

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

—

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI

—

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA
MECCANICA

TITOLO TESI

RELATORE: CH.MO PROF. ING. GIULIO ROSATI

LAUREANDO: NANDI FRANCESCO

ANNO ACCADEMICO 2014-2015

Indice

Sommario	V
1 Robot a Cavi	1
1.1 Robot a cavi: introduzione	1
1.1.1 Classificazioni	2
1.1.2 Stato dell'arte	2
1.2 Modello analitico	4
1.2.1 Cinematica	4
1.2.2 Dinamica end effector	5
1.2.3 Dinamica puleggia	6
1.3 Robot a cavi riconfigurabili	7
1.4 Lavori virtuali	9
1.5 Motore elettrico in corrente continua	11
1.5.1 Calcolo corrente e tensione operative	11
1.5.2 Potenze meccaniche, assorbite, dissipate; temperatura del rotore	12
1.5.3 Datasheet, campo funzionamento	14
1.6 Motore passo-passo	15
1.6.1 Tipi di stepper	16
1.6.2 Full-step e frazioni di step	17
1.6.3 Curve funzionamento	18
1.7 Struttura del lavoro di tesi	19
1.7.1 Dimensionamento motoriduttori	19
1.7.2 Scelta motori principali	19

1.7.3	Verifica slitta e motori slitta	19
1.8	Progetto end-effector adattativo	20
2	Dimensionamento motoriduttori	23
2.1	Simulazioni e calcoli B & R	23
2.1.1	Simulazioni a parametri variabili	23
2.1.2	Individuazione traiettoria piu gravosa	25
2.1.3	Calcoli per la scelta del motoriduttore B & R	26
2.1.4	Calcoli elettrici per il motoriduttore B & R scelto	33
2.2	Analisi della riconfigurabilità mediante guide lineari	34
2.2.1	Parametri considerati	34
2.2.2	Calcoli di verifica meccanica slitta	34
2.2.3	Verifica motori	36
3	End Effector Riconfigurabile	45
3.1	Progetto end effector riconfigurabile	45
3.1.1	Funzionalità e specifiche di progetto	45
3.1.2	Design considerati	46
3.1.3	End effector: design ottimizzato	54
3.1.4	Modello dinamico dell'end effector	57
3.1.5	Analisi di un movimento di pick and place	59
3.2	Particolari costruttivi	65
	Conclusioni	73
	Bibliografia	77

Sommario

I robot a cavi prevedono l'utilizzo di cavi per il movimento degli organi, discostandosi dalla concezione classica di robot a link rigidi; ciò permette di ottenere un robot facilmente installabile, poco invasivo, con buone prestazioni. Allo stesso tempo, i cavi portano ad avere problemi di intralcio; per questo motivo si è pensato di progettare una macchina riconfigurabile, capace di ridurre il più possibile questa problematica, per future operazioni con umani nella cella e sistemi avanzati anti-collisione. Un altro aspetto positivo dato dalla riconfigurabilità è dato dalla capacità del robot di poter accedere a luoghi difficilmente raggiungibili, ad esempio cassoni. D'altro canto, la riconfigurabilità porta a dover considerare ulteriori *gdl* complicando l'analisi cinematica e dinamica.

I primi passaggi prevedono il dimensionamento dei motoriduttori, la verifica di slitte motorizzate e la progettazione dell'organo terminale riconfigurabile.

Il robot è stato modellato analiticamente e mediante simulazioni in MATLAB è stato possibile andare a definire i motoriduttori più adatti all'impiego; i risultati delle simulazioni si sono rivelati utili anche per la verifica delle guide lineari, sia della parte meccaniche che della parte elettrica.

Un capitolo a parte è dedicato all'end effector, caratteristica unica del robot studiato. Sono state analizzate varie soluzioni costruttive che permettessero la riconfigurabilità; soppesando pregi e difetti delle varie soluzioni è stato scelto di procedere utilizzando una soluzione personalizzata. Dopo vari step di affinazione della geometria si è ottenuto un modello CAD, utile per la determinazione delle dimensioni e masse per la successiva implementazione del modello dinamico. Il modello dinamico ha evidenziato come la pianificazione della cinematica, il tiro dei cavi e gli sforzi dell'attuatore siano collegati tra loro.

Le applicazioni future sono molteplici, ma lo studio di queste viene lasciato a lavori futuri.

Capitolo 1

Robot a Cavi

1.1 Robot a cavi: introduzione

I robot a cavi sono un particolare tipo di robot parallelo in cui i link rigidi, tipici dei robot classici, sono sostituiti da cavi. Il movimento viene dato dall'allungamento o accorciamento dei cavi, avvolti su pulegge, calettate a dei motori. Ciò porta ad avere un robot leggero, con grandi volumi operativi, con ottime prestazioni nei carichi sollevabili, relativamente economico, facilmente installabile e potenziabile. D'altro canto insorgono difficoltà nella pianificazione del moto: il non poter esercitare forze di spinta con i cavi porta necessariamente ad avere un numero di cavi maggiore dei GDL del robot; inoltre occorre tener conto dell'elasticità, della massa e dell'avvolgimento sulle pulegge di questi ultimi per ottenere una buona ripetibilità.

L'organo terminale del robot possiede n gradi di libertà; è dimostrabile [7], [8] che per ottenere una completa manipolazione degli n GDL sono sufficienti $n + 1$ cavi se sono soddisfatte le seguenti condizioni:

- I vettori composti dalle componenti cartesiane e dal braccio dei versori delle tensioni dei cavi rispetto al centro di massa dell'organo terminale sono linearmente indipendenti;
- se S è la matrice con in colonna i vettori al punto precedente, $rank(S) = n$;

1.1.1 Classificazioni

in base al numero di cavi è possibile classificare i robot [8] :

- se il robot ha $n + 1$ cavi è possibile la manipolazione degli n GDL ed il robot è definito *pienamente attuato*;
- aumentando il numero di cavi è possibile aumentare le prestazioni del robot, in questo caso il robot diviene *ridondante*;
- utilizzando un numero di cavi inferiore il robot diviene *sottoattuato* in quanto non è possibile manipolare tutti i GDL.

È possibile inoltre classificare i robot in base alla possibilità di mantenere la posizione in base alle forze e momenti applicati [8]:

- se il robot riesce a contrastare pienamente le sollecitazioni, è detto *pienamente vincolato*;
- se il robot non riesce a soddisfare le condizioni sopraesprese, è detto *sottovincolato*.

1.1.2 Stato dell'arte

L'utilizzo dei cavi nella robotica ha iniziato ad attirare l'interesse della ricerca sul tema: i cavi offrono leggerezza e ampi spazi operativi se confrontati con la soluzione classica a membri rigidi [12]. I cavi muovono solitamente una piattaforma e la loro lunghezza viene regolata attraverso avvolgimento e svolgimento dei cavi su pulegge, calettate a motoriduttori. La movimentazione di carichi ad uso industriale è solo una delle applicazioni, infatti vengono utilizzati anche in macchinari per la riabilitazione medica, per interfacce aptiche, riprese video e posizionamento di grandi oggetti.

Solo alcuni robot sono stati presentati con le loro applicazioni; nella realtà gli impieghi sono molteplici e gli studi sul settore aprono continuamente nuove opportunità.



Figura 1.1: Esempi per la riabilitazione. a): NeReBot, b): MariBot



Figura 1.2: Esempi per la movimentazione. A sx IPAnema, a dx CoGiRo

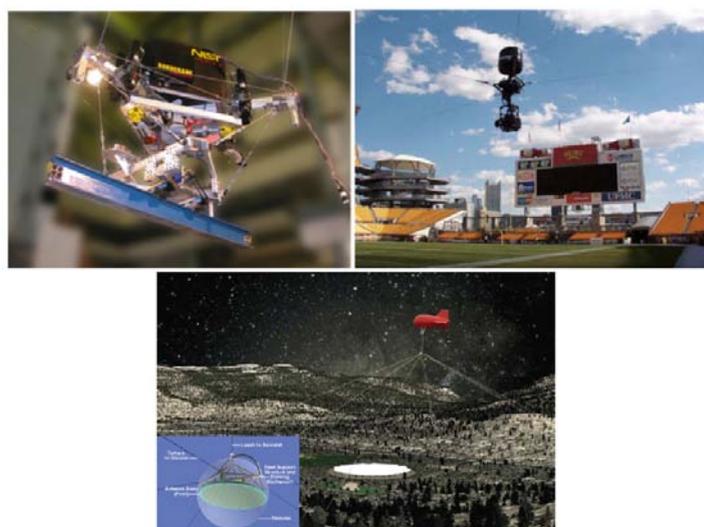


Figura 1.3: Altri esempi. in senso orario, NIST robocrane, Skycam e LAR

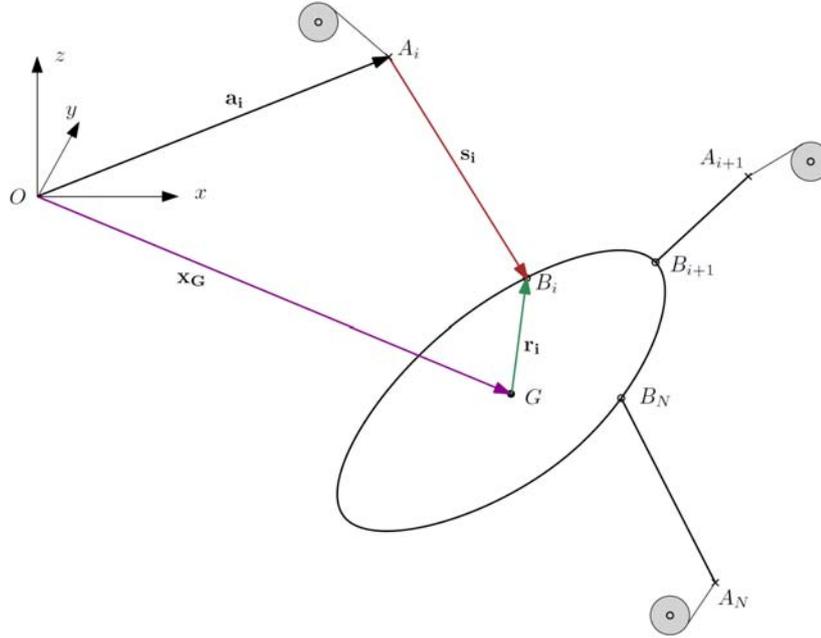


Figura 1.4: Schema di un robot a cavi generico

1.2 Modello analitico

1.2.1 Cinematica

Il problema della cinematica inversa di posizione è così definito: prendendo a riferimento la figura 1.4 data la posizione cartesiana ${}^O\mathbf{x} = [x_G, y_G, \phi]^T$ del baricentro dell'organo terminale rispetto ad un sistema di riferimento globale è possibile calcolare la lunghezza degli N cavi L_i . La soluzione si ottiene calcolando la norma euclidea del vettore che unisce il punto di collegamento end effector-cavo, B_i , con il punto fisso a telaio dato dalla puleggia di rinvio del cavo (passacavo), A_i :

$$\|{}^O\mathbf{x} - {}^O\mathbf{r}_i - {}^O\mathbf{a}_i\|^2 = \|{}^O\mathbf{s}_i\|^2 = L_i^2 \quad i = 1, \dots, i = N \quad (1.1)$$

dove:

$${}^O\mathbf{s}_i = \overline{\mathbf{B}_i - \mathbf{A}_i} \quad e \quad {}^O\mathbf{r}_i = \overline{\mathbf{B}_i - \mathbf{G}} \quad i = 1, \dots, i = N \quad (1.2)$$

Le posizioni dei punti B_i possono essere legate alla posizione del baricentro in questo modo:

$${}^O\mathbf{r}_i = {}^O_G \mathbf{R}(\alpha, \beta, \gamma) {}^G\mathbf{b}_i \quad i = 1, \dots, i = N \quad (1.3)$$

dove $\mathbf{R}(\alpha, \beta, \gamma)$ è la matrice di trasformazione che incorpora tra rotazioni e \mathbf{b}_i sono le posizioni dei punti di ancoraggio dei cavi rispetto al sistema di riferimento solidale al baricentro G dell'end effector.

