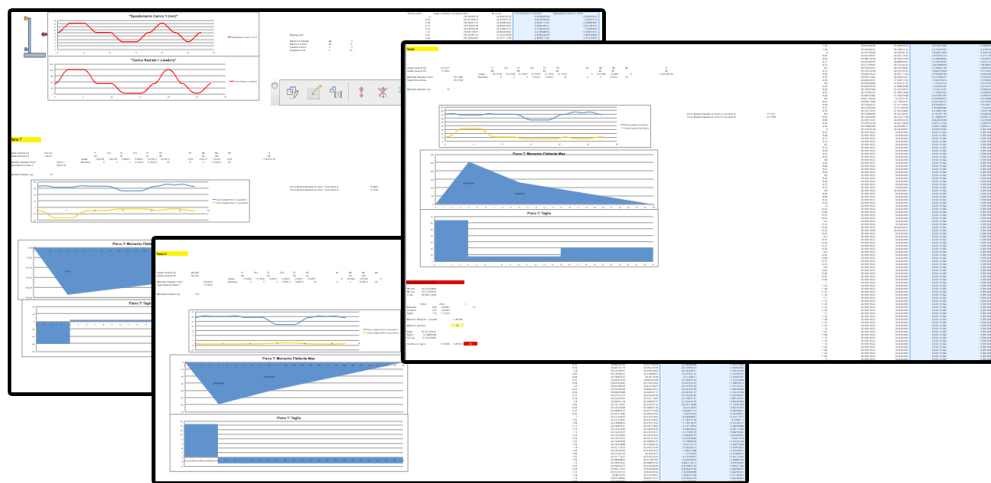


Figura 8.9: Esempio fogli di calcolo per la verifica della vite

## 8.4 Cuscinetti radiali autolubrificanti a strisciamento

Dai medesimi fogli di calcolo citati in precedenza é possibile estrapolare i valori dei carichi agenti sui supporti, cioè le reazioni vincolate della trave esaminata. Come é intuibile ogni supporto avrà un carico agente diverso ma per uniformare l'eventuale acquisto si effettua la verifica con il caso peggiore ovvero un carico massimo di circa 40 N. Come già accennato nello sviluppo del concept si é deciso di utilizzare dei cuscinetti autolubrificanti a strisciamento in quanto permettono ottime prestazioni, bassi ingombri e costi contenuti.

## Capitolo 8

---

Per la scelta a catalogo risulta necessario calcolare la resistenza alla compressione del cuscinetto che corrisponde alla pressione che questo é in grado di sostenere, considerando come superficie di appoggio si considera la proiezione (diametro interno per lunghezza). Quindi considerando come diametro interno 3 mm e lunghezza 4 mm si ottiene una pressione pari a quella indicata nella relazione

$$p = \frac{C_r}{d \cdot b} = 2.9Mpa \quad (8.10)$$

Altro parametro fondamentale é la velocità periferica della vite, la quale avendo un diametro di 3 mm ed una velocità di rotazione massima pari circa a 200 rpm:

$$v = \frac{n \cdot d_1 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = 0.0314m/s \quad (8.11)$$

Tra gli svariati modelli a disposizione si seleziona la tipologia di cuscinetto prediligendo due aspetti: basso coefficiente di attrito e bassa usura affinché i giochi non aumentino troppo velocemente. Mediante tali accorgimenti si é scelto il tipo Iglidur J, le cui caratteristiche sono riportate in Appendice A.

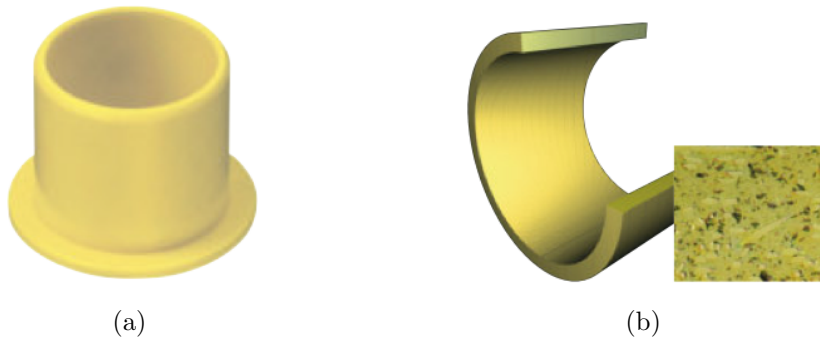


Figura 8.10: Cuscinetti autolubrificanti a strisciamento

Come visualizzabile in Figura 8.11-a i parametri di pressione e velocità periferica rientrano perfettamente nel campo di funzionamento. In Figura 8.11-b si nota la deformazione in funzione del carico, la quale, essendo limitata, riduce i giochi non associabili all'usura.

Inoltre, come specificato in precedenza, all'interno dell'algoritmo di ottimizzazione sono stati inseriti i coefficienti di attrito dei componenti in esame che, come rappresentato in Figura 8.12, variano al variare del carico e della

## Componenti dei settori di azionamento relativo

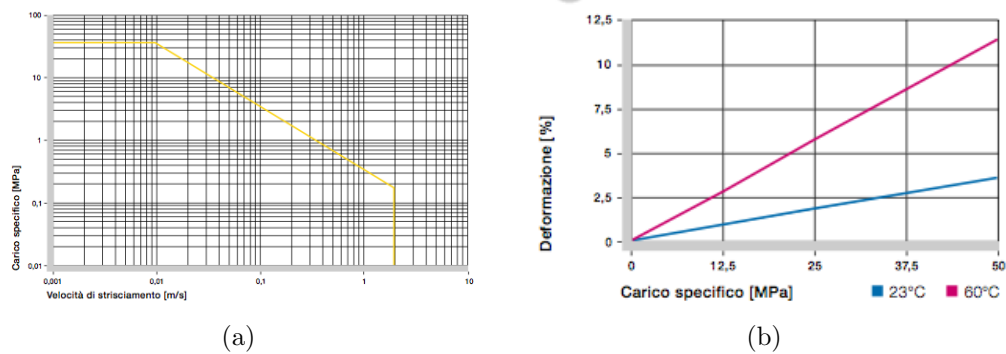


Figura 8.11: Caratteristiche cuscinetti autolubrificanti a strisciamento

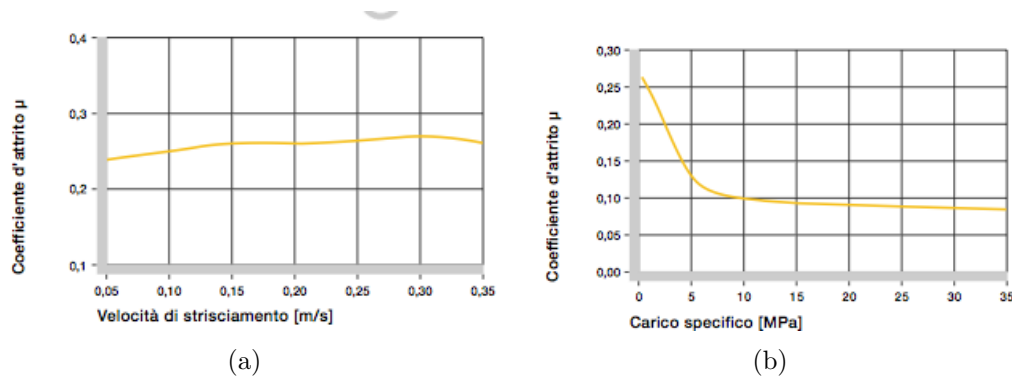


Figura 8.12: Coefficienti di attrito cuscinetti autolubrificanti a strisciamento

velocità. Tuttavia per non rischiare di incorrere in prestazioni al di sotto delle aspettative si è considerato il valore massimo di tale coefficiente.

Come già illustrato nello sviluppo del concept per il cuscinetto del supporto posteriore viene dotato di una flangia in modo da potervi poggiare lo spallamento della vite realizzando così il bloccaggio assiale.

## 8.5 Cuscinetto assiale autolubrificante a strisciamento

La verifica di tale componente è la medesima effettuata per i cuscinetti radiali, tuttavia il carico agente è di molto superiore quindi per diminuire la pressione sarà necessaria una superficie maggiore.

Assumendo un diametro interno pari a 4 mm ed uno esterno pari a 7 ed estrapolando dai dati dei carichi assiali quello con maggior intensità, ovvero



Figura 8.13: Cuscinetto assiale autolubrificante a strisciamento

290 N, si otterrà una pressione di contatto pari a:

$$p = \frac{4 \cdot C_a}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)} = 2.8 \text{ Mpa} \quad (8.12)$$

La velocità periferica risulta essere maggiore a causa dell'incremento del diametro esterno, infatti non sarà la vite a strisciare sulla ralla bensì il coperchio che avrà lo scopo di scaricare la sollecitazione assiale sul relativo cuscinetto. Assumendo ragionevolmente di realizzare tale componente con diametro esterno pari a quello della ralla si ottiene:

$$v = \frac{n \cdot d_1 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = 0.0732 \text{ m/s} \quad (8.13)$$

I valori sopra calcolati risultano ampiamente ammissibili quindi il componente risulta verificato. Per quanto riguarda il coperchio precedentemente nominato, la sua realizzazione risulta essere molto semplice, infatti realizzando uno spallamento alla corretta distanza dall'estremità della vite sarà possibile poggiarvi un disco forato fissato con un dado autobloccante. Inoltre per il recupero di eventuali giochi assiali si può interporre tra spallamento e disco un o-ring elastico.

## 8.6 Sistema motore e riduttore

Nel concept sviluppato ciò che veniva schematizzato come motore è in realtà l'accoppiamento in serie di un motore in corrente continua e di un riduttore a planetario. Vista la necessità di miniaturizzare il sistema di azionamento tali componenti sono stati selezionati in prima analisi non solo in base alle caratteristiche di coppia motrice ma anche in base alle dimensioni caratteristiche. Sono state effettuate varie prove con diverse tipologie di accoppiamenti motore-riduttore e con componenti di diversi diametri, tuttavia per non appesantire la trattazione, se ne riporta solamente quella definitiva.



## Componenti dei settori di azionamento relativo

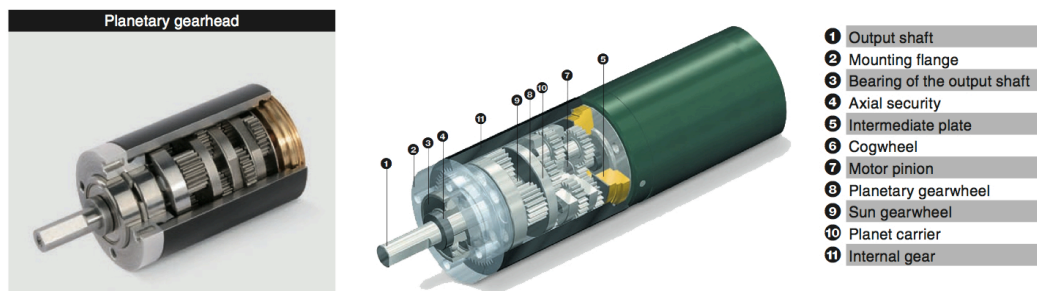


Figura 8.14: Spaccato riduttore a planetario

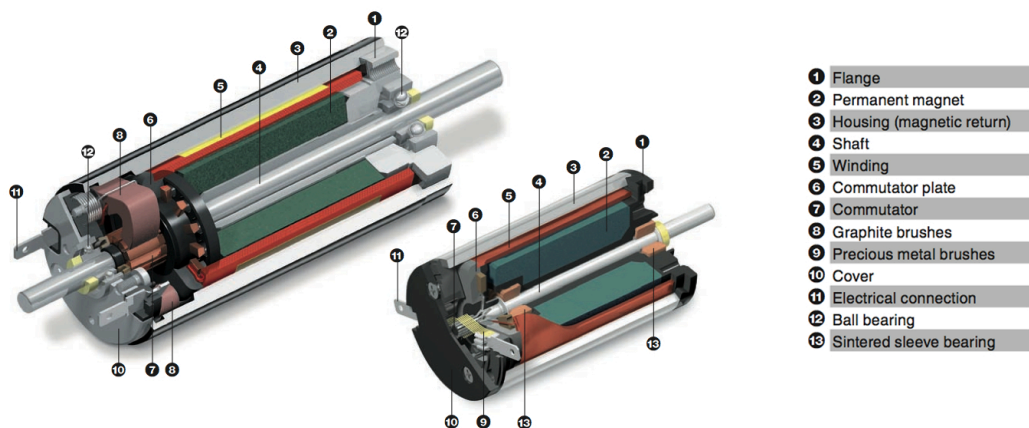


Figura 8.15: Spaccato motore in corrente continua

Dai dati ottenuti nel capitolo precedente risulta necessario garantire una coppia massima in uscita dal riduttore pari circa 31 Nmm. Per non eccedere nelle dimensioni radiali ed assiali del motore e del riduttore si è imposto all'algoritmo di ottimizzazione di assumere componenti con diametro 10 mm che sono risultati largamente adatti allo scopo. Punto cruciale, che ha richiesto molte risorse in fase di ottimizzazione, è stata la scelta del rapporto di riduzione del planetario infatti, andando a scegliere un riduttore con alto rapporto di riduzione, si garantisce la coppia necessaria ma si ottiene un sistema estremamente lento. Per ovviare a tale inconveniente si potrebbe agire sui diametri delle ruote dentate ma tale modifica porterebbe ad un aumento della coppia necessaria. Viceversa un rapporto di riduzione basso, permesso aumentando il rapporto di trasmissione delle ruote, comporterebbe un'eccessiva velocità di rotazione in ingresso al riduttore (output motore), parametro che risulta limitato dal costruttore per motivi strutturali. Al termine del processo di ottimizzazione e delle necessarie verifiche si è ottenuta

come configurazione ottimale un riduttore con rapporto di riduzione pari a 64:1 accoppiato ad un motore da 0.75 W. Tuttavia, visto le modifiche effettuate ai supporti, risulta possibile installare un motore da 1.5 W sempre con diametro 10 mm ma con lunghezza leggermente superiore. Tali motori sono disponibili con encoder integrato (non rappresentato in figura) quindi si é scelta tale configurazione. Il posizionamento dell'encoder direttamente sull'albero motore non risulta essere una scelta dettata solamente da convenienza di alloggiamento in quanto, la sua installazione in altri punti potrebbe portare problemi di controllo. Infatti i giochi che si creano tra i vari componenti portano il sistema, che idealmente presenta un solo grado di libertà, ad avere gradi di libertà non controllabili e quindi posizionando l'encoder in un punto diverso dal grado di libertà che si vuole andare ad azionare potrebbe comportare una specie di controllo non co-locato il quale comporta maggior possibilità di instabilità. Tali componenti vengono fissati ai supporti mediante l'apposita piastra di fissaggio anteriore.

### 8.7 Altri componenti

Il dimensionamento e la progettazione di componenti come i perni e supporti sono stati effettuati volutamente in modo approssimativo infatti, una progettazione nel dettaglio di tali componenti richiederebbe un'analisi specifica delle configurazioni, dei carichi, delle condizioni operative e di montaggio che comporterebbe un impiego di risorse pari a quelle necessarie per lo sviluppo dell'intero concept. Si é preferito far volgere lo studio sullo sviluppo concettuale piuttosto che entrare nell'ottimizzazione specifica dei singoli componenti, cosa che tuttavia é in fase di studio, cosí come la realizzazione di un modello ad elementi finiti (Figura 8.16).

Quindi, piuttosto che effettuare una progettazione approssimativa, si preferisce lasciare i componenti che richiedono un'analisi approfondita sottoforma di concept, effettuando un dimensionamento di massima solamente per ipotizzarne gli ingombri. Ad esempio si puó ragionevolmente prevedere che la biella verrà acquistata o realizzata mediante taglio e sagomatura di una lamiera o di un piattello in acciaio.

Questa risulta essere collegata ai relativi componenti mediante due perni che sono disposti in due configurazioni diverse, uno a doppio incastro e l'altro a sbalzo che, come appare ovvio, risulta essere il caso peggiore. Si é quindi effettuata una verifica a flessione e taglio di tale componente, assumendo un diametro di 3 mm, verificando inoltre che la freccia non risulti essere troppo elevata causando cosí errori di posizione. Equidistribuire il carico tra i due perni risulterebbe improprio, infatti il meccanismo non risulta essere

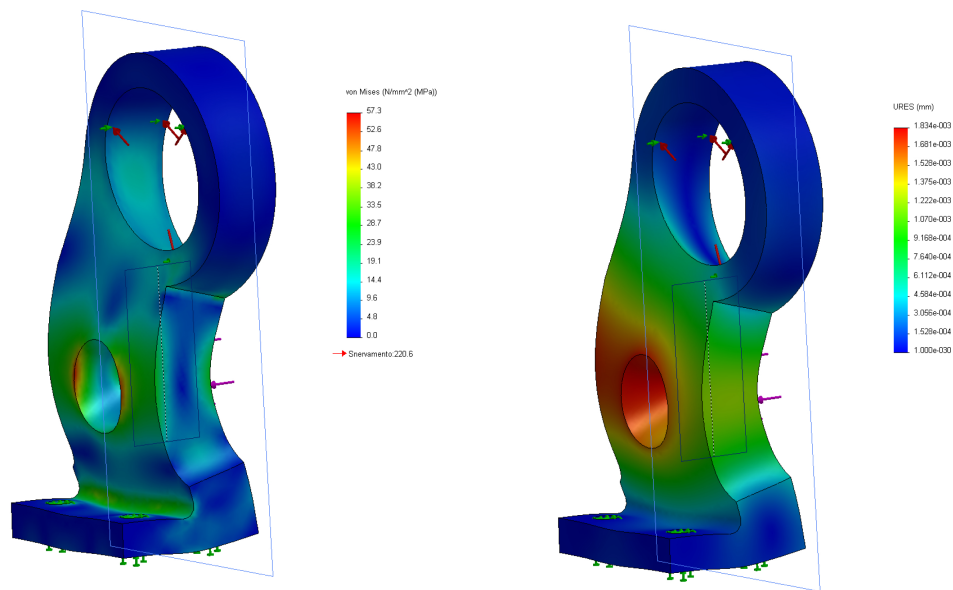


Figura 8.16: Esempio di analisi ad elementi finiti

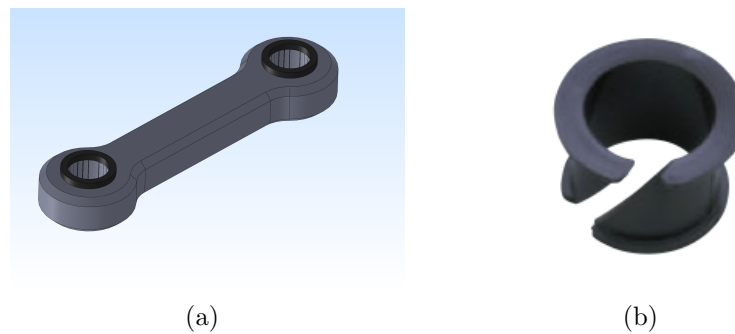


Figura 8.17: Bielletta e relativa clip in materiale autolubrificante con funzione di cuscinetto radente

perfettamente centrato rispetto all'asse del triangolo quindi, per operare a favore della sicurezza, si suppone che entrambi i perni siano soggetti a  $2/3$  del carico totale. Il perno supera le verifiche necessarie tuttavia per ottenere dei risultati piú attendibili risulta necessaria un'analisi ad elementi finiti. Tra perno e forcella viene interposta un'apposita clip in materiale autolubrificante (Figura 8.17) in modo da ridurre giochi ed attriti. Tale componente presenta appositi intagli e flange per favorire l'inserimento ed il bloccaggio. Essendo l'estrazione assiale della biella impedita dal suo alloggiamento sul settore movimentato, non sarebbe necessario impedire lo scorrimento assiale lungo il perno della chiocciola tuttavia, si prevede comunque un eventuale utilizzo di

un anello sizer o di un dischetto di bloccaggio. Ulteriori componenti che sono stati solamente predimensionati sono il supporto del piede di biella e la gabbia per la chiocciola, la quale consiste in un'intelaiatura serrabile mediante vite.