1.2.2 Dinamica end effector

All'end effector possono essere applicate forze e momenti, riassumibili in un'unica matrice delle forze \mathbf{F} . Per sistemi con n GDL la dinamica può essere espressa mediante la relazione matriciale

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{F} \quad (1.4)$$

dove la matrice \mathbf{M} ha dimensione $n \times n$ esprimibile come combinazione della matrice di massa \mathbf{M}_e e la combinazione della matrice di inerzia alla rotazione \mathbf{I}_e :

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_e & 0 \\ 0 & \mathbf{I}_e \end{bmatrix} \quad (1.5)$$

e la risultante \mathbf{F} è esprimibile come la somma delle forze esercitate dai cavi \mathbf{f}_c , le forze esterne \mathbf{f}_e ed i momenti esterni \mathbf{m}_e

$$\mathbf{F} = \mathbf{f}_c + \mathbf{f}_e + \mathbf{m}_e = \mathbf{f}_c + \mathbf{w}_e \quad (1.6)$$

Le tensioni dei cavi τ provocano all'end effector forze e momenti riassunti in \mathbf{f}_c ; le grandezze sono legate dalla matrice di struttura contenente le variabili geometriche dell'end effector

$$\mathbf{f}_c = \begin{bmatrix} -\mathbf{s}_1 & -\mathbf{s}_2 & \dots & -\mathbf{s}_n \\ -\mathbf{s}_1 \times \mathbf{r}_1 & -\mathbf{s}_2 \times \mathbf{r}_1 & \dots & -\mathbf{s}_n \times \mathbf{r}_1 \end{bmatrix} \tau = \mathbf{S}\tau \quad (1.7)$$

1.2.3 Dinamica puleggia

Altresi possibile calcolare l'angolo di rotazione θ_i delle puleggia i –esima, modellizzabile come un cilindro di raggio r_i avente inerzia J_i :

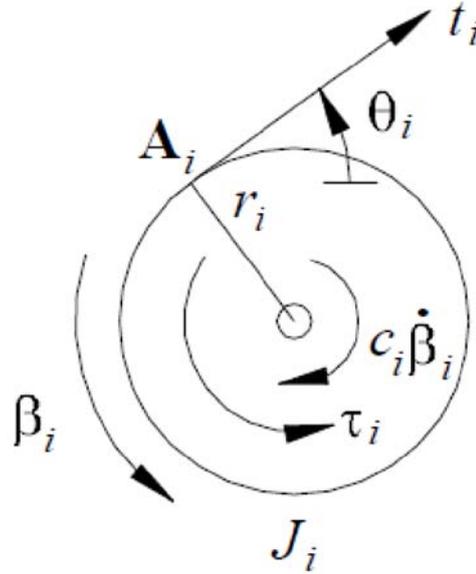


Figura 1.5: Schema dinamico della puleggia i –esima.

$$\theta_i = \frac{L(i,0)}{r_i} - \frac{L_i}{r_i} \quad i = 1, \dots, i = N \quad (1.8)$$

Le formulazioni delle N velocità e accelerazioni angolari sono immediatamente calcolabili:

$$\dot{\theta}_i = \frac{\partial \theta_i}{\partial x_i} \dot{x}_i \quad e \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial \theta_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \theta_i}{\partial x_i} \ddot{x}_i \quad i = 1, \dots, i = N \quad (1.9)$$

Definendo la matrice delle inerzie rotazionali \mathbf{J} :

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} J_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & J_N \end{bmatrix} \quad (1.10)$$

È possibile calcolare il vettore \mathbf{k} delle coppie k - esime ai motori

$$\mathbf{k} = \mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \boldsymbol{\tau} \mathbf{r} \quad (1.11)$$

E' possibile legare la dinamica delle puleggie con quella dell'end effector attraverso le tensioni dei cavi τ . Dalla cinematica dell'organo terminale si ottiene:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{F} = \mathbf{w}_e + \mathbf{f}_c = \mathbf{w}_e + \mathbf{S}\boldsymbol{\tau} \quad (1.12)$$

mentre dalla cinematica delle puleggie, invertendo:

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{1}{r}(\mathbf{k} - \mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\theta}}) \quad (1.13)$$

Combinando, si ottiene una formulazione del tipo:

$$\mathbf{M}_{\text{eq}}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{N}(x, \dot{x}) = \mathbf{S}\mathbf{x} + r\mathbf{w}_e \quad (1.14)$$

1.3 Robot a cavi riconfigurabili

Genericamente, un macchinario rigido riesce a garantire ottime prestazioni ma pecca di flessibilità, caratteristica sempre più apprezzata in ambito industriale.

Nel caso dei robot a cavi, la riconfigurabilità porta a ridurre o eliminare completamente un grosso limite che frena l'impiego di questi robot: l'intralcio dei cavi.

Sono stati sviluppati dei manipolatori tipo carroponete con carrelli ausiliari o braccia robotiche per controllare la posizione del sistema motorizzato di sollevamento o la posizione delle estremità di attacco di cavi a lunghezza costante; un'altra soluzione viene data dalla variazione del punto di fissaggio delle pulegge di rinvio dei cavi o del punto di fissaggio dei cavi all'organo di presa.

La riconfigurabilità porta a complicazioni nella definizione della cinematica e dinamica del robot in quanto vengono aggiunti gradi di libertà da considerare prima nell'analisi teorica e nel controllo poi.

Si possono dare due definizioni in base alle prestazioni che il robot garantisce [12]: se il sistema robot a cavi riconfigurabile è capace di mantenere prestazioni ottimali nell'intero spazio di lavoro, il robot è definito completamente adattativo; se così non fosse il robot è definito semi-adattativo.

Un esempio di robot riconfigurabile è il Sophia-3 [12], schematizzato in fig. 1.6:

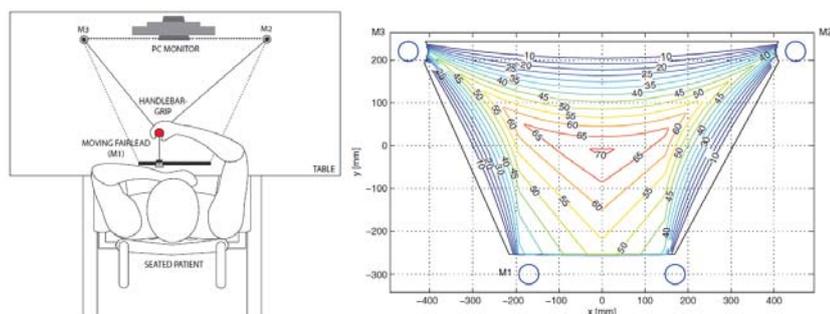


Figura 1.6: Layout di Sophia-3 e prestazioni ottenibili.

dove si può vedere la possibile riconfigurazione mediante spostamento del M1 per adattarsi a paziente destro o mancino e le prestazioni in forza. La riconfigurabilità permette di eliminare un cavo, che andrebbe altrimenti a intralciare il movimento del braccio del paziente (servirebbero due cavi uscenti dai due punti posti all'estremità della guida) consentendo comunque di svolgere il lavoro necessario, senza sacrificare quindi le prestazioni.

Nella movimentazione industriale, in cui la movimentazione avviene nelle tre dimensioni, la riconfigurabilità può portare a far interagire l'operatore umano con un robot capace di coprire grandi distanze senza problemi, per assistere l'operatore stesso nelle sue attività:

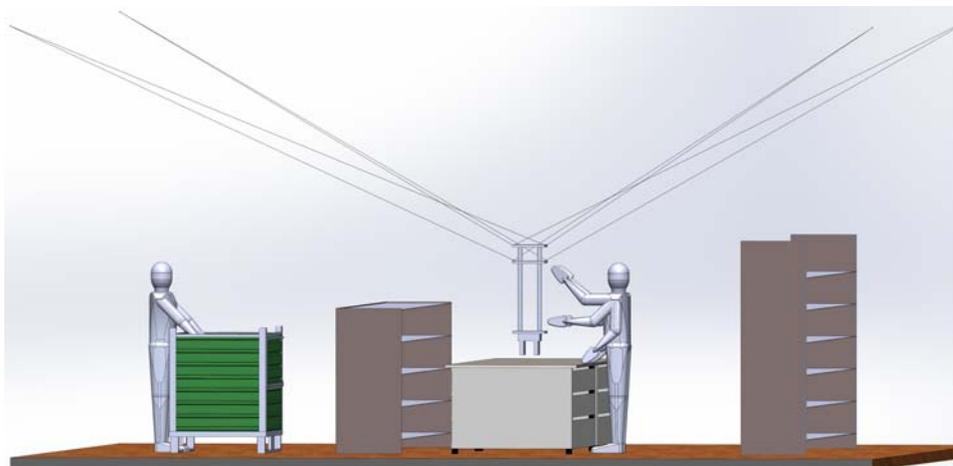


Figura 1.7: Cable robot UNIPD

Nella figura 1.7 si può notare come l'aver riconfigurato i cavi porti ad avere il posizionamento del pezzo sul banco da lavoro senza creare problemi all'operatore, pezzo magari prelevato da cassone con superamento di un ostacolo intermedio. I movimenti in orizzontale vengono eseguiti con i cavi "aperti", con l'attacco vicino appa pinza per maggiore stabilità.

1.4 Lavori virtuali

I lavori virtuali permettono di calcolare la coppia/forze richiesta all'attuatore, in base alle prestazioni cinematiche richieste ed ai carichi applicati.

sono da considerare carichi esterni:

- forze esterne;
- coppie esterne.

Carichi inerziali:

- masse;
- inerzie di massa.

Carichi dati dalla non idealità:

- attriti viscosi;
- attriti radenti e volventi;

Fatti F_e e M_e rispettivamente i carichi esterni di forza e coppia applicati ad un organo meccanico, il lavoro virtuale è calcolabile attraverso le seguenti relazioni

$$\partial L_{F_e} = F_e \partial x \quad \partial L_{M_e} = M_e \partial \theta \quad (1.15)$$

dove ∂x e $\partial \theta$ sono rispettivamente lo spostamento virtuale e la rotazione virtuale dell'organo.

Nel caso dei carichi inerziali, proporzionali alla massa m e inerzia J , dati da accelerazioni lineari \ddot{x} e angolari $\ddot{\theta}$:

$$\partial L_m = m\ddot{x}\partial x \quad \partial L_J = J\ddot{\theta}\partial\theta \quad (1.16)$$

I lavori degli attriti vengono considerati usando le relazioni seguenti:

$$\partial L_{visc} = c_{lin}\dot{x}\partial x + c_{rot}\dot{\theta}\partial\theta \quad \partial L_{att} = F_{att}\partial x + C_{att}\partial\theta \quad (1.17)$$

con c_{lin} e c_{rot} i coefficienti di attrito viscoso, F_{att} e C_{att} la forza e la coppia date dall'attrito. I vari contributi dati dai carichi e dagli attriti dovranno essere eguagliati dall'azione dell'attuatore. Per un attuatore lineare e, rispettivamente, per uno rotativo, le azioni saranno:

$$\partial L_{M,lin} = F_m\partial x \quad \partial L_{M,rot} = C_m\partial\theta \quad (1.18)$$

Nella pratica è possibile che vi sia una concomitanza di contributi lineari e rotativi. In tal caso, è necessario uniformare gli spostamenti virtuali al tipo di spostamento virtuale del motore attraverso i rapporti di trasmissione. Ad esempio, per passare da rotazione $\partial\theta$ a traslazione ∂x :

$$\partial x = R_p\partial\theta \quad e \quad \partial x = \frac{P_v}{2\pi}\partial\theta \quad (1.19)$$

per due casi molto comuni quali l'utilizzo di una puleggia di raggio R_p e l'uso di una vite di passo P_v tra organo traslante e organo rotante. Se come comunemente accade nel caso rotativo viene interposto un riduttore tra motore e carico, occorre tener conto del rapporto di riduzione k , definito come $\frac{\ddot{\theta}_{out}}{\ddot{\theta}_{in}}$ e del rendimento η dello stesso che va ad aumentare la coppia richiesta al motore di un fattore $\frac{1}{\eta}$.

1.5 Motore elettrico in corrente continua

Il motore elettrico in corrente continua è una macchina elettrica dinamica, atta a convertire energia elettrica in energia meccanica. Due sono i suoi componenti fondamentali: lo statore ed il rotore. Solitamente, lo statore, esterno, è vincolato a telaio ed il rotore, interno, è calettato al carico.

1.5.1 Calcolo corrente e tensione operative

La figura 1.8 esemplifica il funzionamento di un motore CC a magneti permanenti. Sul rotore è installato un avvolgimento avente resistenza R_a e induttanza L_a , che viene alimentato con tensione V_a e corrente I_a . Sullo statore sono installati dei magneti permanenti che generano un campo magnetico \mathbf{B} . Gli elettroni si muovono lungo il filo conduttore dell'avvolgimento con velocità \mathbf{v} proporzionale alla corrente I_a e sono soggette alla forze di Lorentz $\mathbf{F} = \mathbf{v} \times \mathbf{B}dq$. La forza, essendo eccentrica, produce una coppia motrice all'albero motore.