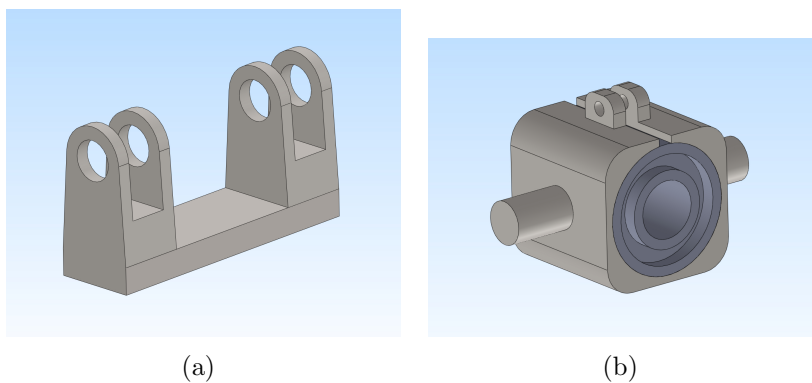


Figura 8.18: Supporto al piede di biella e gabbia per la chiocciola

## 8.8 Concept finale

Assemblando i componenti sopracitati si ottiene il concept finale dei settori di azionamento relativi.

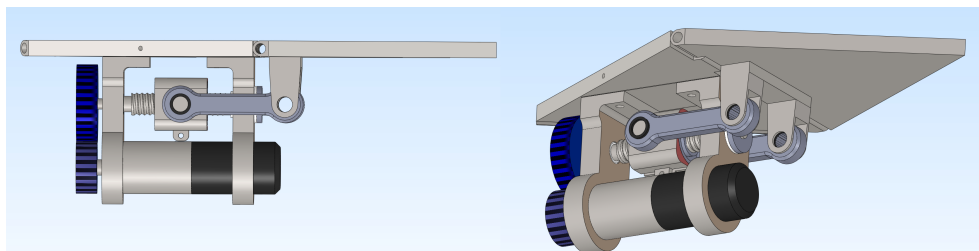


Figura 8.19: Concept finale

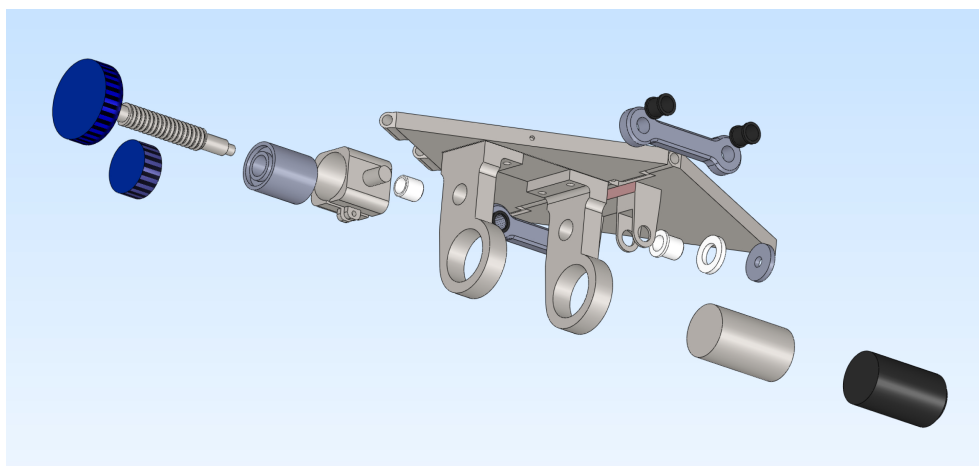


Figura 8.20: Concept finale esploso

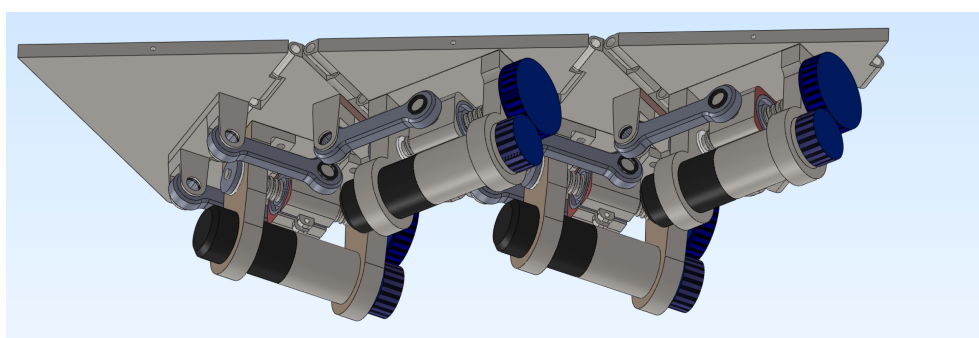


Figura 8.21: Concept finale assemblato



# Capitolo 9

## Configurazione completa

### 9.1 Settori ad azionamento assoluto

Terminata la progettazione dei settori ad azionamento relativo risulta possibile passare a quelli ad azionamento assoluto, cioè la parte centrale dove i settori triangolari non sono più azionati relativamente a quelli adiacenti, bensì rispetto ad un sistema di riferimento solidale con il settore centrale fisso. Lo sviluppo di tali componenti risulta notevolmente più semplice rispetto ai loro corrispettivi relativi in quanto non richiedono una spinta miniaturizzazione del sistema. La necessità di un'alta coppia motrice da fornire per azionare tali componenti richiede motori di notevoli dimensioni, i quali, non potranno essere alloggiati come i precedenti al di sotto dei settori triangolari. Si opta quindi per una soluzione in cui i motori stiano fermi rispetto al meccanismo e trasmettano la potenza necessaria al moto mediante un sistema biella manovella. Vista la disponibilità di servomotori dall'attuale versione del sistema SATIN i quali, presentano un'elevata coppia motrice perfettamente compatibile con le attuali esigenze (addirittura superiore), per evitare ulteriori spese si è deciso di utilizzare i suddetti componenti.

I settori da azionare con la metodologia illustrata risultano essere quattro in quanto, il quinto (quello centrale) deve rimanere fisso. Sarà quindi necessario disporre quattro servomotori, due dei quali, nello specifico quelli più esterni, dovranno fuoriuscire dalla pianta del meccanismo per evitare che gli adiacenti settori ad azionamento relativo vadano a collidervi durante la movimentazione.

Come rappresentato in Figura 9.1 all'alberino dei servomotori è installata una manovella la quale, risulta essere collegata ad una biella sulle cui

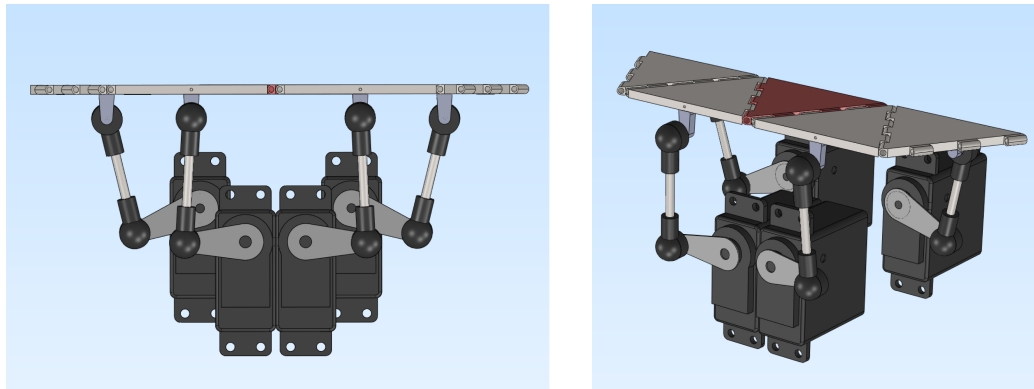


Figura 9.1: Configurazione settori ad azionamento assoluto

estremità sono installati due giunti sferici a gomito (Figura 9.2). Mediante tali componenti risulta possibile fornire il moto necessario alla rotazione dei settori angolari, i quali, avendo gli assi di rotazione inclinati rispetto a quelli degli alberini dei servomotori, richiedono un meccanismo spaziale e non più piano, necessitando perciò di giunti sferici.



Figura 9.2: Giunto sferico a gomito

La configurazione scelta risulta essere ottimale allo scopo, ovvero è in grado di far assumere ai settori triangolari inclinazioni relative di  $\pm 30^\circ$  come visibile in Figura 9.3.

## 9.2 Configurazione completa

Alloggiando al disotto dei due settori ad azionamento assoluto più esterni i meccanismi di azionamento relativo si ottiene la configurazione finale del meccanismo completo.

Come rappresentato nelle Figure seguenti il sistema ottenuto è in grado di disporre i settori con rotazioni pari ad un massimo di  $\pm 30^\circ$  senza collisioni o



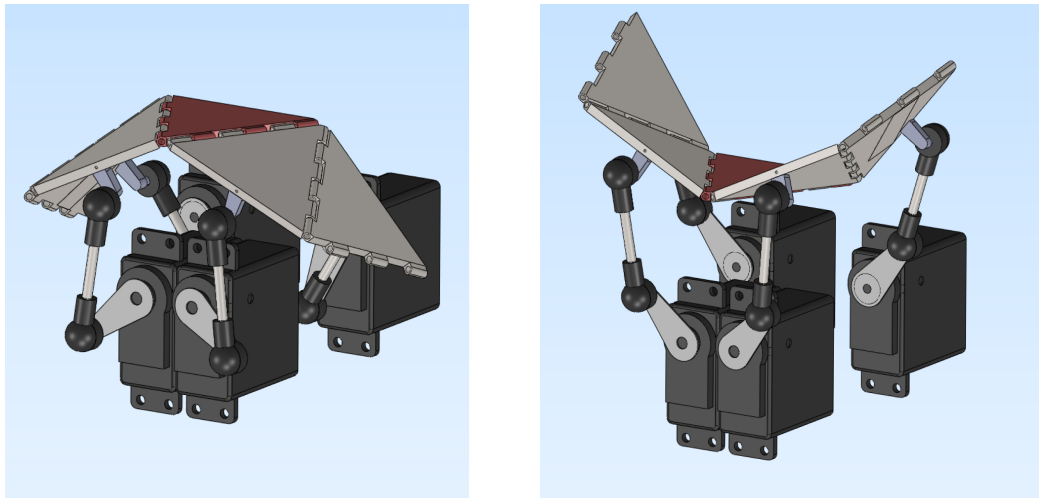


Figura 9.3: Inclinazioni dei settori ad azionamento assoluto

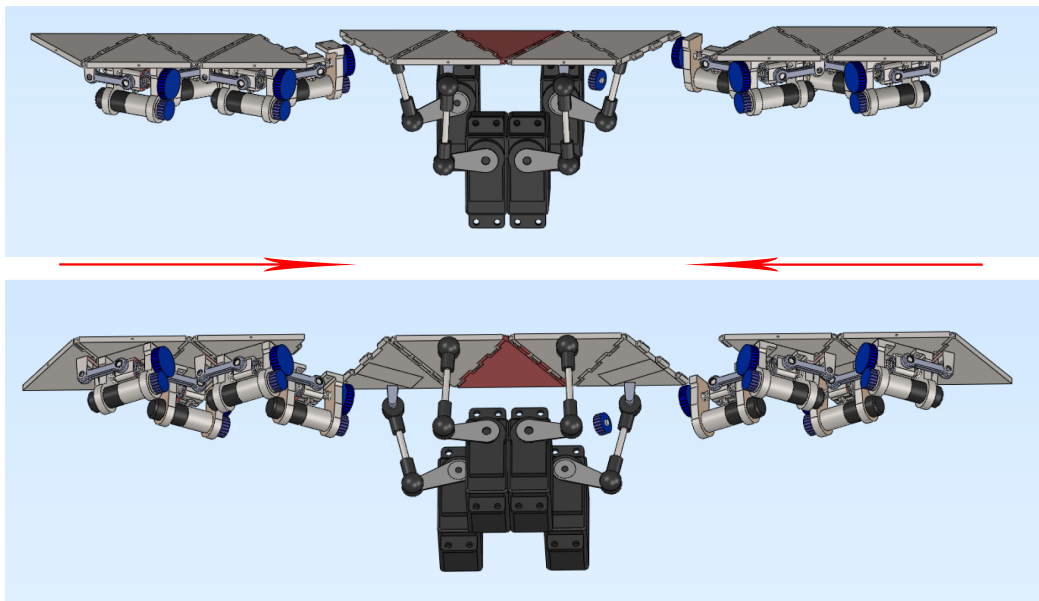


Figura 9.4: Assemblaggio settori relativi ed assoluti

problematiche varie, che era l'obiettivo ricercato, in modo da poter piegare e torcere la striscia che verrà alloggiata in seguito.

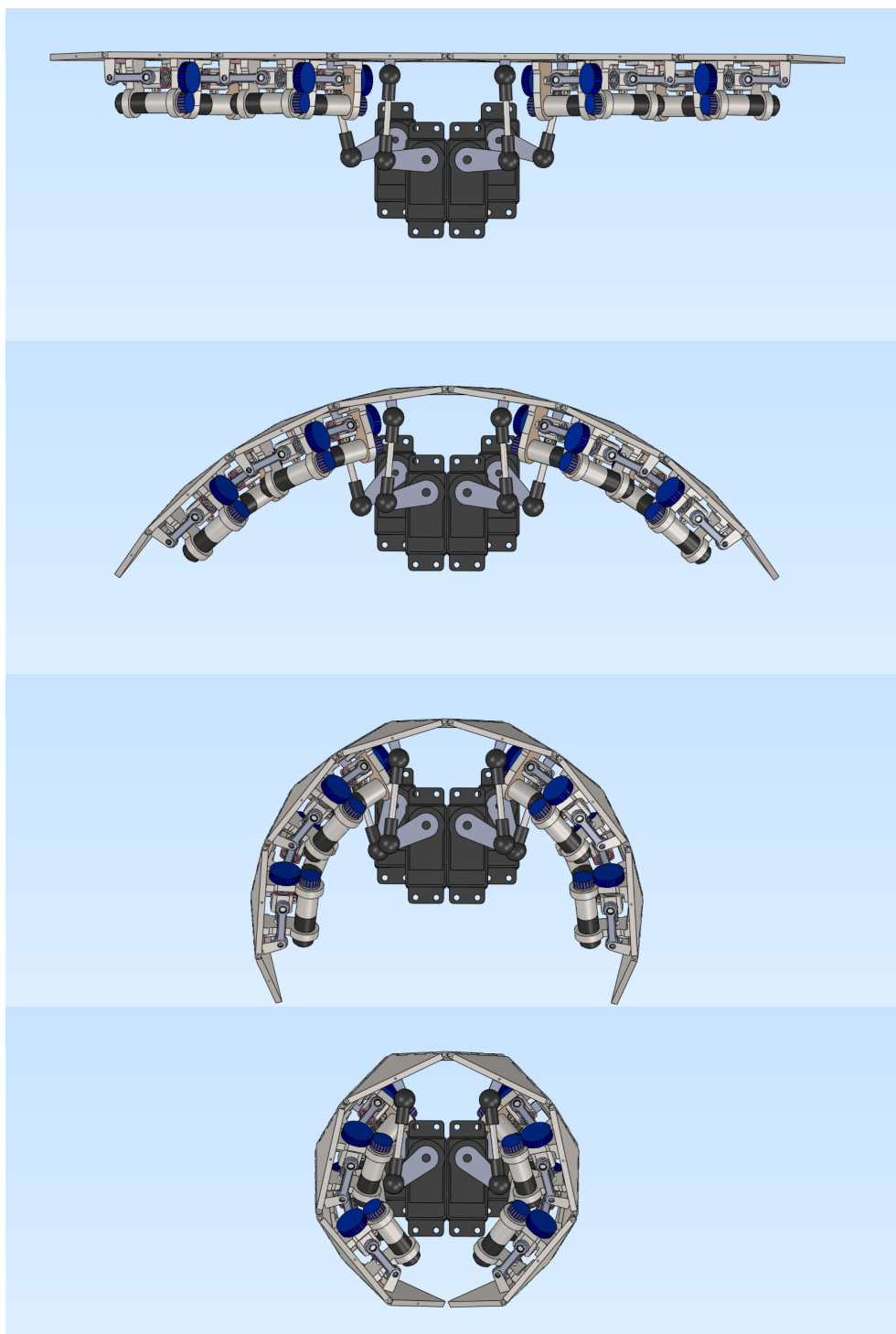


Figura 9.5: Sequenza incrementale di  $10^\circ$  a curvatura convessa

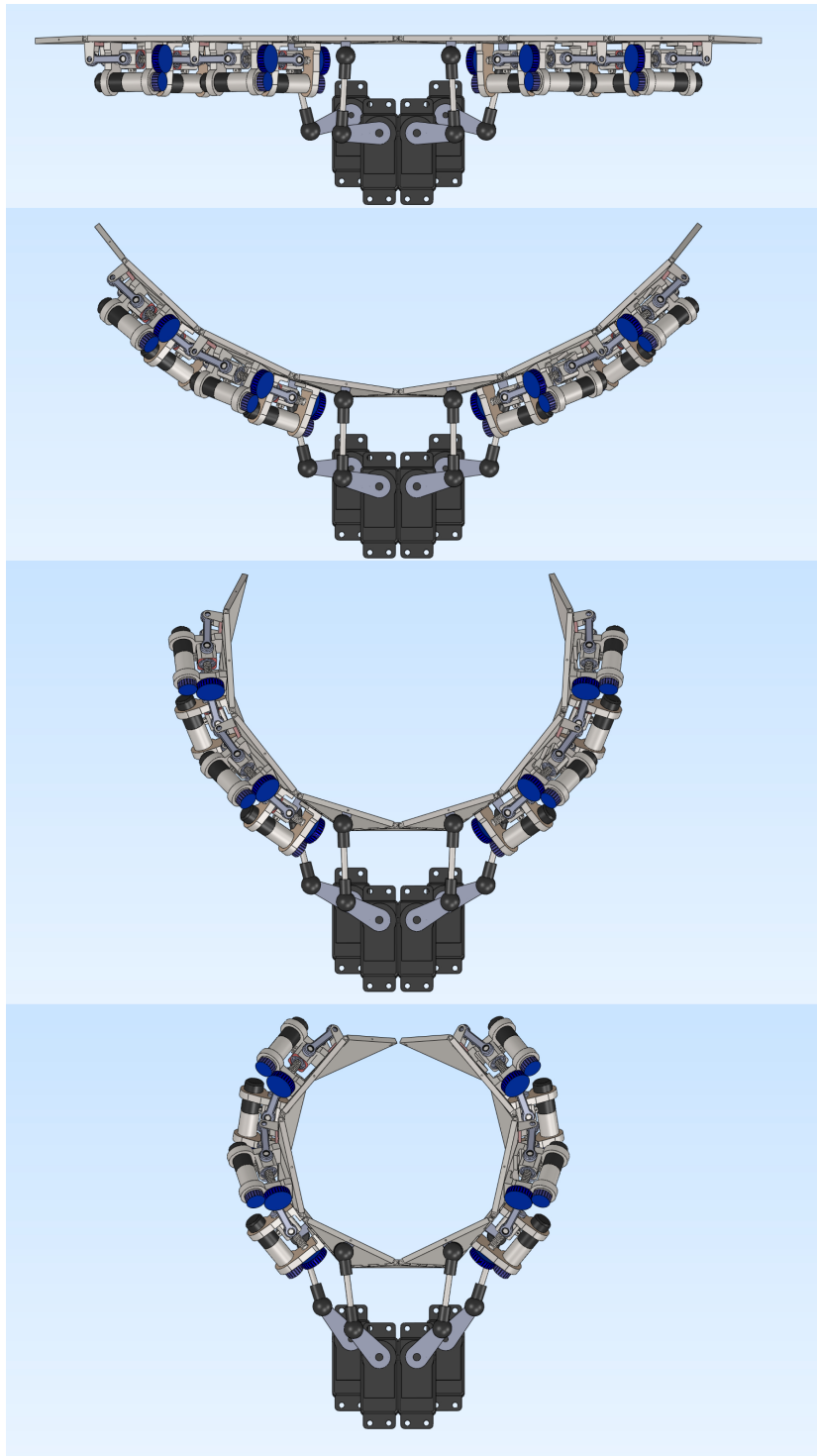


Figura 9.6: Sequenza incrementale di 10 °a curvatura concava

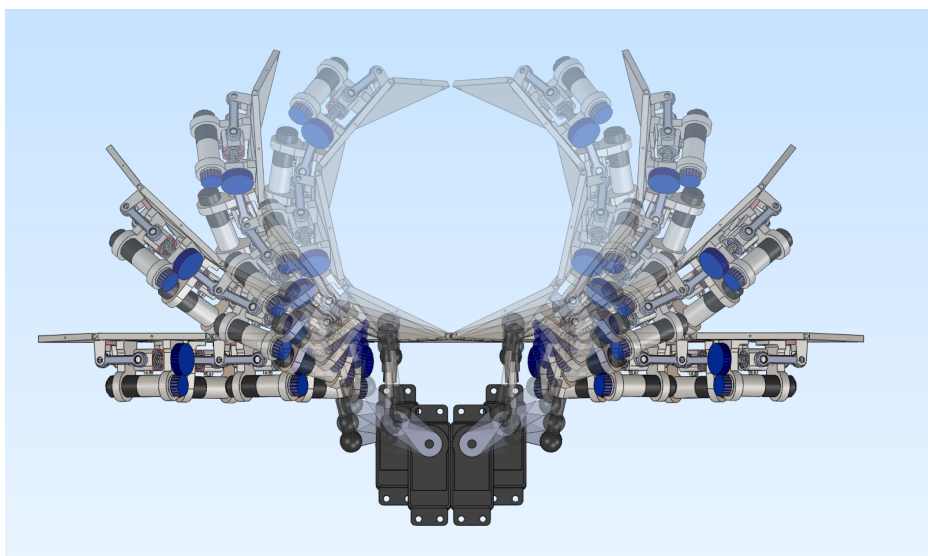


Figura 9.7: Sovrapposizione sequenza incrementale a curvatura concava

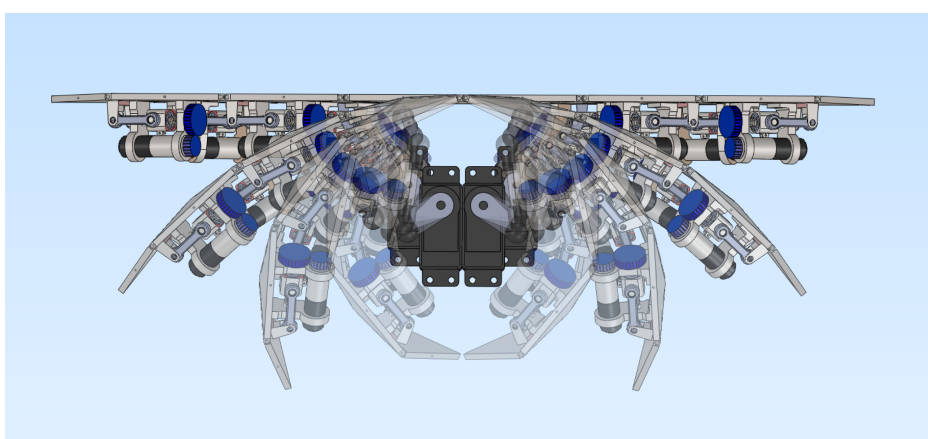


Figura 9.8: Sovrapposizione sequenza incrementale a curvatura convessa

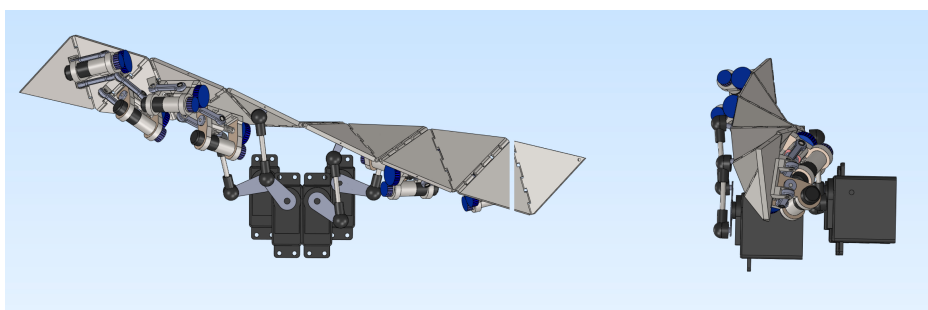


Figura 9.9: Torsione lungo l'asse ortogonale

### 9.3 Installazione della striscia d'esplorazione

Il meccanismo sviluppato ha il compito di movimentare una striscia in materiale flessibile con lo scopo di fletterla e torcerla in modo che questa assuma la forma della superficie virtuale in esame. Come descritto nel Capitolo 4 la striscia dovrà essere adeguatamente distanziata dal meccanismo per evitare collisioni. Inoltre a causa della deriva dei punti di contatto dovrà presentare delle svasature dei fori di alloggiamento, come indicato in Figura 9.10, così da permettere ai pin di supporto di scorrere. Affinché non ci siano movimenti relativi indesiderati e non necessari tra striscia e supporti il foro del pin centrale non risulta essere svasato.

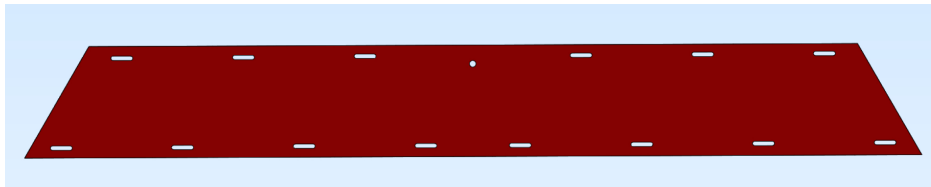


Figura 9.10: Striscia flessibile per la rappresentazione di superfici

Per alloggiare tale componente alla corretta distanza ma con la possibilità di scorrere si sono utilizzate delle apposite viti con gambo parzialmente filettato che andranno inserite in appositi fori filettati realizzati nei settori di controllo. Per separare la striscia tra i settori e quest'ultima vengono interposti appositi distanziali e rosette così da aumentare la superficie di appoggio riducendo l'eventuale usura.

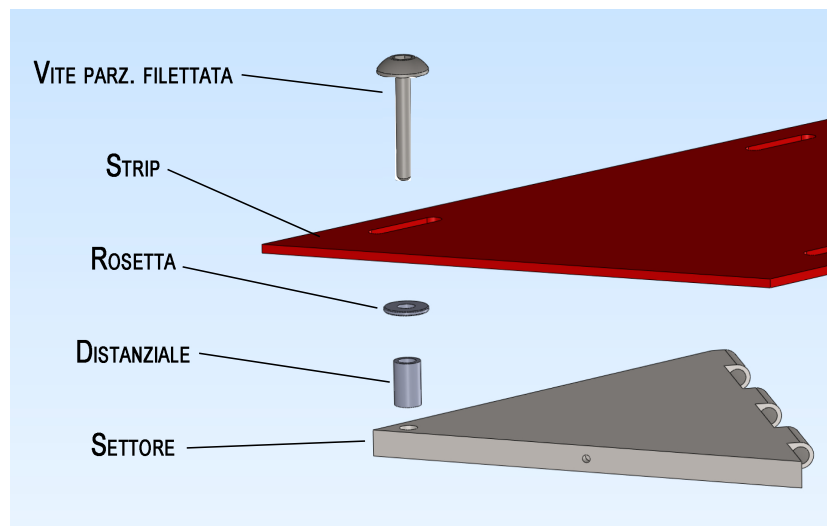


Figura 9.11: Metodo di alloggiamento della striscia

Ripetendo tali componenti per tutti i punti di contatto previsti si ottiene l'alloggiamento voluto per la striscia come rappresentato in Figura 9.12

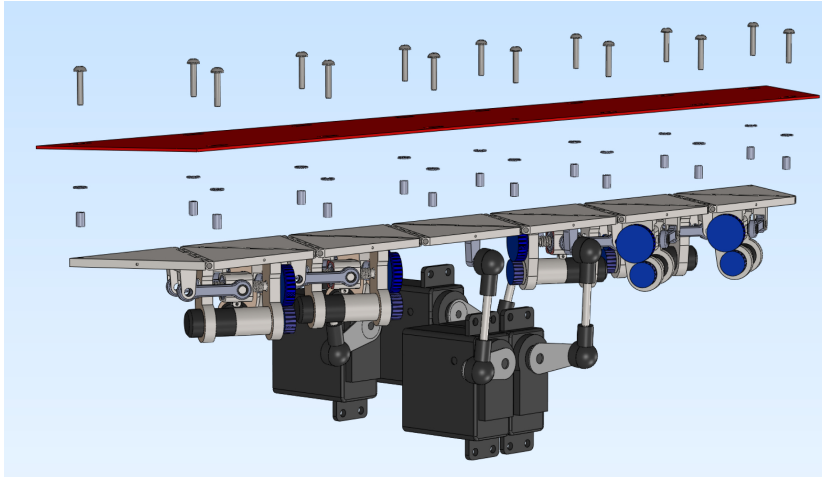


Figura 9.12: Assemblaggio della striscia

Al disopra della striscia di controllo verrà installato un sensore capacitivo affinché il calcolatore sia in grado di individuare dove l'utente tocca la superficie quindi, le teste delle viti potrebbero risultare d'intralcio. Per ovviare a tale inconvenienti é possibile scegliere tra due alternative: utilizzare viti a testa piatta effettuando le svasature coniche sulla striscia Figura (9.13-a) oppure utilizzare una striscia dotata di apposite sagomature di alloggiamento (Figura 9.13-b).

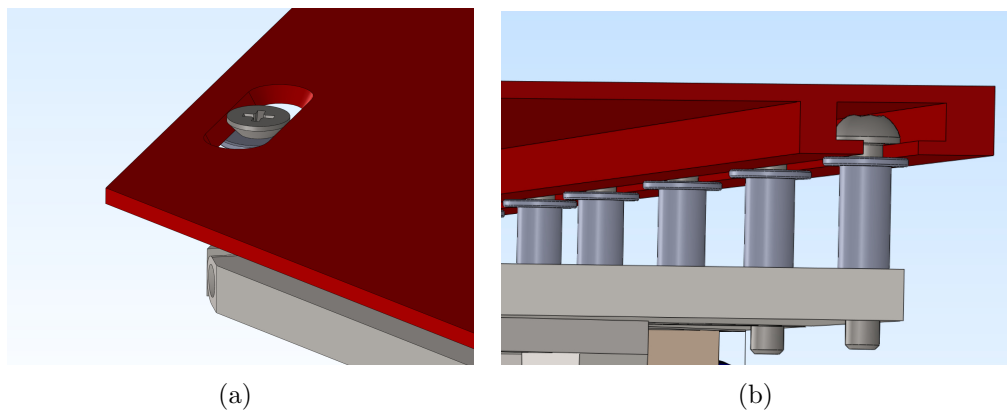


Figura 9.13: Inclinazioni dei settori ad azionamento assoluto

# Capitolo 10

## Integrazione con sistema a 6 gradi di libertà

Nel presente capitolo si illustrerá come il sistema fin ora ottenuto, che ha il compito di far assumere alla striscia la forma della superficie da esplorare, verrá installato e movimentato mediante un sistema a 6 gradi di libertá. Tre di questi gradi di libertá saranno forniti da un sistema haptic Moog HapticMaster mentre i tre rimanenti da un sistema di rotazioni secondo le direzioni principali di beccheggio, rollio ed imbardata.

Al contrario dell'attuale versione del sistema SATIN, che utilizza due HapticMaster, la versione proposta ne utilizza uno soltanto comportando cosí, visto l'alto costo di questi sistemi, un notevole risparmio economico e una diminuzione della difficoltá del controllo di tali sistemi.

### 10.1 Sistema Moog HapticMaster

Il sistema Moog HapticMaster consiste in un braccio robotico che ha la capacitá di effettuare 2 traslazioni e una rotazione come indicato in Figura 10.1.

Tale sistema garantisce una forza di reazione di 250 N ed una velocitá di spostamento pari a 1m/s e mediante gli alloggiamenti che si vedranno in seguito permette di far compiere al sistema notevoli spostamenti rimanendo tuttavia estremamente preciso.

Per una maggior comprensione dell'evolversi del sistema d'alloggiamento su tale componente verrá illustrato al termine dei paragrafi relativi ai sistemi di rotazione in beccheggio, rollio ed imbardata tuttavia, si é ritenuto utile ripor-

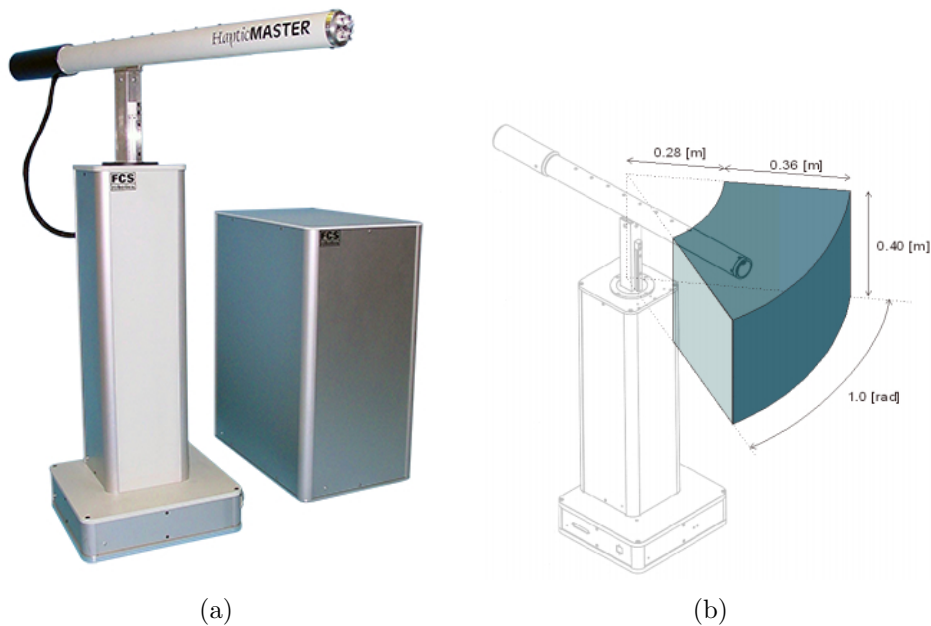


Figura 10.1: Sistema Moog HapticMaster

tare le specifiche sull'HapticMaster in anticipo così da rendere maggiormente comprensibili i prossimi paragrafi.

## 10.2 Intelaiatura meccanismo e sistema di imbardata

Come indicato in precedenza, oltre ai motori d'azionamento assoluto, anche il triangolo centrale deve rimanere fisso rispetto a tutti gli altri settori. Per fare ciò si è prevista la realizzazione di un'intelaiatura realizzata mediante taglio, piegatura ed assemblaggio di parti in lamiera all'interno delle quali verranno alloggiati e fissati i servomotori. Tale telaio verrà quindi unito mediante collegamento bullonato con due sezioni circolari, che successivamente avranno funzione di perno, alla cui estremità risulta presente un'apposita piastra per il fissaggio del triangolo centrale (Figura 10.2).

Mediante tale soluzione tutto il sistema di movimentazione della striscia risulta vincolato rendendo possibile realizzare il sistema di rotazione di imbardata. Per fare ciò i perni precedentemente descritti vengono inseriti, inframmezzati da appositi cuscinetti radenti, in una forcella le cui teste sono smontabili in modo da facilitare l'alloggiamento. Solidale alla forcella



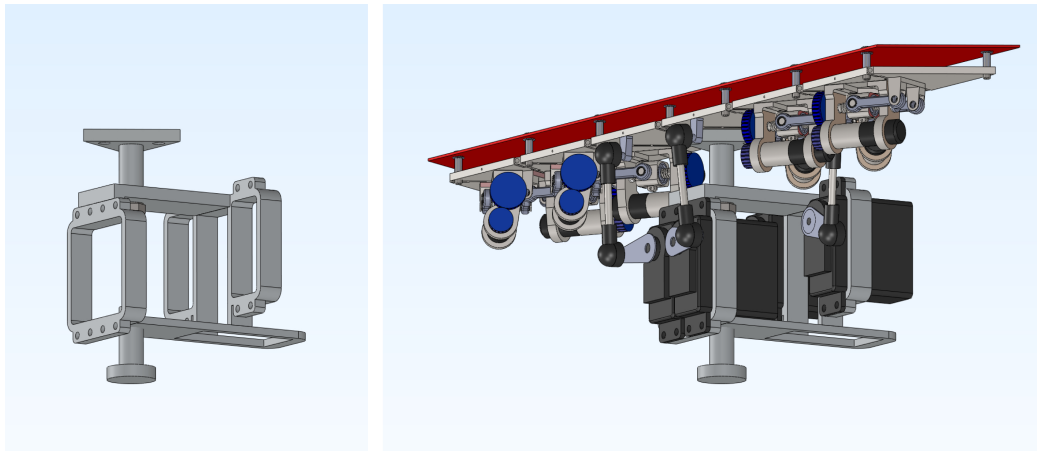


Figura 10.2: Intelaiatura e fissaggio motori e settore centrale

risulta installato un settore di ruota dentata mentre, in un apposito spazio di alloggiamento precedentemente previsto nell'intelaiatura dei motori, viene installato un ulteriore servomotore il cui albero di uscita, collegato ad un pignone, risulta parallelo all'asse del settore dentato (10.3).