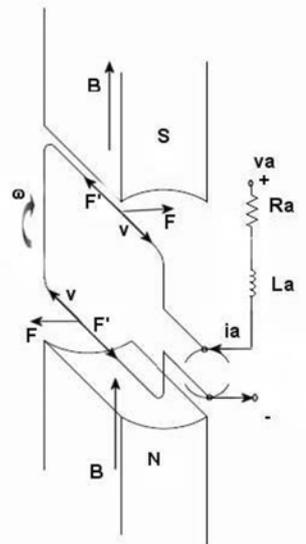


Figura 1.8: Schema elettro-meccanico di un motore DC

L'effetto complessivo di tutte le spire è riassumibile con la formula:

$$C = k_t I_a \quad (1.20)$$

dove C è la coppia espressa dal motore e k_t è la costante di coppia del motore, fornita dal costruttore.

La rotazione del motore da agli elettroni un'ulteriore componente al vettore della velocità \mathbf{v} che genera una forza, sempre secondo la legge di Lorentz, opposta al flusso degli elettroni; la corrente diminuisce proporzionalmente alla velocità angolare ω del motore. Al rotore vale la relazione:

$$V_a - f_{cem} = R_a I_a - L_a \frac{dI_a}{dt}$$

dove f_{cem} è calcolabile attraverso:

$$f_{cem} = k_v \dot{\omega} \quad (1.21)$$

La f_{cem} è detta forza contro elettromotrice e k_v costante di forza contro elettromotrice, fornita dal costruttore.

Ne risulta che:

- la corrente da far fluire nell'armatura è proporzionale a C ;
- la tensione da applicare ai morsetti è proporzionale a C e ω ;
- vista la relazione - la coppia massima si ha a rotore fermo, nella condizione detta di stallo e cala linearmente con l'aumento di ω ;

1.5.2 Potenze meccaniche, assorbite, dissipate; temperatura del rotore

Il motore viene chiamato ad erogare una data coppia C ad una data ω . Al motore viene quindi richiesta una determinata potenza meccanica, calcolabile attraverso la relazione:

$$P_{mec} = C\omega \quad (1.22)$$

Come visto in precedenza, per poter soddisfare la richiesta, ai morsetti del motore viene applicata la coppia (V_a, I_a) ; ciò significa che il motore assorbe una determinata potenza elettrica pari a:

$$P_{ass} = V_a I_a \quad (1.23)$$

Trascurando gli effetti dati dall'induttanza, è possibile fornire una formulazione semplificata di P_{ass} in funzione delle variabili meccaniche C e ω :

$$P_{ass} = V_a I_a = (R_a I_a + f_{cem}) I_a = \left(R_a \frac{C}{k_t} + k_v \dot{\omega} \right) \frac{C}{k_t} \quad (1.24)$$

Non essendo il motore elettrico una macchina ideale, vi è una parte di potenza assorbita che viene dissipata. Per semplicità, si considera la dissipazione localizzata agli avvolgimenti rotorici, caratterizzati da una resistenza R_a e percorsi dalla corrente I_a . Per effetto Joule, la potenza dissipata è calcolabile con la relazione:

$$P_{diss} = R_a I_a^2 \quad (1.25)$$

che è formulabile in funzione della grandezza C :

$$P_{diss} = R_a I_a^2 = R_a \left(\frac{C}{k_t} \right)^2 \quad (1.26)$$

La potenza dissipata si trasforma in calore, che potrebbe portare alla distruzione degli avvolgimenti se la temperatura raggiunge livelli troppo elevati. La temperatura può essere calcolata attraverso la relazione:

$$T_a = T_{amb} + R_{th} P_{diss} = T_{amb} + R_{th} R_a I_a^2 \quad (1.27)$$

dove T_{amb} è la temperatura dell'ambiente operativo del motore e R_{th} la resistenza termica del motore. Come solito, è possibile formulare la temperatura in base alle richieste meccaniche:

$$T_a = T_{amb} + R_{th} R_a \left(\frac{C}{k_t} \right)^2 \quad (1.28)$$

È possibile quindi affermare:

- per generare una data potenza meccanica è necessario fornire potenza elettrica;
- parte della potenza elettrica viene dissipata al rotore, portando ad un aumento di temperatura;
- occorre limitare la temperatura limitando la corrente che attraversa il motore che equivale a limitare la coppia richiesta.

Il costruttore può fornire il valore massimo di corrente di alimentazione o la temperatura massima sopportabile.

1.5.3 Datasheet, campo funzionamento

Ogni motore DC viene venduto con un proprio datasheet che include dati e campi di funzionamento. I dati presenti possono essere molteplici; possono interessare le sole variabili fondamentali per il calcolo di I_a , V_a , T_a oppure fornire anche limiti sulle velocità, coppie, sforzi ammissibili all'albero di uscita. I campi di funzionamento si rivelano utili per visualizzare immediatamente se le richieste meccaniche C e ω possono essere erogate dal motore per un tempo indefinito, per un tempo limitato o non sono ammissibili. La visualizzazione dei punti di lavoro in questi grafici permette di avere immediatamente chiaro se un motore può o meno essere utilizzato e di evitare inutili perdite di tempo. Un esempio è riportato nella figura 1.9:

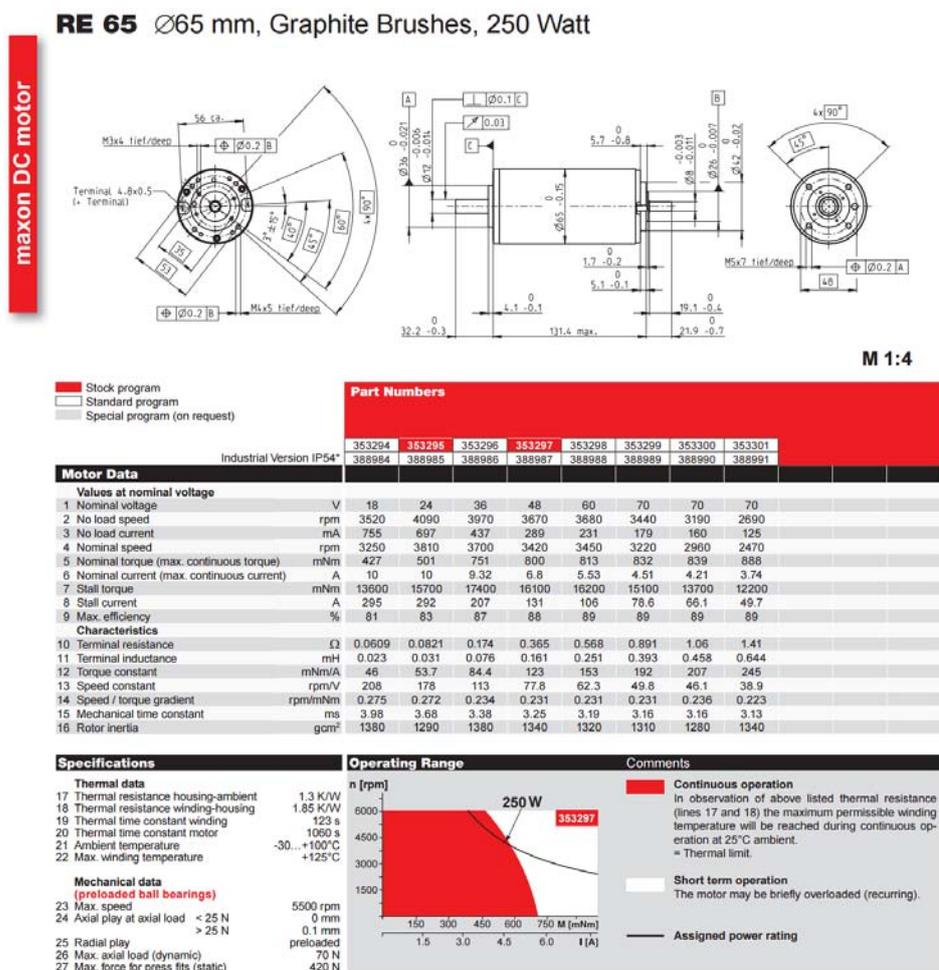


Figura 1.9: Datasheet d'esempio per motori MAXON serie RE65

1.6 Motore passo-passo

I motori passo-passo o *stepper* sono dei particolari motori brushless in corrente continua. È così chiamato in quanto la sua rotazione non avviene in maniera continua ma per passi successivi. Alimentando opportunamente le bobine installate sullo statore, si genera un campo magnetico con una certa intensità e direzione. Il rotore, a magneti permanenti, a poli salienti, va così ad allineare il suo campo magnetico a quello dello statore, andando a compiere una rotazione finita. Affinchè il rotore possa proseguire la rotazione, occorre variare l'alimentazione delle bobine allo statore e quindi creare un campo magnetico rotante.

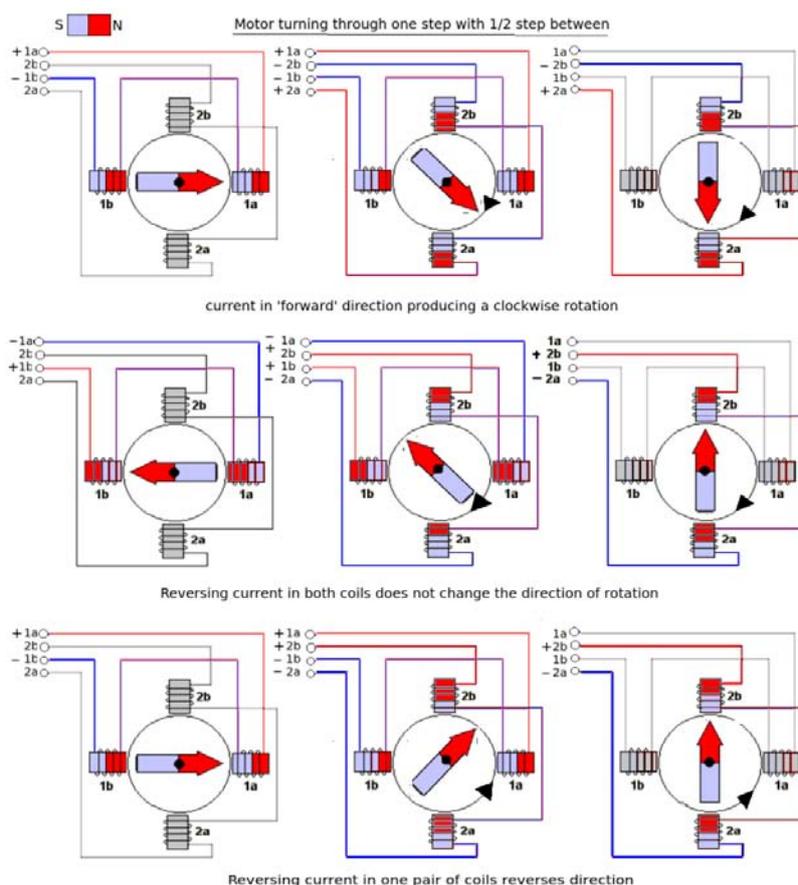


Figura 1.10: funzionamento di uno stepper bipolare a 4 fili, con varie alimentazioni alle spire

1.6.1 Tipi di stepper

Esistono vari tipi di motori stepper, la differenziazione avviene secondo due caratteristiche:

- step per giro;
- numero di cavi.

Gli step per giro sono un parametro fondamentale di scelta di un motore stepper: minori saranno gli step per ogni giro, maggiore potrà essere la risoluzione del suo movimento. Valori tipici sono 800, 400, 200 *steps/giro*. Il numero di fili varia in base al funzionamento dello stepper, possono essere 4, 5, 6 o 8. Il collegamento dei fili col driver può portare lo stepper a lavorare in modalità unipolare o bipolare: nel primo caso gli avvolgimenti statorici si comportano come un unico avvolgimento, nel caso bipolare invece gli avvolgimenti sono comandati come fossero in coppia.