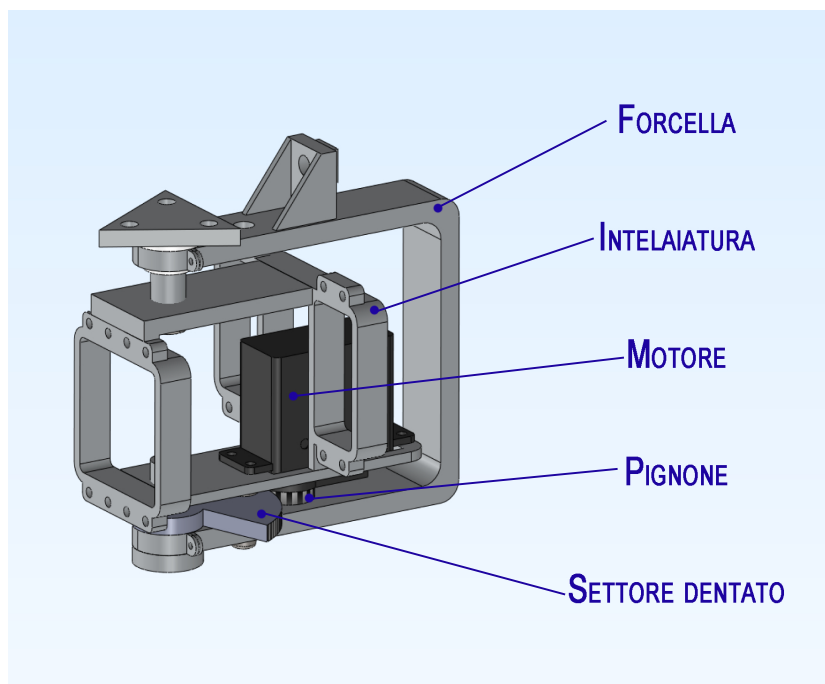


Figura 10.3: Componenti di movimentazione d'imbardata

Tale sistema presenta quindi un grado di libertà rotazionale lungo l'asse

dei perni, il quale viene controllato mediante il motore precedentemente descritto. Infatti la rotazione del pignone permette a questo di "arrampicarsi" sul settore dentato provocando la rotazione relativa dell'intelaiatura come rappresentato in Figura 10.4.

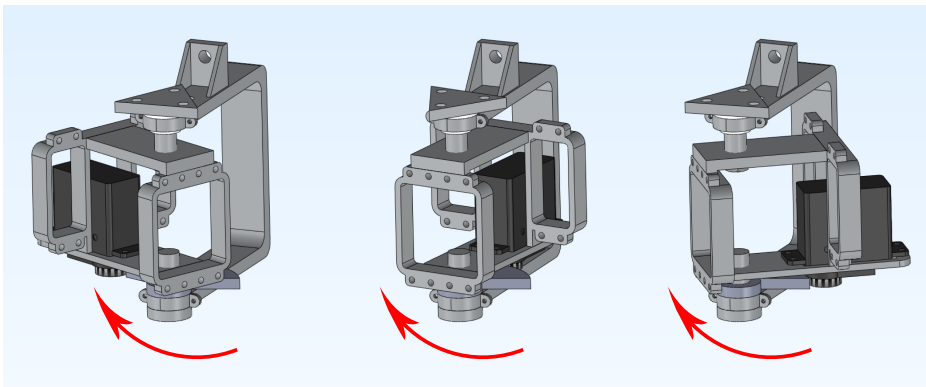


Figura 10.4: Imbardata:rotazione relativa dell'intelaiatura

Il sistema di movimentazione di imbardata risulta realizzato. Come visualizzato in Figura 10.5 il risultato ottenuto risulta piú che soddisfacente e con prestazioni superiori alla versione attuale del sistema SATIN.

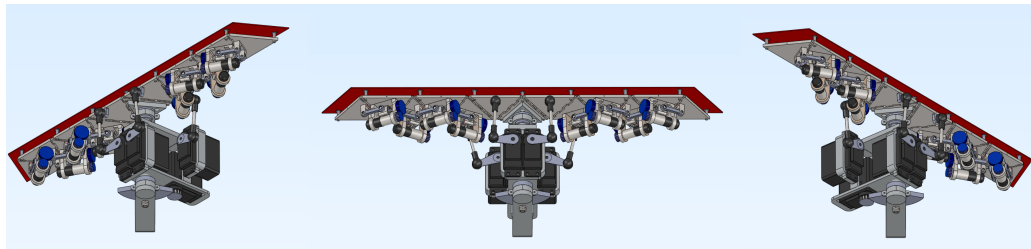


Figura 10.5: Imbardata del sistema

### 10.3 Sistema di beccheggio

Per il beccheggio si mantiene sostanzialmente il sistema realizzato per l'attuale versione del sistema SATIN. Tale meccanismo é costituito da un motore che, attraverso un pignone, trasmette il moto ad una ruota dentata. Ad essa é fissato un apposito supporto dove verrà alloggiato l'aggancio proveniente dalla forcella di imbardata (Figura 10.6).

Mediante il controllo della rotazione del motore risulta possibile posizionare il sistema nella rotazione di beccheggio voluta. Come indicato in Figura

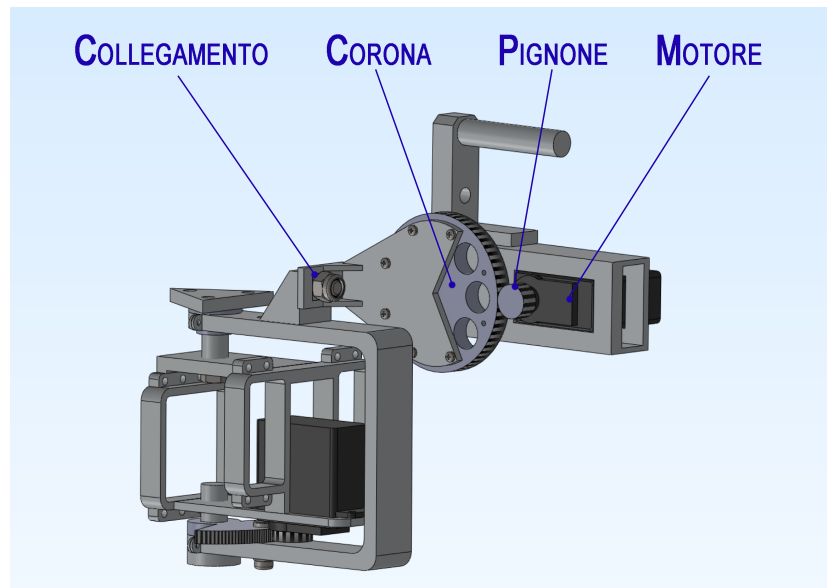


Figura 10.6: Componenti di movimentazione in beccheggio

10.7, tale soluzione presenta notevoli prestazioni in termini rotazionali infatti permette di rappresentare superfici inferiori secondo entrambe le normali uscenti dalle superfici stesse.

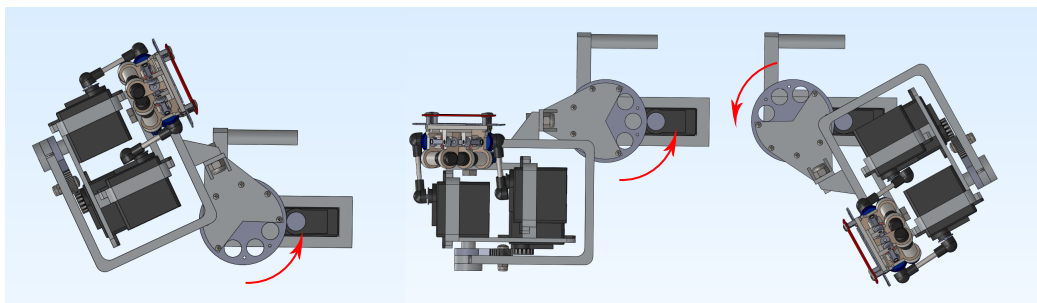


Figura 10.7: Beccheggio del sistema

## 10.4 Sistema di rollio

Per il sistema di rollio si utilizza il medesimo approccio utilizzato per i sistemi di imbardata e beccheggio. Infatti anche in questo caso é presente un motore, che per semplicitá di alloggiamento é stato assunto come un motoriduttore cilindrico, il quale mediante un pignone trasferisce il moto ad una corona solidale con sistema da movimentare (Figura 10.8).

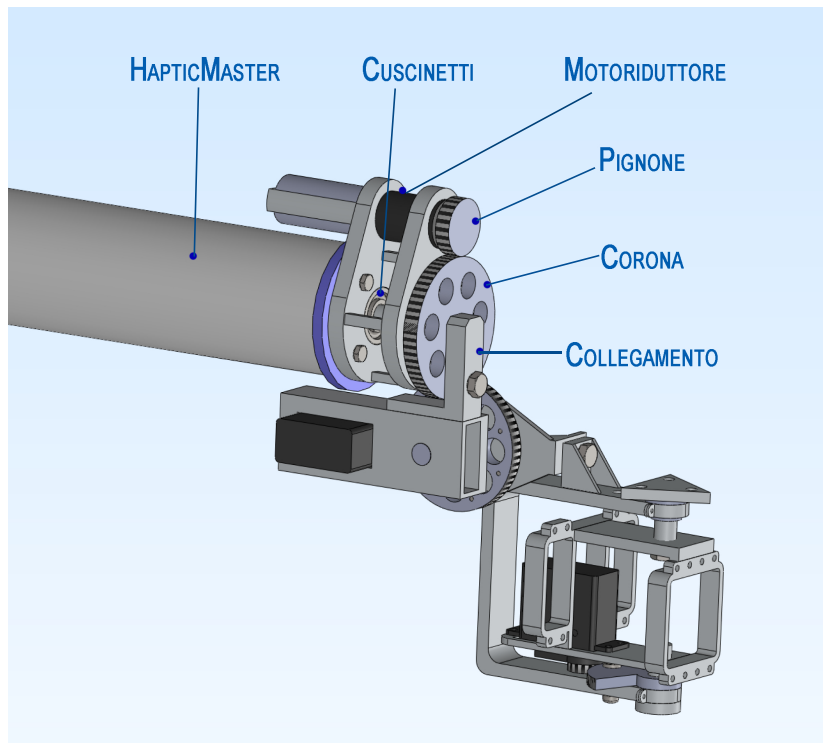


Figura 10.8: Componenti di movimentazione in rollio

Mediante il controllo della rotazione del pignone risulta possibile posizionare il sistema secondo la rotazione di rollio. La capacità di ruotare secondo questo asse risulta essere notevolmente migliorata rispetto all'attuale versione del sistema SATIN.

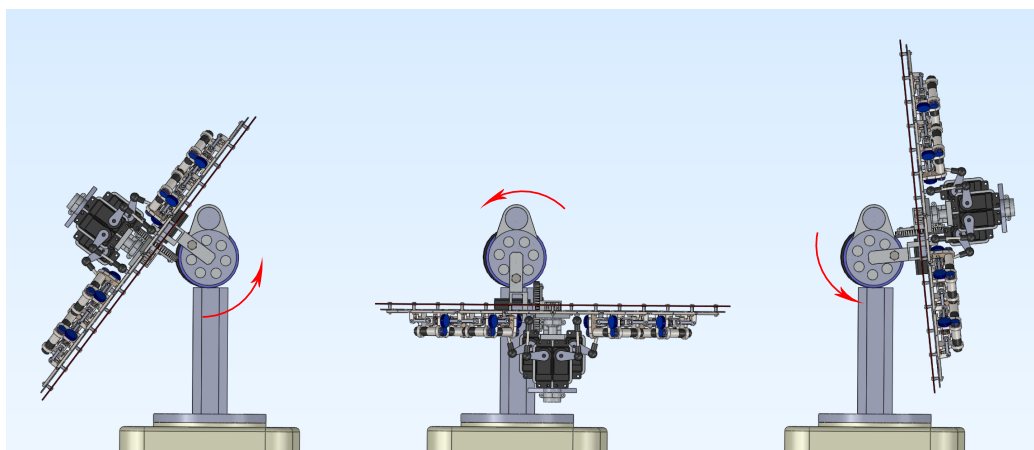


Figura 10.9: Rollio del sistema

# Capitolo 11

## Modalità e sensori di interazione

### 11.1 Modalità di utilizzo: esplorazione e modifica

Ora che i sistemi responsabili della piegatura e torsione della striscia, e quelli della movimentazione secondo i gradi di libertà in imbardata, rollio e beccheggio e l'alloggiamento sull'HapticMaster risultano essere completi è necessario sviluppare un sistema affinché l'utente possa interagire con l'intero apparato. Le interazioni utente-sistema che si vogliono sviluppare corrispondono sostanzialmente ai due utilizzi previsti per il sistema:

- **Modalità Esplorazione:** in tale utilizzo l'utente deve poter esplorare nella sua totalità la superficie virtuale in esame. Quindi deve essere in grado di spostare la striscia nei punti dove desidera andare a valutare mediante il tocco la curvatura assunta dalla superficie. Per chiarire meglio tale concetto si ipotizzi che la superficie in esame sia il cofano di un autovettura: l'utente andrà a posizionare la striscia nei punti in cui desidera andare a toccare la superficie, quindi, egli dovrà avere la possibilità di comunicare al sistema dove posizionare la striscia rispetto alla superficie virtuale la quale ne assumerà la forma;
- **Modalità Modifica:** nella seconda tipologia di interazione l'utente deve avere la possibilità di modificare la superficie rappresentata. Infatti dopo aver posizionato la striscia nella posizione desiderata e

valutata la curvatura mediante la modalità di esplorazione l'utente dovrà poter modificare localmente la curvatura della superficie variando la forma della striscia. Nella versione attuale del sistema SATIN tale modifica poteva essere effettuata solamente mediante delle manopole all'estremità del sistema rendendo quindi le possibilità di modifica locale limitate. Nella versione proposta, come si vedrà in seguito, si è sviluppato un sistema che permetterà di variare la posizione locale di ogni punto di contatto rendendo così le possibilità di modifica locale notevolmente più immediate e precise.

### 11.2 Sensori di interazione

Come illustrato nel paragrafo precedente si andrà a sviluppare un sistema che permetta all'utente di interagire attivamente con il sistema. In modalità esplorazione l'operatore deve essere in grado di spostare la striscia secondo due traslazioni e una rotazione (Figura 11.1), la deformazione della striscia e la sua disposizione spaziale viene automaticamente determinata dal calcolatore in modo che la striscia rimanga tangente alla superficie in esame. Mentre nella modalità di modifica l'utente fornisce l'input di spostamento di un particolare punto di contatto che corrisponde null'altro alla rotazione relativa di un particolare settore del meccanismo di controllo.

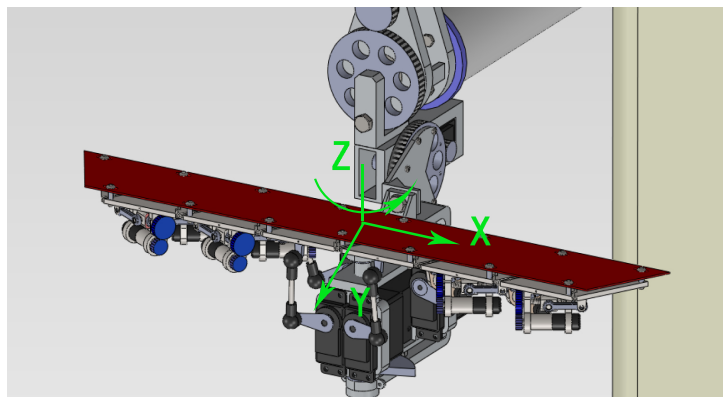


Figura 11.1: Spostamenti comandati in modalità esplorazione

Per realizzare quanto illustrato si è preso spunto da quanto realizzato nella versione attuale del sistema SATIN. Infatti le manopole installate sono delle placche sagomate di alluminio dotate di estensimetri che misurano la deformazione imposta dall'utente. Questa viene poi convertita dal calcolatore in un output di spostamento permettendo all'utente di movimentare il sistema.

Nella versione proposta si é utilizzato il medesimo principio distribuendo su ogni settore dei semplici lamierini sagomati dotati di estensimetri.

Tali sensori permetteranno all'utente di interagire attivamente con il sistema. Infatti il suo tocco andrà a deformare il lamierino in modo tale che gli estensimetri inviino un input al calcolatore che interpretandolo restituirá un output di spostamento. Le deformazioni di interesse sono sostanzialmente le 3 flessioni indicate in Figura 11.2

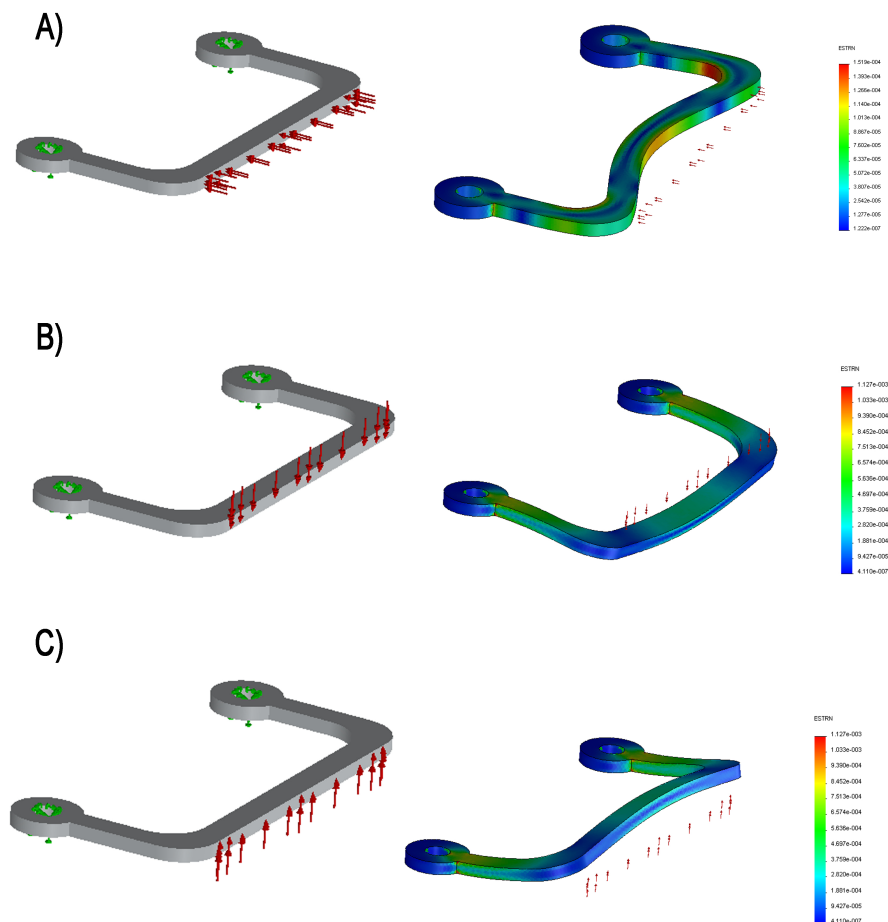


Figura 11.2: Deformazioni d'interesse

Il caso a) si presenta quando l'utente preme il sensore parallelamente alla striscia, mentre i casi b) e c) quando egli "tira verso l'alto" o "spinge verso il basso" quest'ultimo. Sostanzialmente il primo caso viene applicato nella modalità di esplorazione mentre gli altri due in quella di modifica.

## Capitolo 11

---

Nella prima modalità il tocco di uno o piú sensori permette all'utente di andare a posizionare la striscia nei punti di interesse, in particolare, premendo i sensori posti alle estremitá si otterrá una traslazione della striscia in direzione X, come indicato in Figura 11.3.

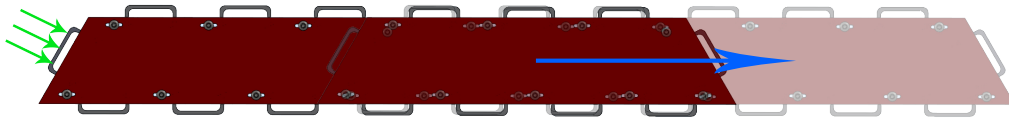


Figura 11.3: Traslazione lungo l'asse X

Applicando invece una pressione a due sensori posti dal medesimo lato del meccanismo corrisponderá ad una traslazione lungo l'asse Y, come indicato in Figura 11.4.

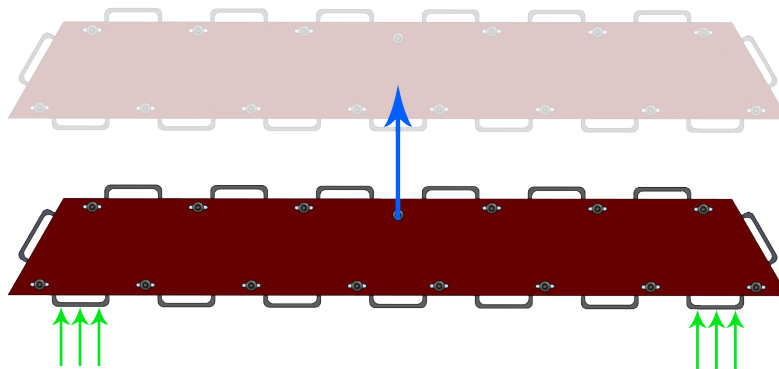


Figura 11.4: Traslazione lungo l'asse Y

Per quanto riguarda la rotazione attorno all'asse Z essa é ottenibile premendo contemporaneamente due sensori posti rispettivamente su due facce opposte, inoltre, per incrementare le possibilitá di posizionamento, il centro di rotazione non risulta essere univoco bensí differenziato a seconda di quali sensori saranno soggetti a pressione (Figura 11.5).

Mediante tale sistema sará quindi possibile comunicare al calcolatore dove si vuole andare a posizionare la striscia il quale, durante la traslazione provvederá a controllare tutti gli altri gradi di libertá disponibili per far si che la superficie del sistema rimanga tangente alla superficie virtuale come sinteticamente rappresentato in Figura 11.6.

Non appena posizionato il sistema nei punti desiderati, qualora si desiderasse variare la superficie rappresentata, sará sufficiente passare alla modalitá



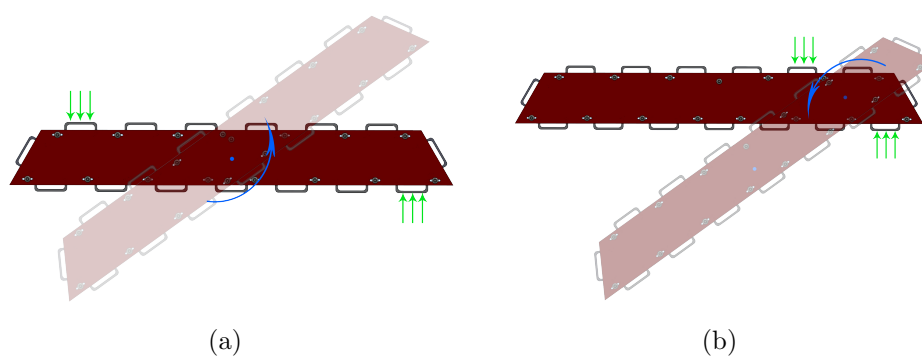


Figura 11.5: Rotazione differenziata sull'asse Z

di modifica. Flettendo gli appositi sensori si indicherá al sistema di ruotare il settore del punto di contatto relativo al sensore toccato. Mediante tale possibilitá risulta possibile modificare localmente ogni punto sensibile potendo cosí disegnare la superficie con le mani. Un esempio di tale processo é rappresentato in Figura 11.7 dove una superficie cilindrica viene modificata spostando i punti di contatto mediante una stimolazione del sensore, il calcolatore andrà a modificare la superficie virtuale per mantenerla del tutto simile a quella della striscia.

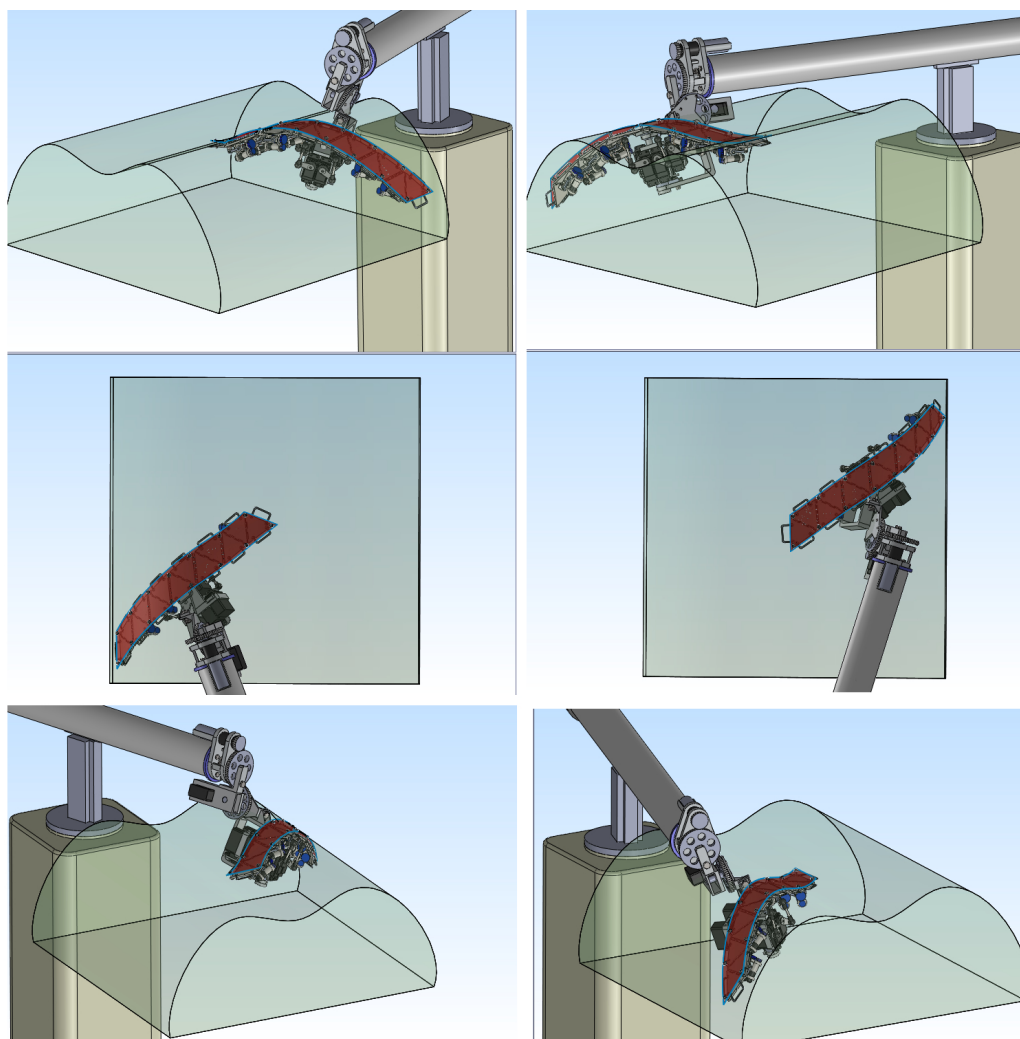


Figura 11.6: Spostamento e adattabilità automatica del sistema

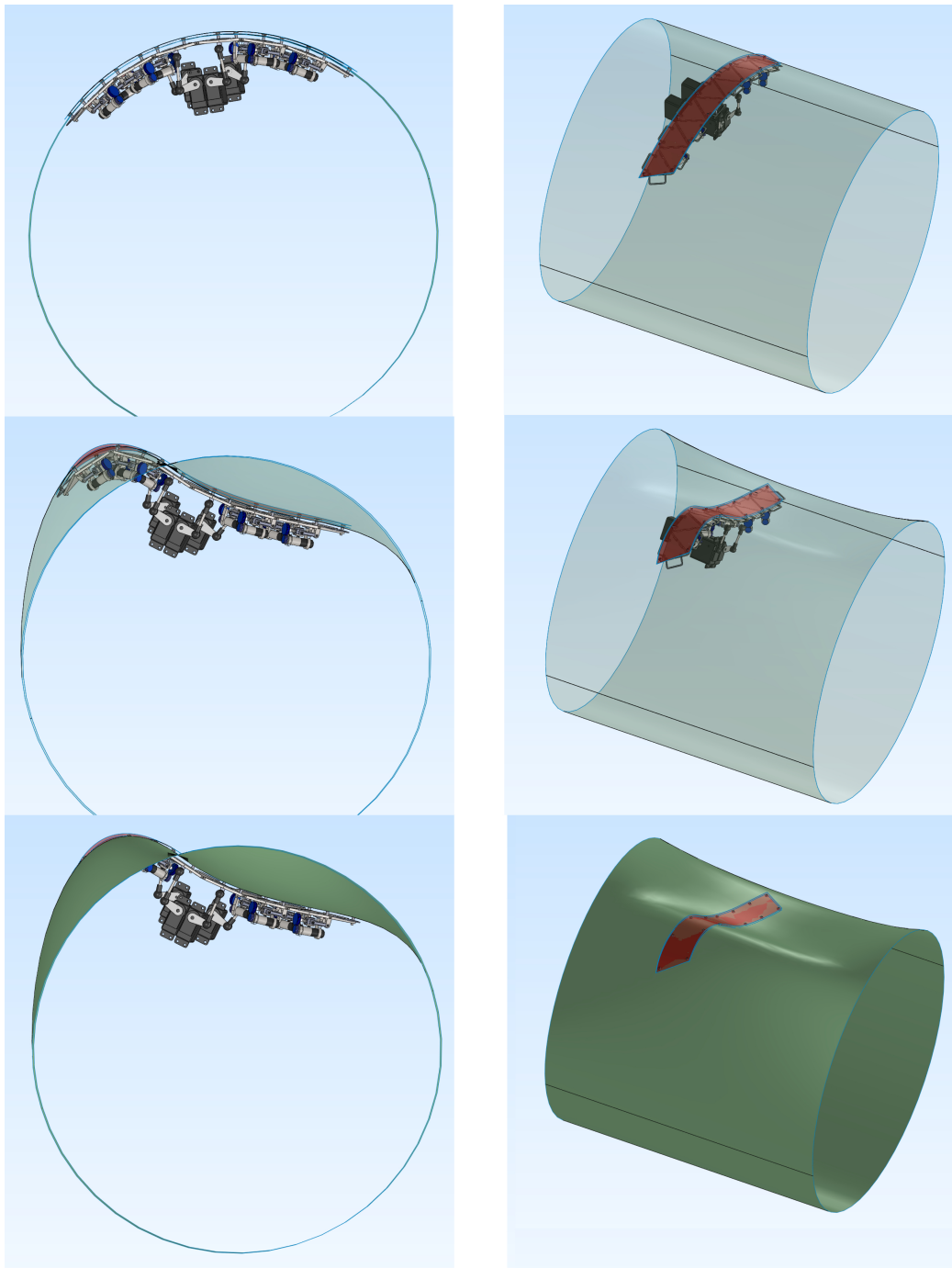


Figura 11.7: Modifica di superfici mediante lo spostamento dei punti di contatto



# Capitolo 12

## Conclusioni

La finalità della presente tesi é lo sviluppo di un nuovo concept per il sistema SATIN che soddisfi gli obbiettivi richiesti quali la diminuzione del raggio di curvatura rappresentabile, delle dimensioni e dei costi di implementazione. Lo studio di un nuovo principio di funzionamento ha portato ad un sistema di movimentazione della striscia flessibile mediante una mesh di settori triangolari incernierati ad assi inclinati i quali risultano essere azionati da dei sistemi di movimentazione assoluti e relativi. Quest'ultimi essendo alloggiati al disotto dei settori stessi hanno richiesto una forte miniaturizzazione e lo sviluppo di un particolare meccanismo di azionamento. Un'analisi cinematica ha permesso di ottenere posizione, velocità ed accelerazioni di ogni punto del sistema, di individuare eventuali singolarità e di formulare varie leggi di moto da fornire ai motori. A seguito di un processo di ottimizzazione é stato possibile effettuare un dimensionamento dei componenti principali dei settori ad azionamento relativo, i quali, assemblati a quelli a quelli di tipo assoluto, compongono il nuovo sistema di movimentazione dell'interfaccia tattile. Tale insieme é stato poi alloggiato su un sistema di posizionamento a 6 gradi di libertà che comprende un solo robot Moog HapticMaster. Sono infine stati sviluppati dei sensori di interazione per permettere all'utente di posizionare la striscia nello spazio e di modificarne la forma. Al termine di tutto lo sviluppo si é ottenuto un sistema che soddisfa gli obbiettivi preposti. Infatti esso é in grado di rappresentare curvature con raggi di circa 60 mm, presenta ridotte dimensioni e inferiori costi di implementazione rispetto alla versione attuale.

Al termine dello studio e dello sviluppo del concept proposto risulta pos-

## Capitolo 12

---

<b>Caratteristica</b>	<b>Versione Proposta</b>	<b>Versione Attuale</b>
Raggio di curvatura minimo	60 mm	170 mm
Distanza punti di contatto	50	80
Dimensioni striscia	370 X 43 mm	480 x 50 mm
Rappresentazione di cilindri completi	SI	NO
Rappresentazione di superfici piane verticali	SI	NO
Angolo totale di torsione	180°	90°
Numero di HapticMaster	1	2
Numero di motori necessari (striscia)	12	11
Modifica globale	SI	SI
Modifica diretta di ogni punto di contatto	SI	NO

Tabella 12.1: Confronto tra le caratteristiche delle due versioni

sibile effettuare un confronto con la versione attuale del sistema SATIN in modo da poterne cogliere le differenze sostanziali. Tali caratteristiche sono riportate in modo sintetico nella Tabella 12.1 così da rendere più chiara una valutazione sulla validità del concept proposto.

Come indicato, l'obiettivo principale, ovvero quello di ridurre il raggio minimo rappresentabile al disotto degli 80 mm, è stato ampiamente raggiunto, così come quelli secondari di ridurre le dimensioni e costi di implementazione. Infatti l'utilizzo di un solo HapticMaster invece che due, comporta un notevole risparmio economico.

La riprogettazione totale del sistema sin dal suo principio di funzionamento ha permesso lo sviluppo di questo nuovo concept il quale oltre a rispettare gli obiettivi richiesti porta notevoli incrementi nella potenzialità di rappresentazione delle superfici. Infatti, al contrario della versione attuale, esso risulta essere in grado di piegare la striscia fino ad ottenere un cilindro e di torcerla con un angolo totale di 180°. Inoltre, grazie al sistema di movimentazione secondo le rotazioni di rollio, beccheggio ed imbardata, risulta essere in grado di rappresentare superfici piane verticali. Infine, ulteriore caratteristica peculiare che comporta un grande vantaggio in termini di utilizzo risulta essere lo sviluppo dei sensori di interazione per ogni settore i quali, garantiscono la possibilità di modificare localmente la posizione dei punti di contatto in modo più immediato rispetto alla versione attuale, rendendo possibile all'utente "disegnare e scolpire le superfici con le mani".

In conclusione, visto le notevoli potenzialità del concept realizzato, esso risulta essere una valida proposta per lo sviluppo di una nuova versione del sistema SATIN.







# Bibliografia

- [1] N. Bachschmid, S. Bruni, A. Collina, B. Pizzigoni, and F. Resta. *Fondamenti di meccanica teorica e applicata*. McGraw-Hill Companies, 2010.
- [2] R.G. Ballas. *Piezoelectric multilayer beam bending actuators: static and dynamic behavior and aspects of sensor integration*. Microtechnology and MEMS. Springer, 2007.
- [3] M. Belloli, R. Corradi, and R. Rocchi. *Dinamica dei Sistemi Meccanici Esercizi*. 2007.
- [4] M. Bordegoni, F. Ferrise, M. Covarrubias, and M. Antolini. A linear haptic interface for the evaluation of shapes. In *ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences (IDETC); Computers and Information in Engineering Conference (CIE)*, 2009.
- [5] Duriez C., Andriot C., and Kheddar A. Interactive haptics for virtual prototyping of deformable objects: Snap-in tasks case. In *Eurohaptics*, 2003.
- [6] S. H. Choi and A. M. M. Chan. A virtual prototyping system for rapid product development. *Computer-Aided Design*, 36(5):401 – 412, 2004.
- [7] M. Covarrubias, M. Bordegoni, U. Cugini, and M. Antolini. A 6-dof haptic strip for representing and modifying the surface of virtual objects. In *IV Convencion Cientifica de Ingenieria Y Arquitectura, Habana, Cuba*, 2008.
- [8] M.R. Covarrubias. *System for aesthetic shapes evaluation based on haptic interface collocated with a stereoscopic visualization system*. 2009.
- [9] P. Davoli, M. Filippini, C. Gorla, and A Lo Conte. *Lezioni sugli organi delle macchine*. Maggioli Editore, 2008.