4 LEAD WIRES				
	1	2	3	4
Color Code 1	Red	Blue	Green	Black
Color Code 2	Brown	Orange	Red	Yellow
Color Code 3	Red	Red White Stripe	Green	Green White Stripe
Bipolar Driver	A	\bar{A}	B	\bar{B}

6 LEAD WIRES						
	1	2	3	4	5	6
Color Code 1	Red	White	Blue	Green	Yellow	Black
Color Code 2	Brown	Black	Orange	Red	White	Yellow
Color Code 3	Red	Black	Red White Stripe	Green	White	Green White Stripe
Bipolar Drive Half Coil Connection	A	\bar{A}		B	\bar{B}	
		\bar{A}	A		\bar{B}	B
Bipolar Drive Series Connection	A		\bar{A}	B		\bar{B}
Unipolar Drive	A	A/C Comm	C	B	B/D Comm	D

Figura 1.11: colori tipici e connessioni per motori stepper a 4 e 6 cavi

1.6.2 Full-step e frazioni di step

Alimentando le bobine statoriche in vari modi è possibile modificare il comportamento dello stepper. Possono essere alimentate le singole fasi in sequenza per un comando più semplice, detto *wavedrive* o due fasi in contemporanea per avere più coppia per una modalità chiamata *fullstep*. Per ottenere un funzionamento più fluido ed aumentare in modo fittizio il rapporto *steps/giro* del motore, a discapito della coppia, si alimentano le fasi intervallando *wavedrive* e *fullstep*. Un funzionamento ancora più fluido è possibile ma la coppia che può esprimere il motore cala ulteriormente. Si utilizzano driver più complessi che non alimentano più le bobine con impulsi di onde quadre ma onde sinusoidali o onde sinusoidali approssimate da microgradini; il motore lavora in *microstepping*. I funzionamenti sono semplificati in fig. 1.6.2 :

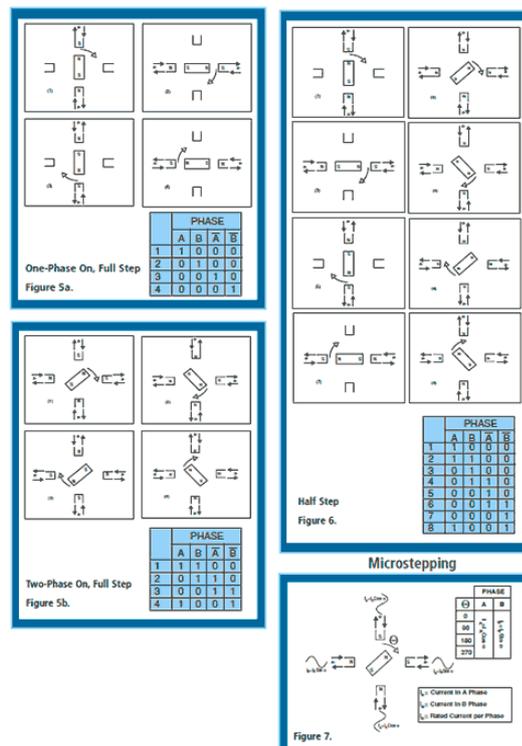


Figura 1.12: sequenze degli impulsi ai cavi per wave, full-step, half-step e microstepping

1.6.3 Curve funzionamento

Gli stepper hanno delle curve caratteristiche molto particolari, figg. 1.13, 1.14. Presentano coppia massima allo spunto che si mantiene più o meno costante prima di calare. Aumentando la corrente che fluisce negli avvolgimenti si ottiene una traslazione verso l'alto delle curve, con un aumento proporzionale della coppia; aumentando la tensione di alimentazione, la curva si sposta verso destra, aumentando la velocità massima a cui è possibile avere la coppia massima.

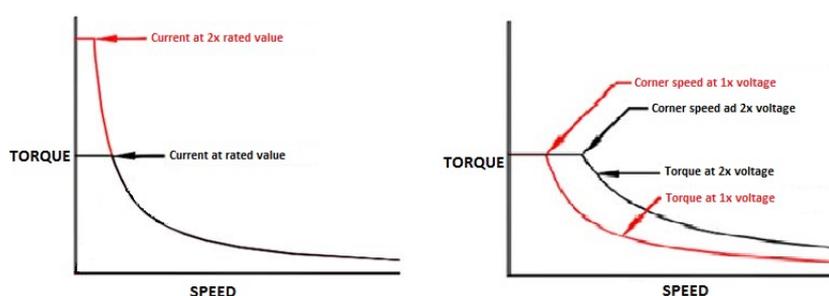


Figura 1.13: Curve al variare della corrente e della tensione di alimentazione

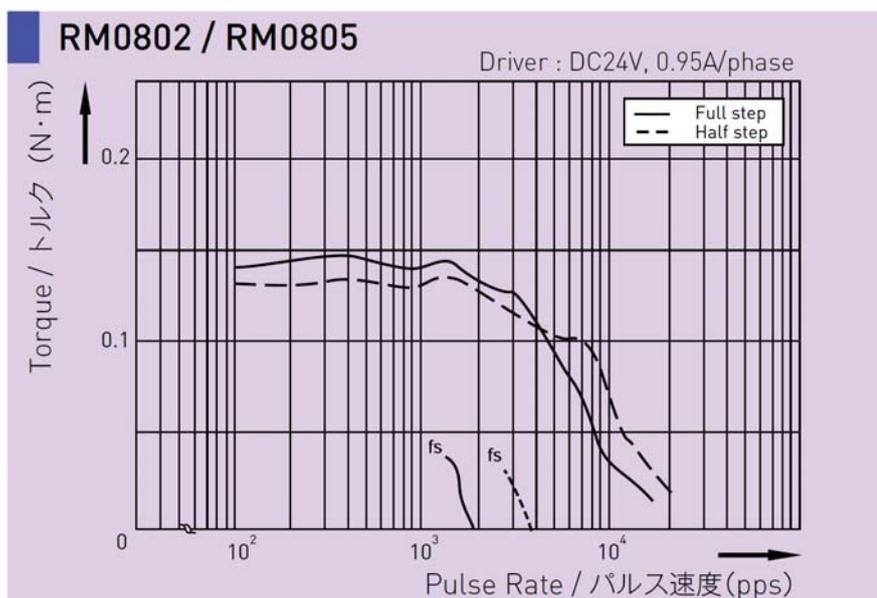


Figura 1.14: curve caratteristiche di uno stepper. Coppia in funzione delle frequenza degli impulsi e del funzionamento full/half step

1.7 Struttura del lavoro di tesi

1.7.1 Dimensionamento motoriduttori

Il lavoro di tesi è in gran parte incentrato sulla scelta e verifica di motori DC rotativi, brushless e passo-passo, per la costruzione di un robot a cavi ridondante, sottoattuato, sottovincolato. Mediante simulazioni, decisioni e stime sono state ottenute le specifiche del robot che i motori dovevano garantire; attraverso i lavori virtuali è stato possibile ottenere le richieste ai motori e quindi effettuare scelte, verifiche, progetti.

1.7.2 Scelta motori principali

Per l'azionamento dei cavi principali è stato necessario scegliere otto motori molto performanti, da loro infatti dipendono le prestazioni del robot. La scelta è ricaduta su motori costruiti dalla tedesca BR automation, che riuscivano ad offrire ottime prestazioni con un costo contenuto. Per simmetria, tutti e gli otto motori sono uguali, dotati di riduttore e freno per l'arresto di emergenza. Verranno montati alla base della cella di lavoro, mediante piastra flangiate, con puleggia per il cavo calettata mediante linguetta.

Il modello specifico è stato scelto partendo dai dati in uscita delle simulazioni e considerando le curve caratteristiche di ogni motore ed il riduttore ad esso accoppiato.

1.7.3 Verifica slitta e motori slitta

Per un eventuale espansione futura, è stata verificata la fattibilità di utilizzo di due guide ROLLON E55 accoppiabili direttamente a due motori MAE 644 1340. L'espansione permetterebbe il montaggio di alcuni motori BR sul pattino della guida permettendo di eliminare l'ingombro dato da alcuni cavi.

Per la verifica di questi due componenti sono stati utilizzati dati ricavati da simulazioni, le masse dei possibili motori BR installati, i limiti in termini di carico della guida e le curve caratteristiche dei motori MAE.

1.8 Progetto end-effector adattativo

Nella quasi totalità dei robot a cavi l'organo terminale è un parallelepipedo con basi aventi spigoli pari ad un sottomultiplo del numero di cavi, a geometria fissa. Prendendo spunto dalle soluzioni attuali, con otto cavi a disposizione, l'organo terminale del robot oggetto di tesi avrà basi rettangolari, con quattro cavi per base collegati. L'end effector che è stato progettato, ha la particolarità di essere adattativo: la distanza tra i cavi superiori ed inferiori può essere regolata con continuità in maniera controllata, permettendo di trovare soluzione ai due problemi che affliggono i robot a cavi: intralcio dei cavi che può portare a collisioni con l'ambiente e disturbo agli operatori umani in cella. La regolazione della distanza comporta l'aumento di un'unità dei gradi di libertà del robot. Varie soluzioni sono state analizzate:

- pistoni pneumatici
- motori elettrici lineari commerciali;
- attuatori lineari commerciali;
- soluzioni personalizzate.

I motori elettrici lineari e gli attuatori lineari avrebbero permesso di ottenere un organo terminale pressoché pronto all'uso a discapito, però, di economicità e leggerezza; per questi motivi è stato scelto di utilizzare una soluzione autocostruita. Parte dei componenti sono comunque acquistate per praticità, ma gran parte dell'end effector è ottenuto mediante lavorazioni meccaniche. La distanza tra le basi viene fatta variare mediante trasmissione vite-madrevite, azionata da motore passo passo. Per l'occasione è stata verificata la fattibilità di utilizzo di uno stepper della KSS serie ReMoBo già disponibile, con possibilità di aggiornamento impiegando stepper di IGUS, i quali permettono di erogare maggiore coppia e possono essere accoppiati a viti di passo differente.

Lo sviluppo del modello CAD dell'end effector ha permesso di definire dimensioni, inerzie e varie capacità per il loro successivo utilizzo nella definizione e prima analisi del modello dinamico.

Una prima analisi è qui servita per una prima verifica della fattibilità di utilizzo dello stepper KSS, ed ha evidenziato un legame tra cinematica assegnata, tensione dei cavi e coppia erogata dallo stepper, aprendo la strada per un futuro studio approfondito di ottimizzazione.

Capitolo 2

Dimensionamento motoriduttori

2.1 Simulazioni e calcoli B & R

In questo capitolo vengono presentati tutti i calcoli eseguiti per la scelta degli 8 motori principali e una prima verifica della slitta e relativi motori, con l'utilizzo dei lavori virtuali.

2.1.1 Simulazioni a parametri variabili

Per l'ottenimento della coppia C e velocità angolare ω alla puleggia di avvolgimento dei cavi, sono state eseguite più simulazioni di cinematica inversa 1.2.1 utilizzando script MATLAB. Le dimensioni della cella di lavoro a parallelepipedo sono pari a 1.8m per i due lati di base e 2m in altezza. Le numerose simulazioni sono accomunate dalla stessa entità di spostamento lineare pari a 1.4 metri, ma con la variazione di:

- raggio delle pulegge;
- legge di pianificazione;
- tempo di movimento simulato;
- coordinata lungo la quale viene effettuato lo spostamento (x, y, z) ;
- masse organo terminale.

Per ogni traiettoria simulata, per le otto pulegge interessate sono stati calcolati i valori massimi di coppia, regime di rotazione e accelerazione angolare, rispettivamente C_{max} , ω_{max} e $\dot{\omega}_{max}$, e i valori quadratici medi, rispettivamente C_{rms} , ω_{rms} , $\dot{\omega}_{rms}$ mediante analisi dinamica inversa, par. 1.2.2 e 1.2.3. Entrambe le triplette sono necessarie per la scelta del motoriduttore necessario: i valori di massimo vanno rispettati per non incorrere in arresti/mancati avvii dei motori, rotture meccaniche, problemi con i driver; i valori *RMS* sono necessari per la verifica al surriscaldamento.

Dopo una prima analisi dei risultati, si è deciso di fissare alcuni parametri prima di procedere con l'effettiva scelta del motoriduttore: raggio delle pulegge, legge di pianificazione, tempo del movimento, massa organo terminale.

- Il raggio delle pulegge influenza in modo proporzionale la coppia richiesta ed inversamente proporzionale la velocità di rotazione. Un buon bilanciamento tra le due grandezze è stato ottenuto fissando il diametro a 70mm;
- per limitare la coppia allo spunto è stata scelta una traiettoria con accelerazione trapezoidale;
- il tempo è stato fissato ad un secondo;
- la massa dell'organo terminale è stata fissata a 6kg, per tenere conto di massa trasportata e avere un margine di sicurezza

Il fissare quattro parametri ha permesso di abbattere drasticamente il numero di simulazioni da considerare.