- 
- [10] G. Diana and F. Cheli. *Cinematica e dinamica dei sistemi multicorpo*. Schonenfeld & Ziegler, 2005.
- [11] G. Diana and F. Cheli. *Dinamica e vibrazioni dei sistemi meccanici*. Dinamica e vibrazioni dei sistemi meccanici. Polipress, 2007.
- [12] G. Diana and F. Resta. *Controllo di sistemi meccanici*. Polipress, 2007.
- [13] Knut Drewing and Marc O. Ernst. Integration of force and position cues for shape perception through active touch. *Brain Research*, 1078(1):92 – 100, 2006.
- [14] E. Gatti, F. Ferrise, G. Maria Re, and M Bordegoni. Curvature discontinuities discrimination during dynamic exploration of surface. *proceeding to the 27th Annual Meeting of the International Society for Psychophysics in Herzliya, Fechner Day, Israel.*, (1), October 2011.
- [15] H. Giberti. *Progettazione Meccanica Funzionale: dispense del corso*.
- [16] M. Giglio and M. Gobbi. *Costruzione di macchine*. McGraw-Hill Companies, 2011.
- [17] Melita J. Giummarra, Stephen J. Gibson, Nellie Georgiou-Karistianis, and John L. Bradshaw. Mechanisms underlying embodiment, disembodiment and loss of embodiment. *Neuroscience & Biobehavioral Reviews*, 32(1):143 – 160, 2008.
- [18] M. Guagliano, C. Gorla, and G. Colombo. *Progettazione metodi strumenti ed applicazioni: dispense ed appunti del corso*. 2009.
- [19] M. Guarnieri and A. Stella. *Principi e applicazioni di elettrotecnica*. Number v. 1 in Principi e applicazioni di elettrotecnica. Progetto Libreria, 2004.
- [20] T.A. Kern. *Engineering Haptic Devices: A Beginner's Guide for Engineers*. Springer, 2009.
- [21] D.C. Lagoudas. *Shape memory alloys: modeling and engineering applications*. Springer, 2008.
- [22] C. D Lee, D. A Lawrence, and L. Y. Pao. A high-bandwidth force-controlled haptic interface. In *Proc. 9th Annual Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems*, volume DSC-Vol. 69-2, pages 1299–1308. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, FL., 2000.

- 
- [23] Sangyoon Lee and Gerard Jounghyun Kim. Effects of haptic feedback, stereoscopy, and image resolution on performance and presence in remote navigation. *International Journal of Human-Computer Studies*, 66(10):701 – 717, 2008.
- [24] Soo S. Lee and Jang M. Lee. Design of a general purpose 6-dof haptic interface. *Mechatronics*, 13(7):697 – 722, 2003.
- [25] Bordegoni M., Colombo G., and Formentini L. Haptic technologies for the conceptual and validation phases of product design. *Computers & Graphics*, 30(3):377 – 390, 2006.
- [26] P.L. Magnani and G. Ruggieri. *Meccanismi per macchine automatiche*. Collezione di ingegneria meccanica. UTET, 1986.
- [27] Garrec P., Friconneau J.P., and Louveau F. Virtuose 6d: A new industrial master arm using innovative ball-screw actuators. In *Proc. of International Symposium on Robotics*, 2004.
- [28] Hyungjun Park, Hee-Cheol Moon, and Jae Yeol Lee. Tangible augmented prototyping of digital handheld products. *Computers in Industry*, 60(2):114 – 125, 2009.
- [29] D. De Rossi and C. Domenici. Tactile sensors. In K. H. Jrgen Buschow, Robert W. Cahn, Merton C. Flemings, Bernard Ilchner (print), Edward J. Kramer, Subhash Mahajan, , and Patrick Veyssire (updates), editors, *Encyclopedia of Materials: Science and Technology*, pages 9081 – 9083. Elsevier, Oxford, 2001.
- [30] A. Strozzi. *Costruzione di macchine*. Pitagora, 1998.
- [31] Cugini U., Bordegoni M., Covarrubias M., and Antolini M. Geodesic haptic device for surface rendering. *Joint Virtual Reality Conference of EGVE - ICAT - EuroVR (2009)*, 2009. M. Hirose, D. Schmalstieg, C. A. Wingrave, and K. Nishimura (Editors), France, December 2009.
- [32] Koert van Mensvoort, Dik J. Hermes, and Maurice van Montfort. Usability of optically simulated haptic feedback. *International Journal of Human-Computer Studies*, 66(6):438 – 451, 2008.
- [33] L. Vergani. *Meccanica dei materiali*. McGraw-Hill Companies, 2006.
- [34] D. Weidlich, L. Cser, T. Polzin, D. Cristiano, and H. Zickner. Virtual reality approaches for immersive design. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 56(1):139 – 142, 2007.

- 
- [35] [www.faulhaber.com](http://www.faulhaber.com). Micromotri, microriduttori, encoders, viti a ricircolo di sfere e microsistemi di movimentazione lineare.
- [36] [www.igus.it](http://www.igus.it). Cuscinetti radenti autolubrificanti, snodi sferici e microcomponentistica.
- [37] [www.khkgears.co.jp](http://www.khkgears.co.jp). Ruote dentate.
- [38] [www.lipmilano.it](http://www.lipmilano.it). Ruote dentate.
- [39] [www.maxonmotor.it](http://www.maxonmotor.it). Micromotri, microriduttori, encoders, sistemi di controllo e sistemi di movimentazione lineare.
- [40] [www.nanomotion.com](http://www.nanomotion.com). Sistemi di movimentazione, servomotori, componenti piezoelettrici ceramici, controller multiassiali.
- [41] [www.physikinstrumente.com](http://www.physikinstrumente.com). Prodotti e sistemi per nano e micro posizionamenti.
- [42] [www.piezomotor.se](http://www.piezomotor.se). Motori piezoelettrici e sistemi di movimentazione.
- [43] [www.skf.com](http://www.skf.com). Cuscinetti radiali, assiali ed obliqui a sfere, rulli e rullini.
- [44] [www.thk.com](http://www.thk.com). Viti a ricircolo di sfere.
- [45] R.N. Zantout and Y.F. Zheng. Determining geodesics of a discrete surface. *Multisensor Fusion and Integration for Intelligent Systems, 1994. IEEE International Conference on MFI '94.*, pages 551–558, Oct 1994.

**Appendice A**

**Cataloghi**

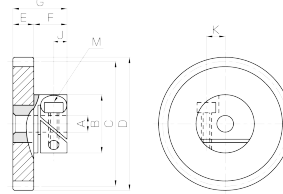


# Acetal Fairloc Hub Spur Gears

Module 0.5, 0.8



Specifications	
Precision grade	JIS grade N10 (JIS B1702-1: 1998) * JIS grade 6 (JIS B1702: 1976)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	Acetal with SUS303 core
Heat treatment	—
Tooth hardness	110 ~ 120HRR



\* The gear grade listed is the value before clamping. The precision grade of products with a module of less than 0.8 is equivalent to the value shown in the table.

S1

- Spur Gears
- Helical Gears
- Internal Gears
- Racks
- CP Racks & Pinions
- Miter Gears
- Bevel Gears
- Screw Gears
- Worm Gear Pair
- Bevel Gearboxes
- Other Products

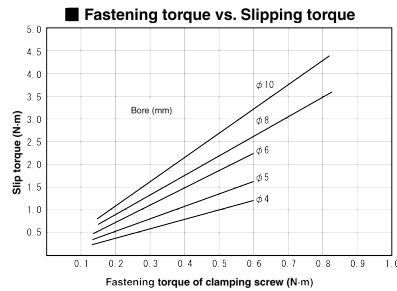
Catalog No.	Module	No. of teeth	Shape	Bore		Hub dia.		Pitch dia.		Outside dia.		Face width		Hub width		Total length		Cap screw dimensions		
				A <sub>H</sub> T	B	C	D	E	F	G	M	J	K							
DSL0.5-28	m0.5	28	S1	5	14	14	15	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-30		30	S1	5	14	15	16	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-32		32	S1	5	14	16	17	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-36		36	S1	5	14	18	19	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-40		40	S1	5	14	20	21	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-45		45	S1	5	14	22.5	23.5	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-48		48	S1	5	14	24	25	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-50		50	S1	5	14	25	26	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-56		56	S1	5	14	28	29	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-60		60	S1	5	14	30	31	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-64		64	S1	5	14	32	33	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-70		70	S1	5	14	35	36	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.5-72	72	S1	5	14	36	37	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4								
DSL0.5-75	75	S1	5	14	37.5	38.5	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4								
DSL0.5-80	80	S1	5	14	40	41	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4								
DSL0.5-90	90	S1	8	17	45	46	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.5-96	96	S1	8	17	48	49	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.5-100	100	S1	8	17	50	51	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.5-120	120	S1	8	17	60	61	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.8-20	m0.8	20	S1	5	14	16	17.6	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-24		24	S1	5	14	19.2	20.8	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-25		25	S1	5	14	20	21.6	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-28		28	S1	5	14	22.4	24	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-30		30	S1	5	14	24	25.6	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-32		32	S1	5	14	25.6	27.2	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-36		36	S1	5	14	28.8	30.4	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-40		40	S1	5	14	32	33.6	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-45		45	S1	5	14	36	37.6	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-48		48	S1	5	14	38.4	40	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-50		50	S1	5	14	40	41.6	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-56		56	S1	5	14	44.8	46.4	5	8.5	13.5	M2.5	3.3	4.4							
DSL0.8-60	60	S1	8	17	48	49.6	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.8-72	72	S1	8	17	57.6	59.2	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.8-80	80	S1	8	17	64	65.6	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.8-90	90	S1	8	17	72	73.6	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								
DSL0.8-100	100	S1	8	17	80	81.6	5	9.8	14.8	M3	4.3	5.9								

[Caution on Product Characteristics]

- ① The allowable torques shown in the table are calculated values according to the assumed usage conditions. Please see page 35 for more details.
- ② The backlash values shown in the table are the theoretical values for the backlash in the normal direction of a pair of identical gears in mesh.
- ③ Fairloc Hub Gears are attached to the shaft by friction. Slipping torque should be considered when making a selection.
- ④ Do not tighten the clamping screw without inserting a shaft, or the bore will be permanently deformed and will not accept a shaft.

### Fastening torque vs. Slipping torque

The slipping torque which is dependent on the fastening torque can sometimes be less than the gear strength. Please use caution in selecting. The chart on the right shows the relationship between the slipping torque and the fastening torque.



※ Data supplied by Designatronics Inc.

Figura A.1: Catalogo ruote dentate

Acetal Fairloc Hub Spur Gears

Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Recommended fastening torque		Backlash (mm)	Weight (kg)	Catalog No.
Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(N·m)	(kgf·m)			
0.39	—	0.04	—	0.60	0.061	0~0.10	10.8	<b>DSL0.5-28</b>
0.43	—	0.044	—	0.60	0.061	0~0.10	11.0	<b>DSL0.5-30</b>
0.46	—	0.047	—	0.60	0.061	0~0.10	11.2	<b>DSL0.5-32</b>
0.54	—	0.055	—	0.60	0.061	0~0.10	11.5	<b>DSL0.5-36</b>
0.62	—	0.063	—	0.60	0.061	0~0.10	12.0	<b>DSL0.5-40</b>
0.71	—	0.073	—	0.60	0.061	0~0.10	12.5	<b>DSL0.5-45</b>
0.78	—	0.079	—	0.60	0.061	0~0.10	12.9	<b>DSL0.5-48</b>
0.82	—	0.083	—	0.60	0.061	0~0.10	13.2	<b>DSL0.5-50</b>
0.93	—	0.095	—	0.60	0.061	0~0.10	14.1	<b>DSL0.5-56</b>
1.01	—	0.10	—	0.80	0.082	0~0.10	14.7	<b>DSL0.5-60</b>
1.08	—	0.11	—	0.80	0.082	0~0.10	15.4	<b>DSL0.5-64</b>
1.20	—	0.12	—	0.80	0.082	0~0.10	16.5	<b>DSL0.5-70</b>
1.24	—	0.13	—	0.80	0.082	0~0.10	16.9	<b>DSL0.5-72</b>
1.29	—	0.13	—	0.80	0.082	0~0.10	17.5	<b>DSL0.5-75</b>
1.39	—	0.14	—	0.80	0.082	0~0.10	18.6	<b>DSL0.5-80</b>
1.58	—	0.16	—	0.80	0.082	0~0.10	23.9	<b>DSL0.5-90</b>
1.70	—	0.17	—	0.80	0.082	0~0.10	25.5	<b>DSL0.5-96</b>
1.78	—	0.18	—	0.80	0.082	0~0.10	26.6	<b>DSL0.5-100</b>
2.15	—	0.22	—	0.80	0.082	0~0.10	32.6	<b>DSL0.5-120</b>
0.58	—	0.059	—	0.60	0.061	0~0.10	11.2	<b>DSL0.8-20</b>
0.73	—	0.075	—	0.60	0.061	0~0.10	11.8	<b>DSL0.8-24</b>
0.78	—	0.079	—	0.60	0.061	0~0.10	12.0	<b>DSL0.8-25</b>
0.89	—	0.091	—	0.60	0.061	0~0.10	12.5	<b>DSL0.8-28</b>
0.97	—	0.099	—	0.60	0.061	0~0.10	12.9	<b>DSL0.8-30</b>
1.06	—	0.11	—	0.60	0.061	0~0.10	13.4	<b>DSL0.8-32</b>
1.23	—	0.13	—	0.60	0.061	0~0.10	14.3	<b>DSL0.8-36</b>
1.41	—	0.14	—	0.60	0.061	0~0.10	15.4	<b>DSL0.8-40</b>
1.62	—	0.17	—	0.60	0.061	0~0.10	16.9	<b>DSL0.8-45</b>
1.76	—	0.18	—	0.60	0.061	0~0.10	17.9	<b>DSL0.8-48</b>
1.85	—	0.19	—	0.60	0.061	0~0.10	18.6	<b>DSL0.8-50</b>
2.11	—	0.22	—	0.60	0.061	0~0.10	20.8	<b>DSL0.8-56</b>
2.28	—	0.23	—	0.80	0.082	0~0.10	25.5	<b>DSL0.8-60</b>
2.8	—	0.29	—	0.80	0.082	0~0.10	31.1	<b>DSL0.8-72</b>
3.15	—	0.32	—	0.80	0.082	0~0.10	35.4	<b>DSL0.8-80</b>
3.58	—	0.37	—	0.80	0.082	0~0.10	41.4	<b>DSL0.8-90</b>
4.03	—	0.41	—	0.80	0.082	0~0.10	48.1	<b>DSL0.8-100</b>

[Caution on Secondary Operations] ① These are finished products, avoid performing secondary operations on the bore.  
 ② Perform secondary operations carefully as to not distort the groove for clamping.

- Spur Gears
- Helical Gears
- Internal Gears
- Racks
- CP Racks & Pinions
- Miter Gears
- Bevel Gears
- Screw Gears
- Worm Gear Pair
- Bevel Gearboxes
- Other Products

Figura A.2: Catalogo ruote dentate

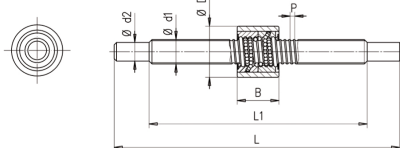
LINEAR MOVEMENT  
BALL SCREWS

Standard product line - microlinea

The mps ball screws are entirely made out of stainless steel and all components are ground. They are fitted with a double nut to adjust the play. The manufacturing process guarantees a pitch variation of less than 5 µm over the full length.

On request

- Lubricants : grease, oil, dry lubrication
- Machined ends
- Higher static load
- Multiple nuts
- Left hand thread
- Length
- Axial play (down to zero backlash)
- Special surface treatments
- Flang nut, anchor nut



Reference	Nut		Screw							Axial load rating ISO3408-5 (N)			
	D (mm)	B (mm)	Ø balls (mm)	d1 (mm)	P (mm)	d <sub>s</sub> (mm)	L (mm)	L <sub>1</sub> (mm)	Standard profile		High load profile		
									dyn. (Cam)	stat. (Coa)	dyn. (Cam)	stat. (Coa)	
ED 410X / V404X	10	10	0.794	4.25	1.0	3	70	50	229	179	426	422	
ED 513X / V501X	13	12	1.000	5.8	1.25	4	100	75	356	302	660	709	
ED 616X / V601X	16	14	1.191	7.4	1.5	6	140	110	519	475	958	1114	
ED 822X / V801X	22	18	1.588	10.5	2.0	8	190	150	890	887	1646	2085	
ED 1028X / V1001X	28	22	2.000	13.6	2.5	10	260	210	1345	1409	2497	3313	

Materials

- Housing: stainless steel AISI 440C
- Ball nuts ED/ES: stainless steel AISI 440C
- Shields: stainless steel AISI 302 or AISI 303
- Balls: stainless steel AISI 440C
- Lubrication: standard: Winsor Lube L245X (rust protection; i.e. dipped in oil)

Example of part number definition

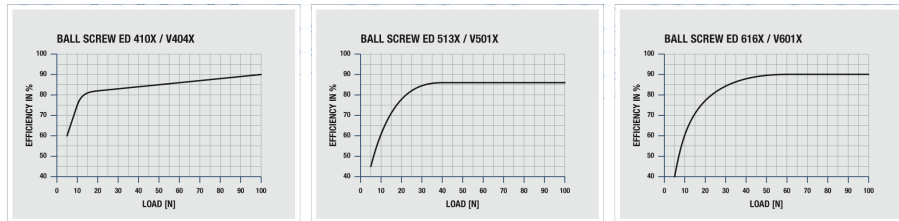
- ED 513X/V501X double nut
- EDD 513X/V501X two double nuts
- ED 513X/V501X 4 x lead of nut thread
- ED 513X/V501X outer diameter of nut
- ED 513X/V501X nut in stainless steel
- ED 513X/V501X ground precision screw
- ED 513X/V501X 4 x lead of screw thread
- ED 513X/V501X screw drawing number
- ED 513X/V501X screw in stainless steel

Figura A.3: Catalogo vite a ricircolazione di sfere



Starting efficiency

(Useful information for dimensioning the system.)



Technical Data		ED 410X / V404X	ED 513X / V501X	ED 616X / V601X	ED 822X / V801X	ED 1028 / V1001X
Tolerance of nut outer Ø	D [µm]	0/-6	0/-6	0/-6	0/-9	0/-9
Tolerance of screw ends Ø	d <sub>2</sub> [µm]	0/-8	0/-8	0/-8	0/-8	0/-8
Max. pitch variation over total leadscrew length*	[µm]	5	5	5	5	5
Max. eccentricity nut / screw	[µm]	10	10	12	14	16
Average efficiency	[%]	80-85	80-87	80-89	81-91	83-92
Standard axial play	[µm]	0-5	0-5	0-5	0-5	0-5
Zero backlash		on request				

\*Standard specification. The precision can be increased on request. **Note:** Do not remove the nut from the shaft.