2.1.2 Individuazione traiettoria più gravosa

Per ogni traiettoria analizzata sono stati ottenuti i quattro valori delle grandezze necessarie C_{max} , ω_{max} , C_{rms} , ω_{rms} , e la traiettoria più gravosa è stata agevolmente individuata. A seguire, la tabella che riassume lo spostamento ed i valori utili per le scelte del motoriduttore

punto iniziale	$\mathbf{P}_i = (-0.7, -0.7, 0.5) [m]$	Ottenuti dai
punto finale	$\mathbf{P}_f = (+0.7, -0.7, 0.5) [m]$	
coppia max e rms	$C_{max} = 1,644Nm$ e $C_{rms} = 1,327Nm$	
ω max e rms	$\omega_{max} = 396RPM$ e $\omega_{rms} = 333RPM$	
$\dot{\omega}$ max e rms	$\dot{\omega}_{max} = 2651RPM/s$ e $\dot{\omega}_{rms} = 1330RPM/s$	

grafici di $\omega(t)$, $\dot{\omega}(t)$ e $C(t)$: [2.1] :

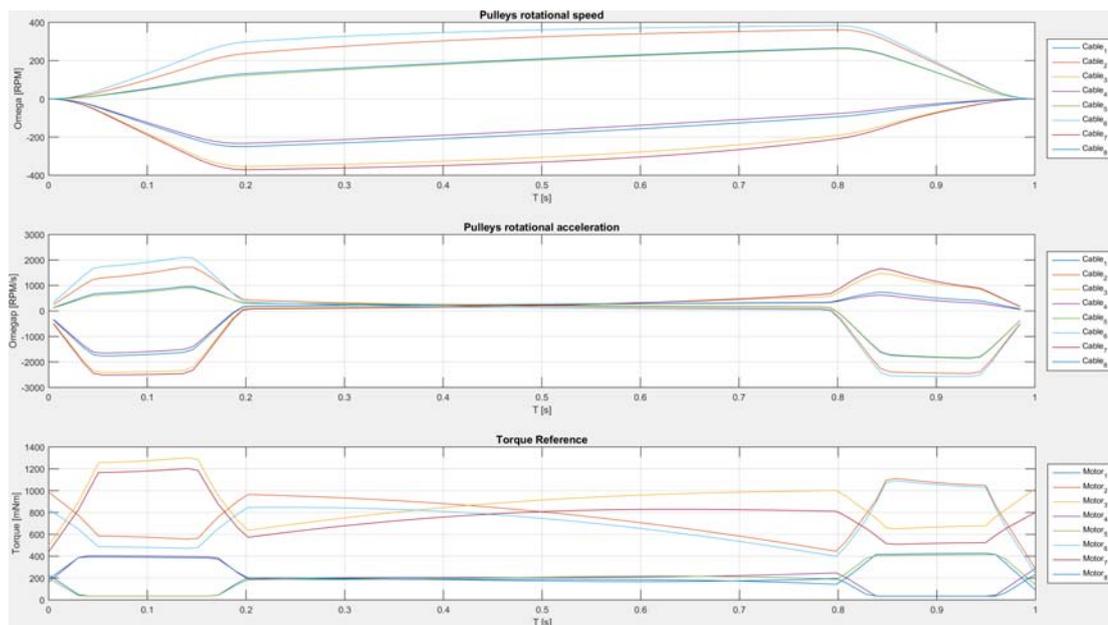


Figura 2.1: Risultati di $\omega(t)$, $\dot{\omega}(t)$, $C(t)$ della simulazione della traiettoria più gravosa

Con i valori necessari, mediante i lavori virtuali, si sono ricavati i valori al motore; i dati ottenuti dalle simulazioni sono infatti riferiti alle pulegge, quindi all'albero di uscita del motoriduttore.

2.1.3 Calcoli per la scelta del motoriduttore B & R

La scelta dei motoriduttori da adottare è ricaduta sui B & R serie 8LVB. Sono state considerate altre marche, ma per ragioni economiche, di prestazioni globali e facilità di controllo i B & R sono risultati i più adatti. I motoriduttori B & R sono composti da tre elementi principali: motore, riduttore e freno opzionale. I tre componenti vengono installati dal costruttore per fornire una soluzione compatta e perfettamente integrata.

Per effettuare la scelta del motoriduttore è stato innanzitutto doveroso tener conto di alcuni fattori:

- quattro combinazioni *size – length* disponibili, per differenziare i motori in base alle dimensioni;
- tre *speed classes*, per identificare tre differenti velocità nominali dei motori pari a 1500, 2100, 3000 RPM;
- due *gearbox series*, per differenziare i due tipi di riduttori disponibili. La differenza sta nelle massime sollecitazioni ammissibili;
- molteplici rapporti di riduzione disponibili;
- due possibili configurazioni dell'albero di uscita, liscio o con predisposizione per linguetta;
- possibilità o meno di avere un freno installato.

Alcune scelte, ad esempio l'installazione del freno e l'uso di riduttore con albero in uscita con sede per linguetta erano prefissate; le altre sono da adottare in base alle prestazioni ottenibili ed all'economicità. I criteri usati per la scelta della combinazione definitiva sono descritti nei paragrafi seguenti.

Come visibile nelle figure [2.2] - [2.4] le combinazioni possibili di *sizes* – *length* e *size* – *speed classes* sono limitate, così pure i rapporti di trasmissione:

Length	Available sizes		
	1	2	3
2	---	Yes	---
3	Yes	Yes	Yes

Figura 2.2: combinazioni *sizes* – *lengths* per i motori B & R

Size	Available nominal speeds n_N [rpm] at 80 VDC operation		
	1500 = Speed class C	2100 = Speed class D	3000 = Speed class F
1	Yes	---	Yes
2	Yes	---	Yes
3	Yes	Yes	---

Figura 2.3: combinazioni *sizes* – *speedclasses* per i motori B & R

Planetengetriebe für Motordirektanbau Bestellcode (iii)		
Getriebeserie	1 stufig	2 stufig
8GM40	003, 004, 005, 008, 010	009, 012, 015, 016, 020, 025, 032, 040, 064, 100
8GM50	003, 004, 005, 008, 010	009, 012, 015, 016, 020, 025, 032, 040, 064, 100

Figura 2.4: rapporti di riduzioni disponibili

È immediatamente apparso necessario andare ad escludere alcune combinazioni per semplificare il problema e successivamente verificare la fattibilità delle varie combinazioni rimanenti per ottenere il motoriduttore che più si avvicina all'ottimale.

Le curve caratteristiche per due motori aventi pari *size – length* ma differente *size – speed class* una forma riassunta in fig. [2.5]:

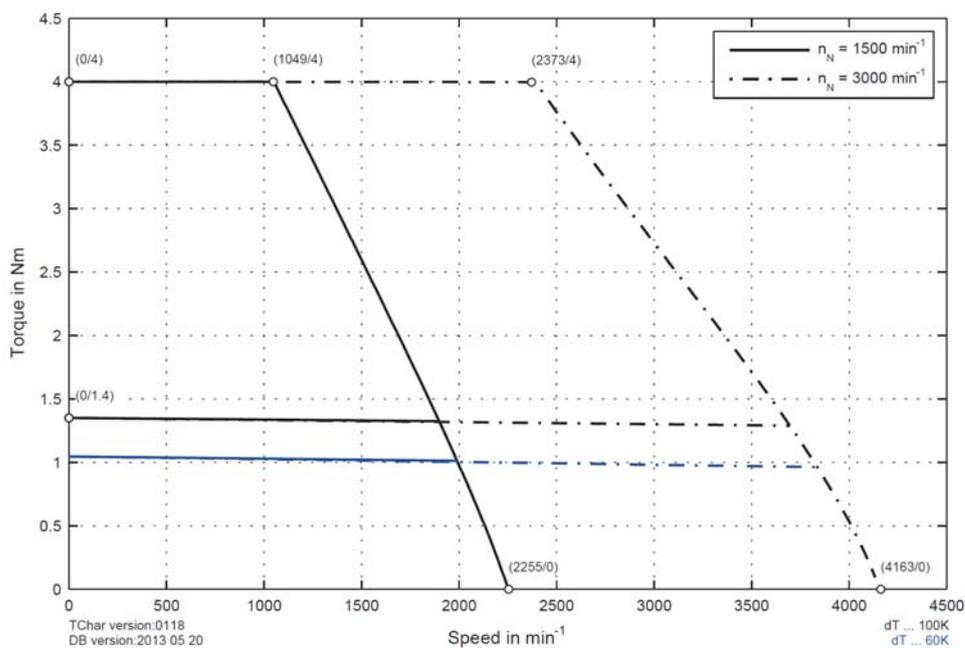


Figura 2.5: curve velocità-coppia per le due *speedclasses* disponibili del motore "23", alimentazione a 80V

I modelli con velocità nominali maggiori non hanno coppie minori, quindi per ogni combinazione *size – length* appare ovvio optare per il modello più veloce. Vista la definizione di rapporto di riduzione data al capitolo 1, la scelta di un motore più veloce permette:

- utilizzare un rapporto di riduzione maggiore, con la possibilità di ottenere coppie richieste al motore inferiori;
- avere maggiore margine di velocità, permettendo quindi di salire con le prestazioni.

La scelta ha permesso di restringere la scelta tra quattro modelli di motoreduttore, con indicate le rispettive ω e coppia nominali della sola componente motore:

- motore *size – length* "13", da 3000 *RPM*, 0.32 *Nm*;
- motori *size – length* "22" e "23", da 3000 *RPM*, 0.65 *Nm* e 1.3 *Nm*;
- motore *size – length* "23", da 2100 *RPM*, 2.45 *Nm*;

Utilizzando le velocità nominali è possibile avere un'idea del rapporto di riduzione limite utilizzabile. Utilizzando la definizione del rapporto di riduzione data al par.1.4:

- per i motori "13", "22", "23" da 3000 *RPM*, $k_{lim} = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{max}} = \frac{3000}{396} = 7.6$
- per il motore "33" da 2100 *RPM*, $k_{lim} = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{max}} = \frac{2100}{396} = 5.3$
- utilizzando le versioni da 1500 *RPM*, $k_{lim} = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{max}} = \frac{1500}{396} = 3.8$

I rapporti di riduzione tra cui scegliere sono quindi 3, 4, 5, 8 i quali, senza considerare gli effetti inerziali, darebbero i seguenti valori di $\omega_{(mot,max)}$ e $C_{(mot,max)}$ all'albero motore:

- $k = 3 \quad - > \quad \omega_{(mot,max)} = 1188RPM, C_{(mot,max)} = 0.548Nm;$
- $k = 4 \quad - > \quad \omega_{(mot,max)} = 1584RPM, C_{(mot,max)} = 0.411Nm;$
- $k = 5 \quad - > \quad \omega_{(mot,max)} = 1980RPM, C_{(mot,max)} = 0.329Nm;$
- $k = 8 \quad - > \quad \omega_{(mot,max)} = 3168RPM, C_{(mot,max)} = 0.206Nm;$

I motori da 1500 *RPM* non sono stati ritenuti opportuni perchè il loro utilizzo sarebbe stato vincolato dall'uso di $k = 3$ o $k = 4$ che avrebbero dato scarso margine sulle coppie e/o sulle velocità. Il rapporto $k = 8$ è stato scartato perchè porterebbe il motore "33" molto oltre alla sua velocità nominale e avrebbe dato uno scarso margine sulle velocità per gli altri motori; inoltre è stato scartato il motore "13" perchè anche utilizzando il riduttore $k = 8$ la coppia da esso esprimibile risulta troppo vicina o inferiore alla coppia richiesta. Dopo questo ulteriore

passaggio, nove combinazioni *size – length/k* rimangono possibili candidati per la movimentazione dei cavi del robot.

Run di simulazioni mediante i lavori virtuali 1.4 sono stati eseguiti per l'ottenimento dei punti di lavoro (ω, C) di massimo, RMS, avvio dei vari motori al variare di k . L'espressione utilizzata per i calcoli è la seguente:

$$C_m = J\dot{\omega}_p k + \frac{C_p}{\eta k} \quad \text{con} \quad J = J_m + J_r + J_f \quad (2.1)$$

$$\omega_m = \omega_p k \quad (2.2)$$

Dove C_m è la coppia richiesta al motore, J_m, J_r, J_f le inerzie di massa di motore, freno e riduttore, $\dot{\omega}_p$ l'accelerazione angolare alla puleggia, C_p la coppia resistente alla puleggia comprensiva dell'inerzia, η il rendimento del riduttore, k il rapporto di riduzione, ω_m la velocità di rotazione del motore e ω_p quella della puleggia.

I valori della cinematica e della coppia resistente sono ottenuti dalla simulazione descritta in precedenza, i dati inerziali vengono ricavati dal datasheet del motoriduttore.

Da notare che i motori aventi *size* e *length* differenti hanno valori differenti per le stesse grandezze, il datasheet riportato in fig.[2.6] è da utilizzare solo come esempio di riferimento.