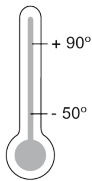

Ball screw calculations – general formulas


The theoretical life expectancy is generally expressed by the total number of revolutions. The life expectancy can also be expressed in hours or in total travel distance. The fatigue life is calculated as follows:

- $L_m$ : Life expectancy in number of revolutions [rev]
- $L_{hm}$ : Life expectancy in hours [h]
- $C_{dm}$ : Modified axial dynamic load [N]
- $F_m$ : Equivalent load [N], see ISO 3408-5
- $n_m$ : Equivalent rotation speed [min<sup>-1</sup>], see ISO 3408-5

$$L_m = \left( \frac{C_{dm}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 \quad L_{hm} = \frac{L_m}{n_m \cdot 60}$$

Figura A.4: Catalogo vite a ricircolazione di sfere

 <p>iglidur® J</p>	 <p>iglidur® J   Lo specialista per i movimenti a strappo</p> <p>La perfetta combinazione di bassi coefficienti d'attrito e di eccellente resistenza all'abrasione con carichi medio-bassi. Per applicazioni in ambienti umidi o su macchine che debbano subire lavaggi periodici.</p> <p>3 Forme &gt; 190 Dimensioni Ø 2-100 mm</p> 
<p>Tel. +39 - 039 - 59 06 1 Fax +39 - 039 - 59 06 222</p>	
<p>igus® S.r.l. Robbiate (LC)</p>	<p>Indice prezzo</p> 
<p>Internet: <a href="http://www.igus.it">www.igus.it</a> E-Mail: <a href="mailto:igusitalia@igus.it">igusitalia@igus.it</a></p>	<p>3.2 File 3D CAD, catalogo on-line e altre informazioni ► <a href="http://www.igus.it/it/j">www.igus.it/it/j</a></p>



**Lo specialista per i movimenti a strappo**

<p><b>+</b></p> <p>Quando impiegare iglidur® J</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● A velocità di strisciamento elevate</li> <li>● Per applicazioni in ambienti umidi</li> <li>● Per applicazioni a basso carico in cui è richiesta lunga durata</li> <li>● Per impiego anche in ambienti sporchi</li> <li>● Quando si richiedono bassi coefficienti d'attrito</li> <li>● Quando il cuscinetto deve avere capacità ammortizzanti</li> <li>● In presenza di agenti chimici non molto aggressivi</li> <li>● Per lo scorrimento anche su alberi teneri</li> </ul>	<p><b>-</b></p> <p>Quando non impiegare iglidur® J</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● In presenza di alti carichi           <ul style="list-style-type: none"> <li>► iglidur® G (Capitolo 2), iglidur® W300 (Capitolo 5)</li> </ul> </li> <li>● A temperature operative, per breve durata, oltre i 120°C           <ul style="list-style-type: none"> <li>► iglidur® G (Capitolo 2), iglidur® Z (Capitolo 22)</li> </ul> </li> </ul>
--	--

Figura A.5: Catalogo cuscinetti autolubrificanti a strisciamento

## iglidur® J | Dati tecnici



J

iglidur® J

Tel. +39 - 039 - 59 06 1  
Fax +39 - 039 - 59 06 222

+

i

mm

3.3

### Scheda tecnica del materiale

Caratteristiche generali	Unità di misura	iglidur® J	Metodo di prova
Densità	g/cm <sup>3</sup>	1,49	
Colore		giallo	
Max. assorbimento di umidità a 23°C / 50% u.r.	Peso %	0,3	DIN 53495
Max. assorbimento d'acqua per saturazione	Peso %	1,3	
Coefficiente d'attrito dinamico su acciaio	μ	0,06 - 0,18	
Max. p x v ammissibile (a secco)	MPa x m/s	0,34	

#### Caratteristiche meccaniche

Modulo elastico	MPa	2.400	DIN 53457
Resistenza alla flessione a 20 °C	MPa	73	DIN 53452
Resistenza alla compressione	MPa	60	
Max. carico specifico ammissibile, statico a 20 °C	MPa	35	
Durezza Shore D		74	DIN 53505

#### Caratteristiche fisiche e termiche

Max. temperatura operativa permanente	°C	90	
Temperatura limite per breve durata	°C	120	
Temperatura operativa minima	°C	-50	
Conducibilità termica	W/m x K	0,25	ASTM C 177
Coefficiente di dilatazione termica (T <sub>ref</sub> = 23 °C)	K <sup>-1</sup> x 10 <sup>-5</sup>	10	DIN 53752

#### Caratteristiche elettriche

Resistività di volume	Ωcm	> 10 <sup>13</sup>	DIN IEC 93
Resistività di superficie	Ω	> 10 <sup>12</sup>	DIN 53482

Tabella 3.1: Scheda tecnica del materiale

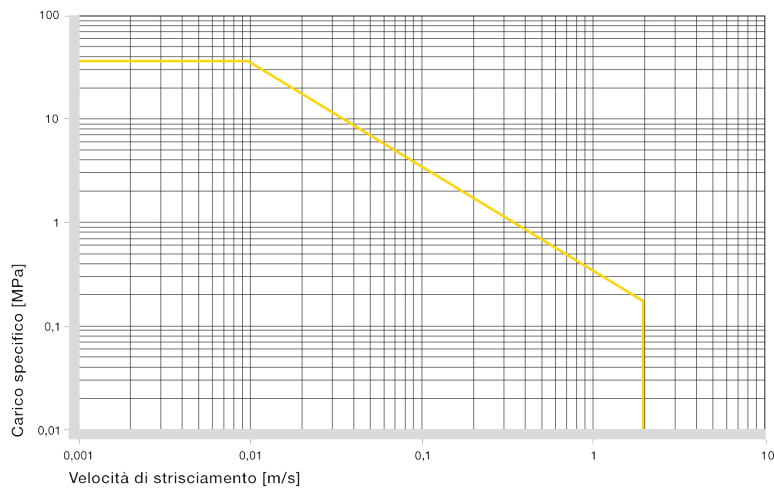


Grafico 3.1: Valori p x v ammissibili per iglidur® J; funzionamento a secco su albero in acciaio, a 20°C, sede in acciaio, spessore cuscinetto 1 mm

File 3D CAD, catalogo on-line e altre informazioni ► [www.igus.it/it/j](http://www.igus.it/it/j)

Figura A.6: Catalogo cuscinetti autolubrificanti a strisciamento



iglidur® J

Tel. +39 - 039 - 59 06 1  
Fax +39 - 039 - 59 06 222

igus® S.r.l.  
Robbiate (LC)

Internet: [www.igus.it](http://www.igus.it)  
E-Mail: [igusitalia@igus.it](mailto:igusitalia@igus.it)

3.4

## igus® iglidur® J | Dati tecnici

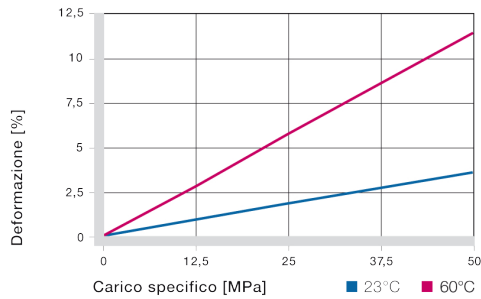


Grafico 3.2: Deformazione in funzione del carico e della temperatura

m/s	Rotazione	Oscillazione	Lineare
Permanente	1,5	1,1	8
Breve durata	3	2,1	10

Tabella 3.2: Massime velocità di strisciamento

iglidur® J	Temperatura operativa
Minima	- 50 °C
Max. permanente	+ 90 °C
Max. per breve durata	+ 120 °C

Tabella 3.3: Range di temperatura per iglidur® J

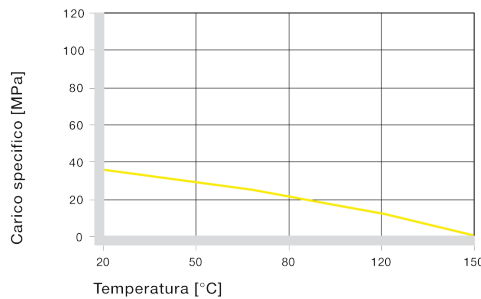


Grafico 3.3: Massimo carico statico ammissibile in funzione della temperatura

iglidur® J	A secco	Grasso	Olio	Acqua
C.d.A. $\mu$	0,06 - 0,18	0,09	0,04	0,04

Tabella 3.4: Coefficienti d'attrito su acciaio (Ra = 1  $\mu$ m, 50 HRC)

I cuscinetti iglidur® J si distinguono soprattutto per i bassi coefficienti di attrito nel funzionamento a secco e la minima tendenza a fenomeni di stick-slip.

### Resistenza alla compressione

I cuscinetti iglidur® J non sono idonei ad applicazioni con carichi particolarmente elevati: il massimo carico specifico ammissibile è pari a 35 MPa. Il grafico 3.2 riporta la deformazione elastica del materiale in funzione del carico applicato: rispettando il limite indicato di 35 MPa, la deformazione risulta inferiore al 2,5%.

▢ Grafico 3.2

▶ Resistenza alla compressione, Pagina 1.20

### Velocità ammissibili

I bassi coefficienti di attrito e la ridotta tendenza ai fenomeni di stick-slip del materiale iglidur® J sono caratteristiche molto importanti in presenza di velocità ed accelerazioni molto basse o molto alte: queste sono infatti le condizioni in cui è più probabile il rischio di impuntamento, con conseguente funzionamento irregolare, surriscaldamento ed usura, tali da compromettere in misura significativa la durata del cuscinetto. In queste situazioni è importante che i coefficienti di attrito di primo distacco e dinamico siano il più ravvicinati possibile. I valori riportati nella tabella 3.2 rappresentano le velocità limite, raggiungibili solo se la boccia non è praticamente sottoposta ad alcuna sollecitazione di tipo meccanico. Infatti se all'alta velocità si aggiungono forze o tensioni esterne, si rischia che la temperatura – a causa del calore sviluppato per attrito – aumenti fino a superare il valore massimo ammissibile.

▶ Velocità di strisciamento, Pagina 1.22

▶ Prodotto p x v, Pagina 1.24

### Temperature

I cuscinetti iglidur® J sono idonei a lavorare a temperature comprese tra -50°e +90°C; il

File 3D CAD, catalogo on-line e altre informazioni ▶ [www.igus.it/it/j](http://www.igus.it/it/j)

Figura A.7: Catalogo cuscinetti autolubrificanti a strisciamento

## iglidur® J | Dati tecnici

limite massimo per breve durata è di 120°C. Il grafico 3.3 mostra la diminuzione del carico ammissibile sui cuscinetti iglidur® J all'aumentare della temperatura. Superando gli 80°C anche l'abrasione relativa aumenta notevolmente.

- ☑ Grafico 3.3
- ▶ Temperature operative, Pagina 1.25

### Attrito e usura

Il grafico 3.5 mostra l'andamento del coefficiente d'attrito del materiale iglidur® J in funzione del carico specifico applicato: i valori minimi si registrano con carichi oltre i 5 MPa, ma anche con sollecitazioni lievi l'attrito è comunque basso.

A carico costante, in un campo di velocità medio-basse, il coefficiente d'attrito rimane pressoché invariato al variare della velocità di strisciamento (grafico 3.4).

Attrito ed usura dipendono in larga misura anche dalla tipologia di albero e dal grado di finitura superficiale: in linea generale, all'aumentare della rugosità, il coefficiente di attrito aumenta. I risultati migliori si ottengono su superfici rettificate con rugosità media Ra compresa tra 0,1 e 0,3 µm.

- ☑ Grafici 3.4, 3.5, 3.6
- ▶ Coefficienti di attrito e superfici, Pagina 1.27
- ▶ Resistenza all'abrasione, Pagina 1.28

### Materiali per alberi

I grafici alle pagine seguenti mostrano un estratto dei risultati dei test effettuati su cuscinetti iglidur® J per strisciamento su diverse tipologie di alberi di uso comune: il parametro di riferimento è l'abrasione relativa (espressa in µm di usura rilevata per Km percorso), che è il valore più significativo ai fini della stima di durata di un cuscinetto a strisciamento.

Per applicazioni in rotazione con carichi medio-bassi (fino a 2 MPa), le migliori performance si registrano su acciaio con ripor- to di cromo duro, ma non si tratta di una scelta obbligatoria: contrariamente a quanto verificato per la maggior parte dei materiali

igus®

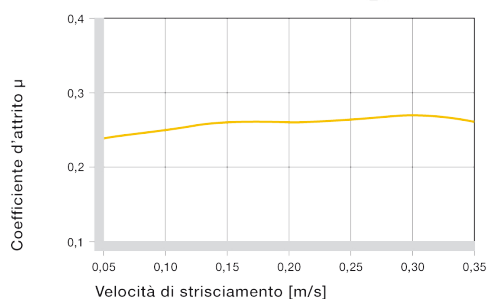


Grafico 3.4: Coefficiente d'attrito in funzione della velocità di strisciamento, p = 0,75 MPa

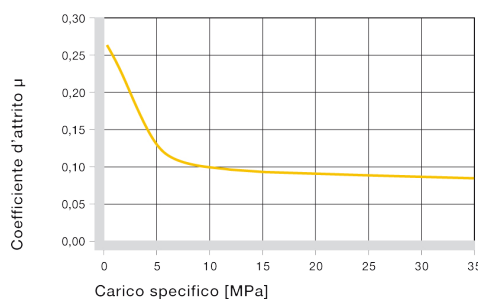


Grafico 3.5: Coefficiente d'attrito in funzione del carico specifico, v = 0,01 m/s

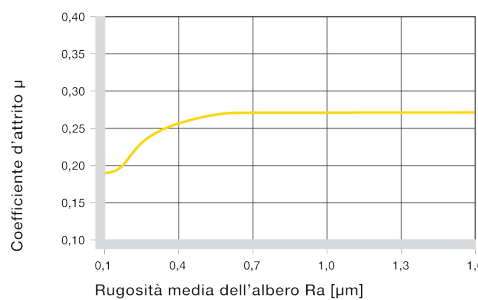


Grafico 3.6: Coefficiente d'attrito in funzione del grado di finitura dell'albero (Materiale: Cf53)



iglidur® J

Tel. +39 - 039 - 59 06 1  
Fax +39 - 039 - 59 06 222

+

!

1

mm

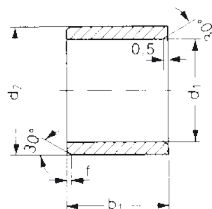
3.5

File 3D CAD, catalogo on-line e altre informazioni ▶ [www.igus.it/it/j](http://www.igus.it/it/j)

Figura A.8: Catalogo cuscinetti autolubrificanti a strisciamento



# iglus® iglidur® J | Cuscinetto cilindrico | in mm



Dimensioni in mm  
**Codice articolo:**  
**J S M-0104-02**

Smusso in funzione del diametro interno d1  
 d1 [mm]: Ø 1-6 | Ø 6-12 | Ø 12-30 | Ø > 30  
 f [mm]: 0,3 | 0,5 | 0,8 | 1,2

Dimensioni standard corrispondenti  
 a ISO 3547-1 e dimensioni speciali

mm  
 iglidur® J – Forma S

Tel. +39 - 039 - 59 06 1  
 Fax +39 - 039 - 59 06 222

igus® S.r.l.  
 Robbiate (LC)

Internet: [www.igus.it](http://www.igus.it)  
 E-Mail: [igusitalia@igus.it](mailto:igusitalia@igus.it)

Articolo	d1	Tolleranze d1*	d2	b1 h13	Articolo	d1	Tolleranze d1*	d2	b1 h13
JSM-0104-02	1,0	+0,014 +0,054	4,0	2,0	JSM-0810-16	8,0	+0,025 +0,083	10,0	16,0
JSM-0203-07	2,0	+0,020 +0,080	3,5	7,0	JSM-0812-10	8,0	+0,040 +0,130	12,0	10,0
JSM-0205-02	2,0	+0,020 +0,080	5,0	2,5	JSM-0812-12	8,0	+0,040 +0,130	12,0	12,0
JSM-0206-02	2,5	+0,020 +0,080	6,0	2,5	JSM-1012-05	10,0	+0,025 +0,083	12,0	5,0
JSM-0304-05	3,0	+0,020 +0,068	4,5	5,0	JSM-1012-06	10,0	+0,025 +0,083	12,0	6,0
JSM-0304-09	3,0	+0,020 +0,068	4,5	9,0	JSM-1012-08	10,0	+0,025 +0,083	12,0	8,0
JSM-0305-04	3,0	+0,020 +0,080	5,0	4,0	JSM-1012-10	10,0	+0,025 +0,083	12,0	10,0
JSM-0308-04	3,0	+0,020 +0,080	8,0	4,0	JSM-1012-11	10,0	+0,025 +0,083	12,0	11,0
JSM-0405-04	4,0	+0,020 +0,068	5,5	4,0	JSM-1012-12	10,0	+0,025 +0,083	12,0	12,0
JSM-0405-08	4,0	+0,020 +0,068	5,5	8,0	JSM-1012-15	10,0	+0,025 +0,083	12,0	15,0
JSM-0507-046	5,0	+0,020 +0,068	7,0	4,6	JSM-1012-20	10,0	+0,025 +0,083	12,0	20,0
JSM-0507-05	5,0	+0,020 +0,068	7,0	5,0	JSM-1014-10	10,0	+0,040 +0,130	14,0	10,0
JSM-0507-10	5,0	+0,020 +0,068	7,0	10,0	JSM-1014-16	10,0	+0,040 +0,130	14,0	16,0
JSM-0507-15	5,0	+0,020 +0,080	7,0	15,0	JSM-1214-06	12,0	+0,032 +0,102	14,0	6,0
JSM-0607-08	6,0	+0,010 +0,058	7,0	8,0	JSM-1214-08	12,0	+0,032 +0,102	14,0	8,0
JSM-0607-12,5	6,0	+0,010 +0,058	7,0	12,5	JSM-1214-09	12,0	+0,032 +0,102	14,0	9,0
JSM-0607-14	6,0	+0,010 +0,058	7,0	14,0	JSM-1214-10	12,0	+0,032 +0,102	14,0	10,0
JSM-0608-043	6,0	+0,020 +0,068	8,0	4,3	JSM-1214-15	12,0	+0,032 +0,102	14,0	15,0
JSM-0608-06	6,0	+0,020 +0,068	8,0	6,0	JSM-1216-12	12,0	+0,050 +0,160	16,0	12,0
JSM-0608-10	6,0	+0,020 +0,068	8,0	10,0	JSM-1216-17	12,0	+0,050 +0,160	16,0	17,0
JSM-0609-06	6,0	+0,030 +0,105	9,0	6,0	JSM-1416-05	14,0	+0,032 +0,102	16,0	5,0
JSM-0610-10	6,0	+0,030 +0,105	10,0	10,0	JSM-1416-08	14,0	+0,032 +0,102	16,0	8,0
JSM-0709-09	7,0	+0,025 +0,083	9,0	9,0	JSM-1416-10	14,0	+0,032 +0,102	16,0	10,0
JSM-0810-04	8,0	+0,025 +0,083	10,0	4,0	JSM-1416-15	14,0	+0,032 +0,102	16,0	15,0
JSM-0810-06	8,0	+0,025 +0,083	10,0	6,0	JSM-1416-20	14,0	+0,032 +0,102	16,0	20,0
JSM-0810-08	8,0	+0,025 +0,083	10,0	8,0	JSM-1416-25	14,0	+0,032 +0,102	16,0	25,0
JSM-0810-10	8,0	+0,025 +0,083	10,0	10,0	JSM-1418-18	14,0	+0,032 +0,102	18,0	18,0
JSM-0810-12	8,0	+0,025 +0,083	10,0	12,0					

\* Dopo piantaggio. Verifiche dimensionali ► Pagina 1.35

3.8

Interpellateci in merito alla disponibilità di boccole in pollici o in dimensioni speciali

Figura A.9: Catalogo cuscinetti autolubrificanti a strisciamento



mm

iglidur® J – Forma F

Tel. +39 - 039 - 59 06 11

Fax +39 - 039 - 59 06 222

igus® S.r.l.

Robbiate (LC)

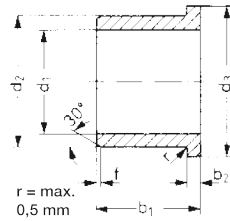
Internet: [www.igus.it](http://www.igus.it)

E-Mail: [igusitalia@igus.it](mailto:igusitalia@igus.it)

3.10

igus®

## iglidur® J | Cuscinetto flangiato | in mm



Dimensioni in mm

Codice articolo:

J F M-0304-05



b1

d2

d1

in mm

Forma

Materiale

Smusso in funzione del diametro interno d1

d1 [mm]:    Ø 1-6    Ø 6-12    Ø 12-30    Ø > 30

f [mm]:    0,3    0,5    0,8    1,2

Dimensioni standard corrispondenti  
a ISO 3547-1 e dimensioni speciali

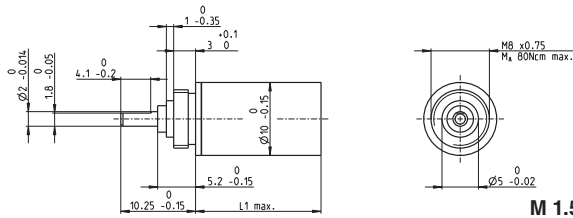
Articolo	d1	Tolleranze d1*	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14
JFM-0304-05	3,0	+0,014 +0,054	4,5	7,5	5,0	0,75
JFM-0306-10	3,0	+0,020 +0,080	6,0	9,0	10,0	1,5
JFM-0405-03	4,0	+0,020 +0,068	5,5	9,5	3,0	0,75
JFM-0405-06	4,0	+0,020 +0,068	5,5	9,5	6,0	0,75
JFM-0506-05	5,0	+0,020 +0,068	6,0	10,0	5,0	0,5
JFM-0507-05	5,0	+0,020 +0,068	7,0	11,0	5,0	1,0
JFM-0608-04	6,0	+0,020 +0,068	8,0	12,0	4,0	1,0
JFM-0608-06	6,0	+0,020 +0,068	8,0	12,0	6,0	1,0
JFM-0608-08	6,0	+0,020 +0,068	8,0	12,0	8,0	1,0
JFM-0608-10	6,0	+0,020 +0,068	8,0	12,0	10,0	1,0
JFM-0610-10	6,0	+0,030 +0,105	10,0	14,0	10,0	2,0
JFM-0810-038	8,0	+0,025 +0,083	10,0	15,0	3,8	1,0
JFM-0810-05	8,0	+0,025 +0,083	10,0	15,0	5,0	1,0
JFM-0810-06	8,0	+0,025 +0,083	10,0	15,0	6,0	1,0
JFM-0810-07	8,0	+0,025 +0,083	10,0	15,0	7,0	1,0
JFM-0810-08	8,0	+0,025 +0,083	10,0	15,0	8,0	1,0
JFM-0810-10	8,0	+0,025 +0,083	10,0	15,0	10,0	1,0
JFM-0810125-10	8,0	+0,025 +0,083	10,0	12,5	10,0	1,0
JFM-081014-10	8,0	+0,025 +0,083	10,0	14,0	10,0	1,0
JFM-081016-11	8,0	+0,025 +0,083	10,0	16,0	11,0	2,0
JFM-0812-06	8,0	+0,025 +0,083	12,0	16,0	6,0	2,0
JFM-1012-05	10,0	+0,025 +0,083	12,0	18,0	5,0	1,0
JFM-1012-09	10,0	+0,025 +0,083	12,0	18,0	9,0	1,0
JFM-1012-10	10,0	+0,025 +0,083	12,0	18,0	10,0	1,0
JFM-1012-12	10,0	+0,025 +0,083	12,0	18,0	12,0	1,0
JFM-1012-15	10,0	+0,025 +0,083	12,0	18,0	15,0	1,0
JFM-1012-18	10,0	+0,025 +0,083	12,0	18,0	18,0	1,0
JFM-101215-035	10,0	+0,025 +0,083	12,0	15,0	3,5	1,0
JFM-1014-14	10,0	+0,025 +0,083	14,0	18,0	14,0	1,0
JFM-1113-05	11,0	+0,025 +0,083	13,0	18,0	5,0	1,0
JFM-1214-05	12,0	+0,032 +0,102	14,0	20,0	5,0	1,0
JFM-1214-07	12,0	+0,032 +0,102	14,0	20,0	7,0	1,0
JFM-1214-09	12,0	+0,032 +0,102	14,0	20,0	9,0	1,0
JFM-1214-12	12,0	+0,032 +0,102	14,0	20,0	12,0	1,0
JFM-1214-15	12,0	+0,032 +0,102	14,0	20,0	15,0	1,0
JFM-121418-045	12,0	+0,032 +0,102	14,0	18,0	4,5	1,0
JFM-121418-10	12,0	+0,032 +0,102	14,0	18,0	10,0	1,0
JFM-1218-08	12,0	+0,050 +0,160	18,0	24,0	8,0	3,0

\* Dopo piantaggio. Verifiche dimensionali ► Pagina 1.35

Interpellateci in merito alla disponibilità di boccole in pollici o in dimensioni speciali

Figura A.10: Catalogo cuscinetti autolubrificanti a strisciamento

## Planetary Gearhead GP 10 A $\varnothing 10$ mm, 0.01 - 0.15 Nm



### Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Bearing at output	preloaded ball bearings
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.08 mm
Axial play at axial load	< 2 N 0 mm > 2 N max. 0.04 mm
Max. permissible axial load	5 N
Max. permissible force for press fits	10 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 12000 rpm
Recommended temperature range	-15 ... +80°C
Extended range as option	-40 ... +100°C
Number of stages	1 2 3 4 5
Max. radial load, 5 mm from flange	5 N 10 N 15 N 20 N 25 N

M 1.5:1

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

### Order Number

218415	218416	218417	218418	218419	332422	332423	332424	332425	332426
--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

### Gearhead Data

		4 : 1	16 : 1	64 : 1	256 : 1	1024:1	4 : 1	16 : 1	64 : 1	256 : 1	1024:1
1 Reduction		4 : 1	16 : 1	64 : 1	256 : 1	1024:1	4 : 1	16 : 1	64 : 1	256 : 1	1024:1
2 Reduction absolute		4	16	64	256	1024	4	16	64	256	1024
3 Max. motor shaft diameter	mm	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
4 Number of stages		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
5 Max. continuous torque	Nm	0.010	0.030	0.100	0.150	0.150	0.010	0.030	0.100	0.150	0.150
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	0.020	0.050	0.150	0.200	0.200	0.020	0.050	0.150	0.200	0.200
7 Max. efficiency	%	90	81	73	65	59	90	81	73	65	59
8 Weight	g	6.7	7.2	7.7	8.2	8.7	6.7	7.2	7.7	8.2	8.7
9 Average backlash no load	"	1.5	1.8	2.0	2.2	2.5	1.5	1.8	2.0	2.2	2.5
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup>	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005
11 Gearhead length L1	mm	10.4	14.1	17.2	20.4	23.5	10.4	14.1	17.2	20.4	23.5



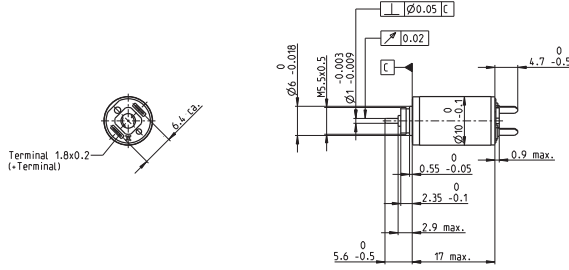
### maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Sensor/Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor / brake) + assembly parts									
RE 10, 0.75 W	52/53			27.5	31.2	34.3	37.5	40.6					
RE 10, 0.75 W	53	MR	255/256	33.3	37.0	40.1	43.3	46.4					
RE 10, 0.75 W	53	MEnc 10	273	35.6	39.3	42.4	45.6	48.7					
RE 10 1.5 W	54/55			35.1	38.8	41.9	45.1	48.2					
RE 10 1.5 W	55	MR	255/256	40.9	44.6	47.7	50.9	54.0					
RE 10, 1.5 W	55	MEnc 10	273	43.2	46.9	50.0	53.2	56.3					
A-max 12	87/88			31.7	35.4	38.5	41.7	44.8					
A-max 12, 0.5 W	88	MR	255/256	35.8	39.5	42.6	45.8	48.9					
EC 10, 0 W	140								36.2	39.9	43.0	46.2	49.3
EC 9.2 flat, 0.5 W	180			23.0	26.7	29.8	33.0	36.1					

Figura A.11: Catalogo riduttore a planetario



**RE 10** Ø10 mm, Precious Metal Brushes, 0.75 Watt, CE approved



M 1:1

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number									
118382	118383	118384	118385	118386	118387	118388	118389	118390	118391

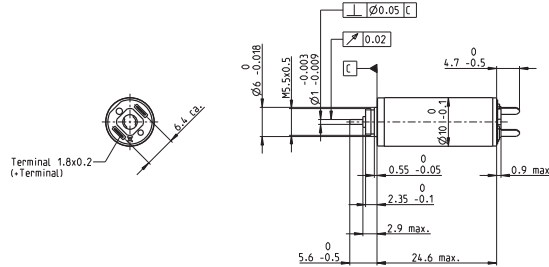
Motor Data												
Values at nominal voltage												
1	Nominal voltage	V	2.4	3.0	3.6	4.5	6.0	6.0	7.2	7.2	9.0	12.0
2	No load speed	rpm	10300	10400	9930	11300	13000	11400	11700	10600	10700	11600
3	No load current	mA	16.0	12.8	10.1	9.51	8.5	7.18	6.21	5.46	4.44	3.68
4	Nominal speed	rpm	1630	1990	1500	2950	4670	3150	3340	2300	2000	2790
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	0.757	0.789	0.784	0.787	0.784	0.800	0.784	0.718	0.757	0.746
6	Nominal current (max. continuous current)	A	0.367	0.306	0.243	0.222	0.190	0.170	0.143	0.119	0.101	0.081
7	Stall torque	mNm	0.924	1.00	0.949	1.09	1.25	1.13	1.12	0.944	0.957	1.01
8	Starting current	A	0.432	0.375	0.284	0.297	0.292	0.232	0.198	0.150	0.123	0.106
9	Max. efficiency	%	66	67	66	68	69	68	68	66	66	67
Characteristics												
10	Terminal resistance	Ω	5.55	8.00	12.7	15.2	20.6	25.8	36.4	47.9	72.9	114
11	Terminal inductance	mH	0.0461	0.0720	0.112	0.136	0.184	0.240	0.325	0.398	0.605	0.920
12	Torque constant	mNm / A	2.14	2.67	3.34	3.67	4.27	4.87	5.68	6.28	7.75	9.55
13	Speed constant	rpm / V	4470	3570	2860	2600	2230	1960	1680	1520	1230	1000
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	11600	10700	10800	10700	10700	10400	10800	11600	11600	11900
15	Mechanical time constant	ms	7.97	7.92	7.95	7.90	7.90	7.85	7.93	8.04	8.04	8.11
16	Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	0.0656	0.0707	0.0700	0.0702	0.0722	0.0722	0.0701	0.0662	0.0662	0.0651

Specifications	Operating Range	Comments
<b>Thermal data</b> 17 Thermal resistance housing-ambient 45.5 K / W 18 Thermal resistance winding-housing 19.5 K / W 19 Thermal time constant winding 3.14 s 20 Thermal time constant motor 108 s 21 Ambient temperature -20 ... +65°C 22 Max. permissible winding temperature +85°C  <b>Mechanical data (sleeve bearings)</b> 23 Max. permissible speed 19000 rpm 24 Axial play 0.05 - 0.15 mm 25 Radial play 0.012 mm 26 Max. axial load (dynamic) 0.15 N 27 Max. force for press fits (static) 15 N 28 Max. radial loading, 4 mm from flange 0.4 N		<p><b>Continuous operation</b> In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient. = Thermal limit.</p> <p><b>Short term operation</b> The motor may be briefly overloaded (recurring).</p> <p>— Assigned power rating</p>

Other specifications	maxon Modular System	Overview on page 16 - 21
29 Number of pole pairs 30 Number of commutator segments 31 Weight of motor  Values listed in the table are nominal. Explanation of the figures on page 49.	1 Planetary Gearhead Ø10 mm 0.005 - 0.1 Nm Page 204  7 Planetary Gearhead Ø10 mm 0.01 - 0.15 Nm Page 205  7 9	<p><b>Recommended Electronics:</b> LSC 30/2 Page 282 Notes 18</p>

Figura A.12: Catalogo motore 0.75 W

## RE 10 Ø10 mm, Precious Metal Brushes, 1.5 Watt, CE approved



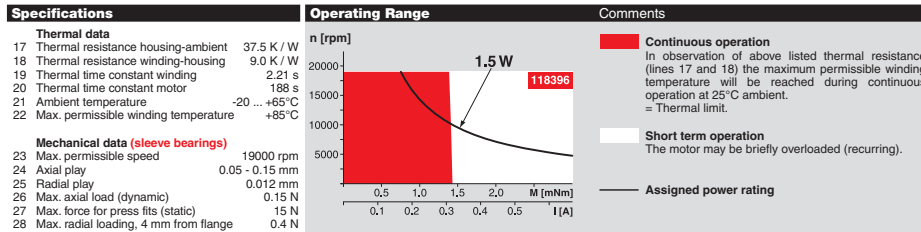
M 1:1

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

### Order Number

118392 | 118393 | 118394 | 118395 | **118396** | 118397 | 118398 | 118399 | 118400

Motor Data		118392	118393	118394	118395	<b>118396</b>	118397	118398	118399	118400
<b>Values at nominal voltage</b>										
1 Nominal voltage	V	3.0	3.0	4.5	4.5	6.0	6.0	9.0	9.0	12.0
2 No load speed	rpm	13000	10700	12800	10600	12400	9880	12200	11100	12500
3 No load current	mA	23.9	18.5	15.5	12.1	11.1	8.33	7.27	6.42	5.67
4 Nominal speed	rpm	6760	4380	6500	4190	6140	3870	6070	4980	6500
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	1.48	1.47	1.48	1.47	1.50	1.57	1.53	1.54	1.54
6 Nominal current (max. continuous current)	A	0.705	0.578	0.460	0.378	0.338	0.282	0.226	0.207	0.176
7 Stall torque	mNm	3.12	2.52	3.04	2.47	3.01	2.61	3.08	2.83	3.24
8 Starting current	A	1.44	0.963	0.919	0.619	0.660	0.458	0.444	0.371	0.360
9 Max. efficiency	%	76	75	76	74	76	75	76	76	77
<b>Characteristics</b>										
10 Terminal resistance	Ω	2.08	3.11	4.90	7.27	9.09	13.1	20.3	24.3	33.3
11 Terminal inductance	mH	0.0173	0.0253	0.0402	0.0586	0.0766	0.120	0.178	0.215	0.299
12 Torque constant	mNm / A	2.16	2.62	3.30	3.99	4.56	5.70	6.95	7.63	9.00
13 Speed constant	rpm / V	4410	3640	2890	2400	2100	1680	1370	1250	1060
14 Speed / torque gradient	rpm / mNm	4240	4390	4280	4370	4180	3860	4010	3980	3930
15 Mechanical time constant	ms	4.60	4.58	4.57	4.57	4.55	4.54	4.56	4.54	4.53
16 Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	0.103	0.101	0.102	0.0998	0.104	0.112	0.109	0.109	0.110



Other specifications	maxon Modular System	Overview on page 16 - 21
29 Number of pole pairs 1 30 Number of commutator segments 7 31 Weight of motor 10 g  Values listed in the table are nominal. Explanation of the figures on page 49.	<b>Planetary Gearhead</b> Ø10 mm 0.005 - 0.1 Nm Page 204  <b>Planetary Gearhead</b> Ø10 mm 0.01 - 0.15 Nm Page 205	 <b>Recommended Electronics:</b> LSC 30/2 Page 282 Notes 18

Figura A.13: Catalogo motore 1.5 W





# Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare la mia Relatrice Prof.ssa Monica Bordegoni per l'opportunità concessami, per l'aiuto e per la disponibilità dimostrati in ogni momento e soprattutto per i preziosi consigli, in particolare, quelli riguardanti il mio futuro.

Un sentito ringraziamento al Prof. Umberto Cugini per i suoi preziosi ed utilissimi suggerimenti che si sono dimostrati un utile guida nello sviluppo di questa tesi.

Un grazie immenso, grande come il mondo, al mio correlatore Ing. Mario Covarubias per tutta la pazienza, gli innumerevoli consigli e la disponibilità quotidiana, per avermi guidato passo dopo passo in tutto il lavoro ma soprattutto per avermi permesso di collaborare e conoscere una persona di rara bontà, sempre disponibile a regalare un sorriso o una pacca sulla spalla d'incoraggiamento. Mario...senza di te non ce l'avrei proprio fatta!!

Un grazie a Laura per essermi stata vicina, sia "prima" che "dopo", sempre disposta ad ascoltare un sfogo così come a dare un consiglio...cercherò di diventare un "bimbo grande"...forse....

Come non citare i carissimi Euge ed Edo...compagni di mille avventure e numerose riflessioni...due amici insostituibili!

Un grazie al Rinalt par li pocjis ma buinis voltis che o vin rivat a fasi quatri cjaris devant ad une bune bire.

Al "Fradi" o meglio "Bradi" e alla cara Luli...grazie di esserci...sempre, in particolare ad Ari per l'aiuto, il supporto e per essere stata sempre presente nei momenti sereni così come in quelli di maggior difficoltà: un mare di tini!

Desidero infine ringraziare due persone speciali, che mi hanno permesso di ottenere tutto ciò che ho, che hanno sempre appoggiato tutte le mie scelte anche quelle che non dividevano o che richiedevano maggiori sacrifici da parte loro, due persone che, come ho già detto e non mi stancherò mai di ripetere, hanno permesso ai miei sogni di realizzarsi: i miei genitori....grazie con tutto me stesso.