▼ Motor	
Nominal speed n_N [min^{-1}]	3000
Number of pole pairs	4
Nominal torque M_N [Nm]	1.3
Nominal current I_N [A]	5.8
Stall torque M_0 [Nm]	1.4
Stall current I_0 [A]	6
Maximum torque M_{max} [Nm]	4
Maximum current I_{max} [A]	20.7
Maximum speed n_{max} [rpm]	6600
Torque constant K_T [Nm/A]	0.23
Voltage constant K_E [V/1000 rpm]	13.6
Stator resistance $R_{2\text{ph}}$ [Ω]	0.83
Stator inductance $L_{2\text{ph}}$ [mH]	2
Electrical time constant t_{el} [ms]	2.41
Thermal time constant t_{therm} [min]	38
Moment of inertia J [kgcm^2]	0.26
▼ Holding brake	
Holding torque of the brake M_{Br} [Nm]	2.2
Moment of inertia for the brake J_{Br} [kgcm^2]	0.12
▼ Gearbox	
Number of gear stages	1
Gear ratio i	4
Nominal output torque T_{2N} [Nm]	16
Max. output torque $T_{2\text{max}}$ [Nm]	26
E-stop torque $T_{2\text{stop}}$ [Nm]	32
Max. average drive speed $n_{1N50\%}$ [rpm] at 50% T_{2N} and S1	4500
Max. average drive speed $n_{1N100\%}$ [rpm] at 100% T_{2N} and S1	4500
Max. backlash J_1 [arcmin]	10
Torsional rigidity C_{G1} [Nm/arcmin]	2.3
Max. radial force $F_{r\text{max}}$ [N] for 30,000 h	900
Max. radial force $F_{r\text{max}}$ [N] for 20,000 h	1050
Max. axial force $F_{a\text{max}}$ [N] for 30,000 h	1000
Max. axial force $F_{a\text{max}}$ [N] for 20,000 h	1350
Operating noise L_{pA} [dB(A)]	58
Efficiency at full load η [%]	96
Moment of inertia J_1 [kgcm^2]	0.06
▼ Shared values	
Max. permitted output torque M_{KN} [Nm]	4.18
Max. permitted peak torque $M_{K\text{max}}$ [Nm]	16
Weight of the motor (without brake) [kg]	1.45
Weight of brake [kg]	0.16
Weight of the gearbox [kg]	1.2
▼ Recommendations	
ACOPOS servo drive 8Vxxxx.xx...	-
ACOPOS multi inverter module 8BVxxxx...	-
Cross section for B&R motor cables [mm^2]	0.75
Connector type	Y-Tec
Connector size	1.0

Figura 2.6: esempio di datasheet B & R, per il motoriduttore "8LVB23.ee004LjCn00", size – length "23", speedclass F, riduttore 8GM50 con $k=4$

Per i vari motoriduttori analizzati sono stati ricavati i seguenti punti di lavoro:

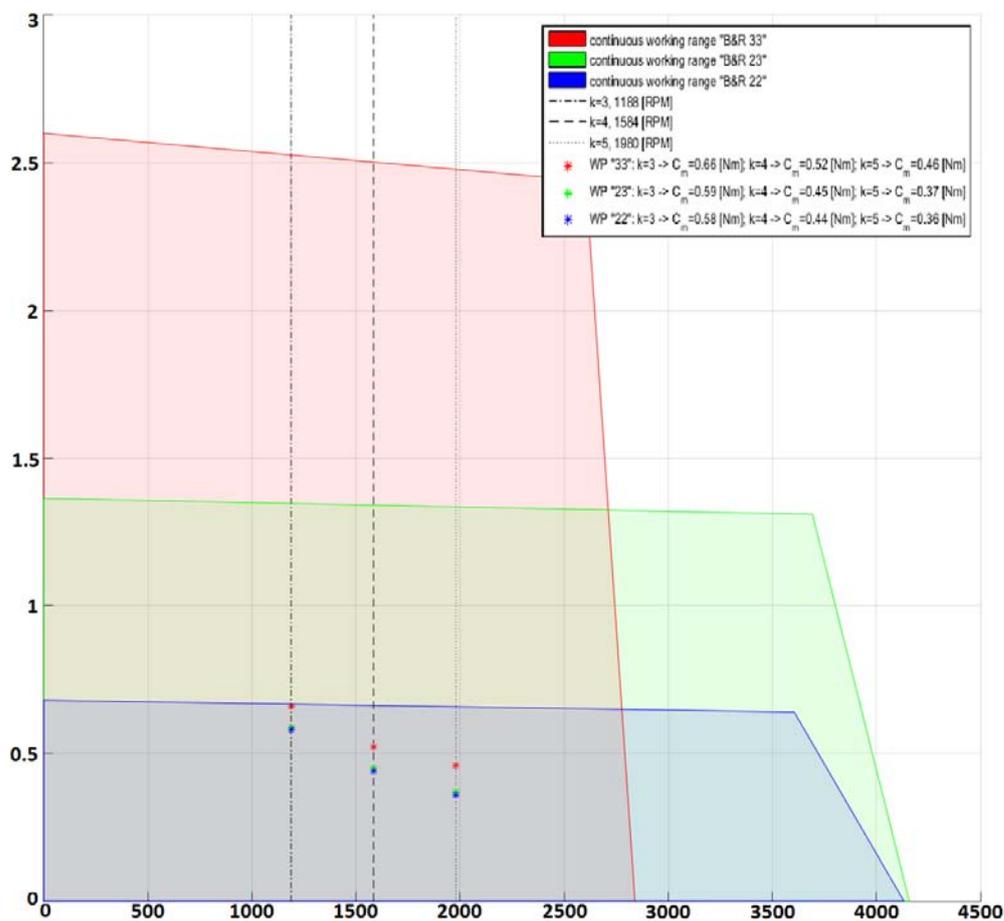


Figura 2.7: aree servizio continuo e punti di lavoro per i motori BR

Analizzando i risultati dei grafici, si può notare che:

- il motore "22" garantisce un buon margine sulle velocità ma poco sulle coppie;
- il motore "23" garantisce buon margine sulle velocità e sulle coppie;
- il motore "33" garantisce ampio margine sulle coppie ed un margine più o meno buono in base al riduttore scelto.

Visti i risultati, il motore "22" è risultato non adatto per lo scarso margine sulle coppie mentre papabili rimanevano il "23" ed il "33" con i vari riduttori.

La scelta definitiva, di base economica, è ricaduta sul "23" da 3000RPM nominali, con riduttore serie 8GM50 di rapporto pari a quattro.

Con una tensione della fune che si attesta sui 45-50 N, con una coppia massima calcolata alle pulegge pari a 1.6 Nm e regime di rotazione che assume valori attorno ai 400RPM, e visti i valori limite proposti dalla B & R, si può affermare che il riduttore scelto sopporta le sollecitazioni garantendo una durata molto prolungata.

2.1.4 Calcoli elettrici per il motoriduttore B & R scelto

A conclusione della scelta del motoriduttore, occorre verificare che i valori di corrente e tensione non superino eventuali massimi imposti dal costruttore e se possibile verificare il motore a surriscaldamento. Utilizzando le relazioni al 1.5 vengono mostrati i valori massimi ottenuti e confrontati con i limiti/valori nominali ottenuti dal datasheet:

	valore calcolato	valore nominale	valore max ammesso
tensione armatura V_a [V]	22.8	80	non presente
corrente armatura I_a [A]	2.1	5.8	20.7

Come si può notare tensione e corrente sono ben al di sotto del valore nominale in quanto è stato scelto un motoriduttore con ampio margine sulla ω e C . Nel datasheet non sono presenti riferimenti alla resistenza termica R_{th} per poter eseguire un calcolo della temperatura di esercizio del motore e conseguente verifica termica; ma visto il valore di picco di corrente assorbita durante l'esercizio e confrontandolo coi valori nominali e massimo, è sicuramente possibile affermare che il motoriduttore scelto non soffrirà di problemi dovuti al surriscaldamento.

2.2 Analisi della riconfigurabilità mediante guide lineari

Come anticipato al capitolo 2, per eliminare o ridurre l'ingombro dato da alcuni cavi, è possibile immaginare di installare due o più motori B & R e/o passacavi su slitte. Si avrebbe così un ulteriore grado di riconfigurabilità del robot. I cavi non attraversano più la cella da end-effector a passacavo a telaio; occorre però verificare che l'aggiunta delle guide non sia troppo penalizzante sulle prestazioni.

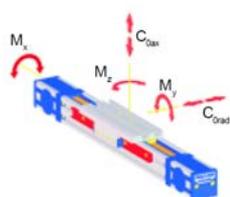
Occorre indi verificare che le slitte riescano a sopportare le sollecitazioni di flessione e torsione dati dalle tensioni dei cavi che su di esse si scaricano, e che i motori che le azionano riescano a fornire le prestazioni necessarie. I motori sono forniti con freno, anch'esso da verificare.

2.2.1 Parametri considerati

Per il calcolo di verifica dei motori e della slitta, oltre ai dati geometrici e di inerzia della slitta stessa, sono stati utilizzati i valori di forza ottenuti dalla simulazione della traiettoria più gravosa per i motori principali in quanto maggiore sono gli sforzi che vanno a scaricarsi sui passcavi/supporti motore. La massa del motoriduttore è stata considerata, maggiorata per tener conto di un eventuale supporto.

2.2.2 Calcoli di verifica meccanica slitta

Con verifica meccanica della slitta si intende verificare che le sollecitazioni applicate non superino dei valori massimi specificati nel *datasheet*. Da *datasheet* [2.8] si ottengono i seguenti valori limite:



C0rad [N]	C0ax [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
4350	3000	51	165	239

Nota: Il carico radiale C_{0rad} si intende applicato lungo l'asse della guida lineare interna.

Figura 2.8: carichi massimi ammissibili per la slitta ROLLON E55L

Per il calcolo delle sollecitazioni sono state fatte le seguenti ipotesi, in riferimento alla figura precedente:

- viene considerata la tensione massima delle funi, pari a 40 N;
- la tensione non viene scomposta vettorialmente ma applicata prima in direzione ax e successivamente in direzione rad ;
- la tensione viene ipotizzata applicata in mezzzeria della guida per sicurezza nei confronti del momento M_y ;
- la tensione viene ipotizzata applicata all'estremità del pattino per stimare il valore del momento M_z ;
- la tensione viene ipotizzata applicata a 100mm dal pattino per stimare il momento M_x .

Con le ipotesi di cui sopra, tenendo conto che la guida ha lunghezza pari a 2270 mm, le sollecitazioni ammontano a:

	valore calcolato	valore limite
forza C_{0ax}	40 N	3000 N
forza C_{0rad}	40 N	4350 N
momento M_x	4 Nm	51 Nm
momento M_y	41.8 Nm	165 Nm
momento M_z	6.2 Nm	239 Nm

Le sollecitazioni sono tutte inferiori ai limiti dati dal costruttore, quindi la guida può definirsi verificata ed adatta all'uso.

2.2.3 Verifica motori

Ogni slitta è azionata da un motore DC MAE 644 1340, dotato di freno. I motori sono già in dotazione e sono dotati di albero di uscita con linguetta, che si adatta perfettamente al mozzo di ingresso delle slitte rollon E55.

Attraverso i lavori virtuali 1.4 è possibile ottenere i valori di coppia e velocità necessari per la movimentazione della slitta per gli N *timestep* della pianificazione del moto della slitta ed il suo mantenimento in posizione. La formulazione è la seguente:

$$m_{tras} = m_{payload} + m_{pat} + m_{cin} \quad (2.3)$$

$$C_{m,i} = \frac{J_m \ddot{x}_i}{R_p} + \frac{2J_p \ddot{x}_i}{R_p} + \frac{m_{tras} \ddot{x}_i R_p}{\eta_g} + \frac{T_f R_p}{\eta_g} + C_0 \quad (2.4)$$

$$\omega_{m,i} = \frac{\dot{x}_i}{R_p} \quad (2.5)$$

dove, per ogni *timestep* i , la massa traslante totale della slitta è data dalla somma della massa caricata sul pattino $m_{payload}$, della massa propria del pattino m_{pat} e della massa della cinghia m_{cin} ; C_m e $\omega_{m,i}$ sono i valori di coppia e velocità di rotazione richiesti al motore, J_m è il momento di inerzia del motore, \ddot{x} il valore di accelerazione del pattino della slitta, T_f la tensione della fune, R_p e J_p rispettivamente il raggio delle pulegge della slitta ed il proprio momento di inerzia, η_g il rendimento, stimato, della slitta.

Una prima simulazione, fig. [2.9], vede il pattino della guida fermo, con il motore chiamato a contrastare il solo tiro della fune dato dal movimento dell'end effector. La tensione del cavo è considerata perfettamente parallela all'asse della guida. Il valore della tensione, variabile col tempo, è ricavata dalle simulazioni utilizzate per la determinazione delle coppie alle pulegge, impiegate per il dimensionamento dei motoriduttori B & R.

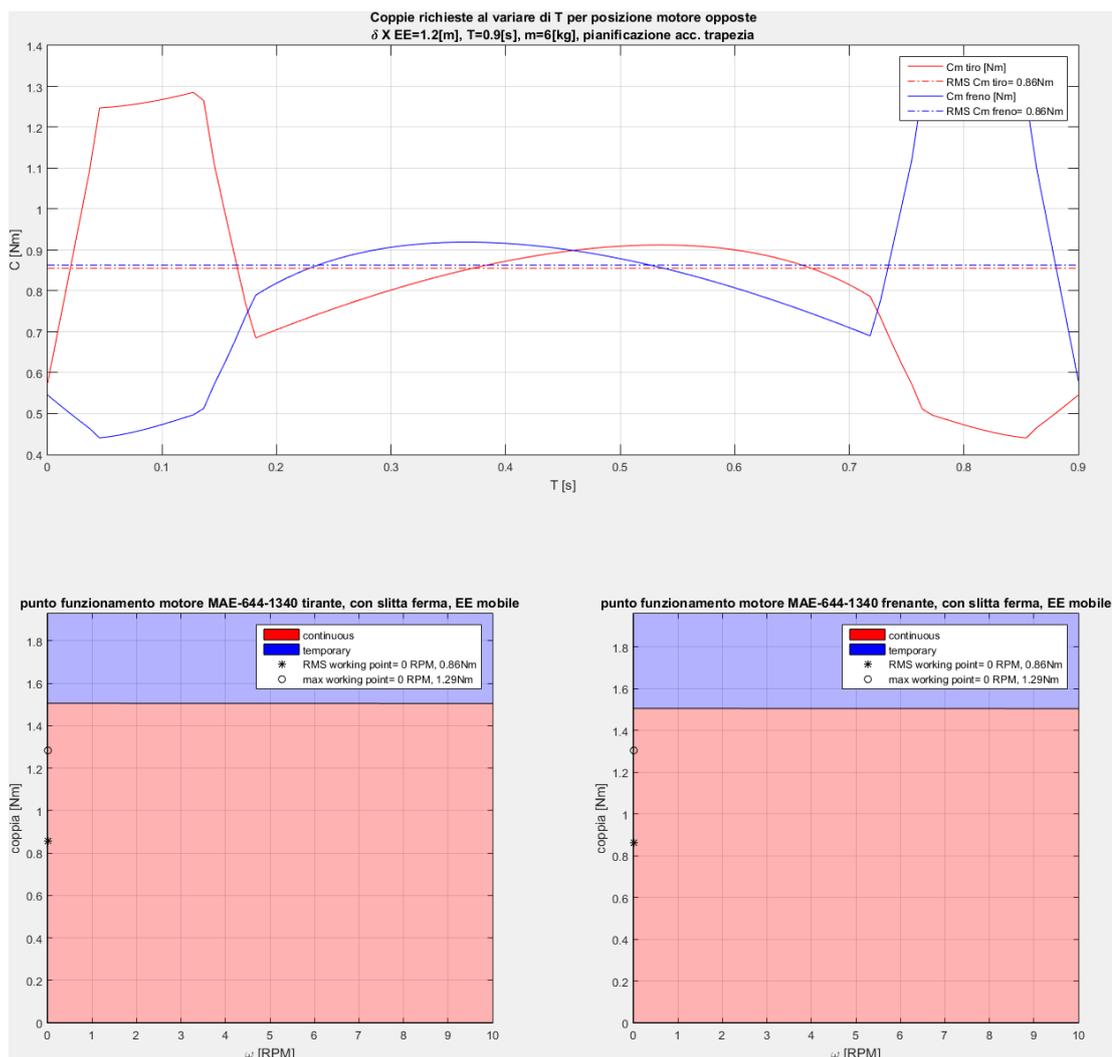


Figura 2.9: andamento della coppia richiesta e punti di lavoro del motore MAE senza freno.

Nel caso specifico, il motore è chiamato a fornire la stessa coppia sia in fase di accelerazione dell'end effector sia in fase di frenata a causa della particolare scelta dei parametri cinematici scelti per simulazione. I valori di coppia max, coppia rms e coppia limite range temporaneo/continuo sono i seguenti:

C_{max} [Nm]	C_{rms} [Nm]	C_{lim} [Nm]
1.29	0.86	1.5

Il motore riesce quindi a mantenere il pattino della guida in posizione. Rimane da verificare se il motore MAE riesce a sopportare il movimento del pattino della guida in contemporanea al movimento dell'end effector. La simulazione è stata eseguita con i seguenti dati di input per la parte cinematica:

corsa [m]	tempo [s]	Ta/T	Td/T	payload [kg]	tiro fune [N]
1	1	0.2	0.2	5	40

i seguenti dati ricavati dal datasheet della guida [2.10]:



Momento d'inerzia sezione I_y [cm ⁴]	34.6	Tipo di cursore	CSW28 spec./NU18 spec.
Momento d'inerzia sezione I_z [cm ⁴]	41.7	Diametro primitivo puleggia [mm]	41.38
Velocità max [m/s]	3	Momento d'inerzia di massa puleggia [gmm ²]	45633
Peso unità corsa zero [g]	3167	Massa della cinghia [g/m]	74
Peso per metro di corsa [g]	5055	Forza di trazione cinghia F_{max} [N]	1330
Massa del cursore [g]	635	Tensionamento cinghia standard [N]	220
Corsa per giro dell'albero [mm]	130	Coppia a vuoto con tensionamento standard [Nm]	0.3
Tipo di guida	TLV28/ULV18	Lunghezza cinghia [m]	2 x corsa (in m)+ 0.630

Figura 2.10: specifiche varie delle guida lineare E55L

ed i dati ricavati dal datasheet del motore [2.11]:

DATI TECNICI (1) / SPECIFICATIONS (1)

		M 642 0860	M 642 1340	M 644 1340	M 644 2530
Caratteristiche operative / Operating specifications					
Coppia continuativa a rotore bloccato / Continuous Stall torque	Nm	0,66	0,66	1,4	1,4
Picco di coppia a rotore bloccato / Peak stall torque	Nm	3,3	3,3	6,36	6,36
Corrente alla coppia continuativa a rotore bloccato / Continuous Stall current	A	8	5,2	10,7	5,8
Corrente massima di picco / Maximum pulse current	A	40	25,9	48,9	26,3
Massima tensione applicabile ai morsetti / Maximum terminal voltage	V	60	60	60	60
Velocità massima / Maximum speed	1/min. RPM	4000	4000	4000	2400
Caratteristiche meccaniche / Mechanical data					
Momento d'inerzia del rotore / Rotor moment of inertia	kg m ²	1,2 · 10 ⁻⁴	1,2 · 10 ⁻⁴	2,4 · 10 ⁻⁴	2,4 · 10 ⁻⁴
Costante di tempo meccanica / Mechanical time constant	ms	8,1	8,1	6,5	6,5
Massa del motore / Motor mass	kg	2,3	2,3	3,9	3,9
Caratteristiche termiche / Thermal data					
Resistenza termica (armatura/ambiente) (2) / Thermal resistance (armature to ambient) (2)	°C/W	2,7	2,7	1,9	1,9
Temperatura massima dell'armatura / Maximum armature temperature	°C	155	155	155	155
Caratteristiche elettriche / Winding specifications					
Costante di coppia (3) K _T / Torque constant (3) K _T	Nm/A	0,0816	0,130	0,130	0,241
Costante di tensione (f.c.e.) (3) / Voltage constant (back emf) (3)	V/1000 1/min. V/kRPM	8,6	13,4	13,4	25,3
Resistenza di armatura (4) / Armature resistance (4)	Ω	0,25	0,94	0,25	1,0
Resistenza ai morsetti (4) / Terminal resistance (4)	Ω	0,6	1,1	0,46	1,6
Induttanza di armatura / Armature inductance	mH	0,42	0,86	0,64	1,9
Costante di tempo elettrica / Electrical time constant	ms	1,1	1,1	1,7	1,7

(1) Temperatura ambiente di riferimento (ove non altrimenti specificato) 40° C.
 (2) Con motore montato su piastra 254x254x6 mm.
 (3) Tolleranza ± 10%.
 (4) Misurata a 25° C.

(1) Ambient temperature (if not otherwise specified) : 40° C.
 (2) Test conducted with unit heatsink mounted on a 254x254x6 mm.
 (3) Tolerance ± 10%.
 (4) At 25° C.

Figura 2.11: specifiche relative ai motori MAE serie 64x. Il motore utilizzato nei calcoli è il modello M 644 1340

Le coppie che risultano, sono riassunte nella figura [2.12]:

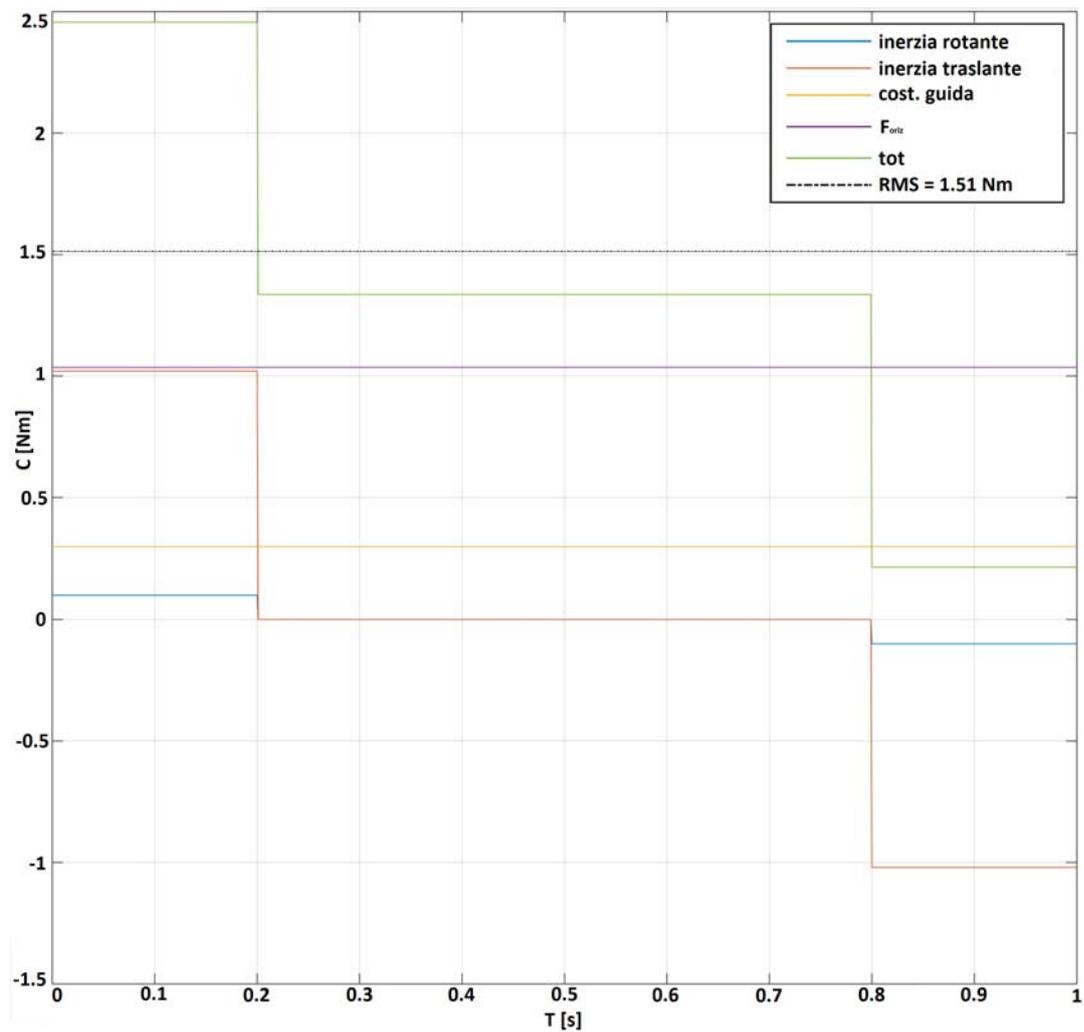


Figura 2.12: coppia totale, valore rms e vari contributi della coppia richiesta al motore MAE

È possibile vedere dove ricadono i punti di lavoro del motore MAE [2.13]:

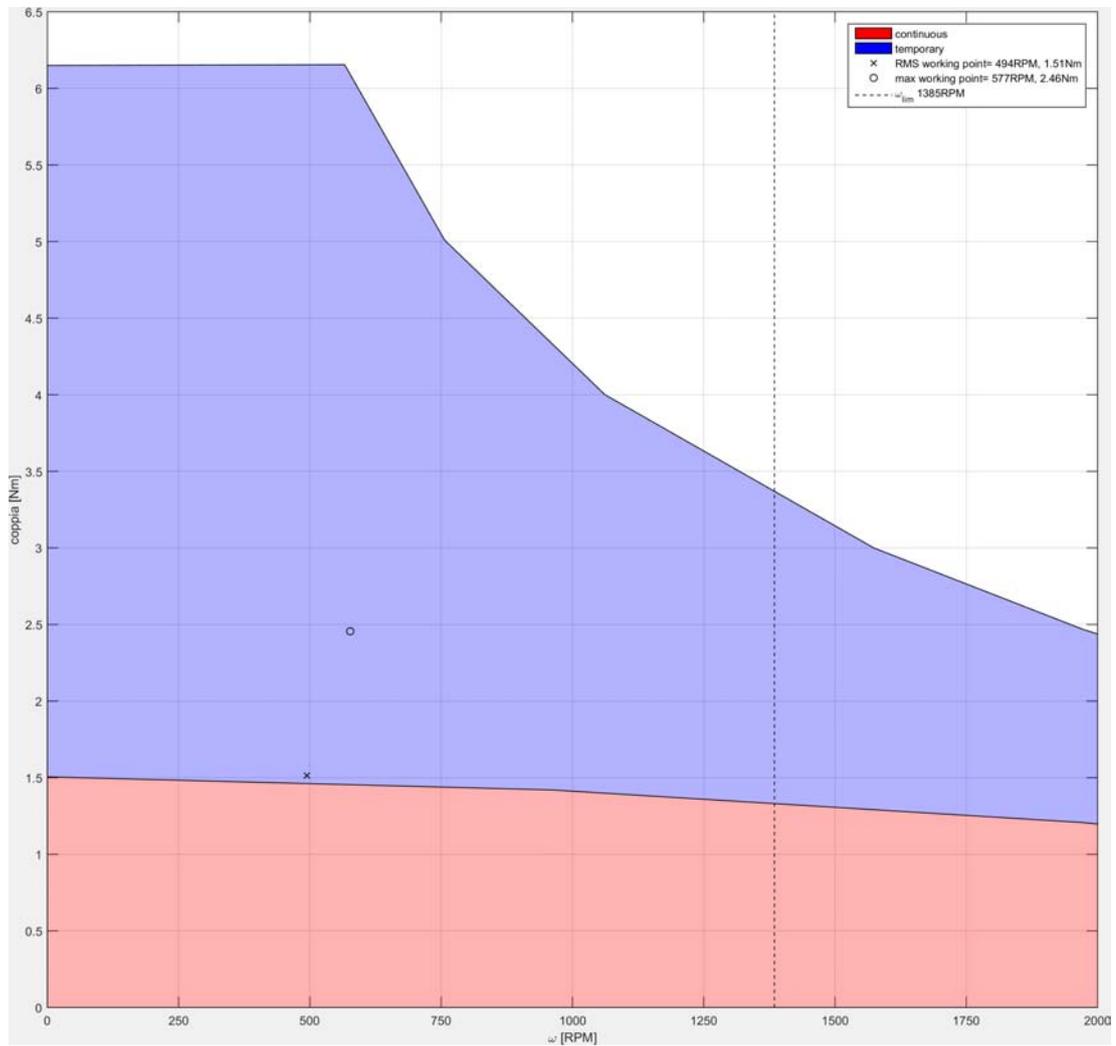


Figura 2.13: punti di lavoro per il motore MAE con pattino in movimento

Il punto di rms coincide con la curva di transizione servizio continuo/temporaneo ed il punto di lavoro di massimo è ben oltre il limite.

È opportuno ricordare che sono state utilizzate le tensioni dei cavi con massa end effector pari a 6kg e applicate longitudinalmente alla slitta, quindi due situazioni limite d'impiego:

- come si vedrà successivamente la struttura dell'end effector è pari a 1.5-2 kg. Avendo utilizzato 6 kg nelle simulazioni lascia almeno 4 kg per il payload effettivamente movimentato dal robot, un valore non certo di poco conto;
- le tensioni delle funi utilizzate corrispondono ad un caso molto particolare;
- la condizione di cavo parallelo alla slitta richiede che l'end effector venga portato in una posizione difficilmente raggiungibile nella pratica.

Per questi motivi, sono stati calcolati dei coefficienti moltiplicativi che permettono di stimare le coppie massime e rms ed i valori di omega massima al variare dell'angolo tra fune e guida, coefficienti di pianificazione cinematica e forze/payload sul pattino [2.14]:

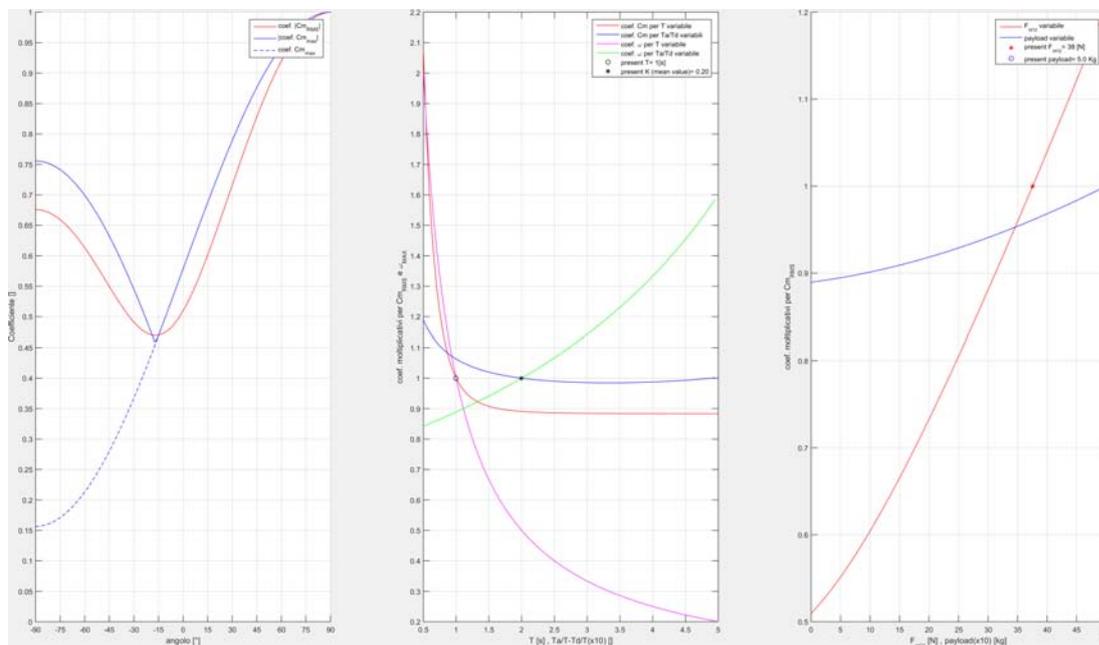


Figura 2.14: coefficienti per la stima di C_{max} , C_{rms} e ω_{max}

Come visibile dalla figura che riassume l'andamento dei coefficienti:

- con la fune parallela alla slitta e con tiro opposto al movimento del pattino, condizione descritta dall'angolo=90°, porta ad ottenere coppie elevate. Diminuendo l'angolo tra asse slitta e fune le coppie calano repentinamente. Il minimo per le coppie si ha per valori di angolo negativi, attorno ai 15°, con la fune che aiuta quindi i motori MAE a muovere il pattino. Per valori inferiori dell'angolo, la coppia aumenta in quanto il motore MAE è chiamato a frenare;
- tempi maggiori ed accelerazioni più blande portano a coppie inferiori, ma il calo non è molto sensibile in quanto la componente preponderante è data dalla tensione della fune; le ω , d'altro canto, risentono molto la variazione di questi parametri;
- diminuire il payload sul pattino non porta a grandi variazioni della coppia richiesta; al contrario diminuire la tensione delle funi porterebbe ad un crollo della coppia richiesta al motore MAE.

In definitiva, il motore MAE riesce a sostenere le sollecitazioni date dal movimento dell'end effector se il pattino della guida lineare viene mantenuto fermo. Se si volesse invece azionare end effector e slitte in contemporanea potrebbero insorgere problemi di surriscaldamento dei motori MAE in caso di movimenti ripetuti.

Capitolo 3

End Effector Riconfigurabile

3.1 Progetto end effector riconfigurabile

Questo capitolo è riservato all'end effector adattativo e mette in luce le specifiche richieste, le soluzioni analizzate e lo sviluppo del modello dinamico. La seconda parte è dedicata a mostrare le funzionalità e gli accorgimenti costruttivi in dettaglio, con l'utilizzo di particolari ottenuti da modello CAD.

3.1.1 Funzionalità e specifiche di progetto

L'end effector è voluto riconfigurabile, ovverosia la distanza tra i cavi superiori e i cavi inferiori deve essere variabile; è stato deciso di riconfigurare i cavi mediante un movimento relativo tra i quattro cavi inferiori e superiori impresso da un attuatore lineare. Una corsa minima di 150-200 mm e la capacità di movimentare un carico di almeno 1.5-2 kg senza limitare le prestazioni globali del robot sono inoltre imposte.

Varie sono le modalità che permettono di soddisfare queste richieste, con pregi e difetti. Di seguito verranno descritti alcuni dei possibili design considerati.

3.1.2 Design considerati

Il sistema più semplice per variare la distanza dei cavi è quello di utilizzare un pistone pneumatico con guide come da figura seguente:

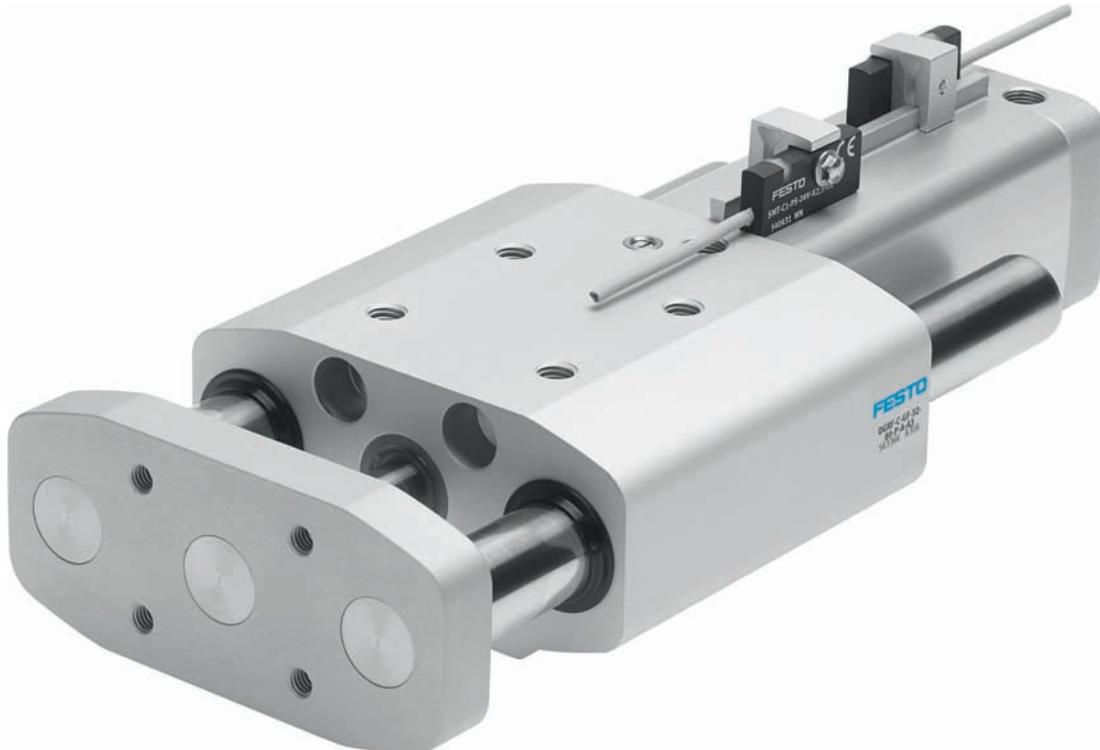


Figura 3.1: pistone pneumatico FESTO mod. DGRF con guide e piastra flangiata

Un altro sistema, l'equivalente elettrico al pistone pneumatico, è dato dai motori lineari. Un modello preso in considerazione è qui inserito:



Figura 3.2: attuatore lineare Linmot installato su guida "H" e compensatore

Altri metodi prevedono l'utilizzo di motori elettrici rotativi con un meccanismo di conversione da moto rotativo a lineare. Il metodo più semplice prevede l'utilizzo di un accoppiamento vite/madrevite. Esistono in commercio degli attuatori lineari che sfruttano questo principio, di seguito vengono riportati quattro esempi:

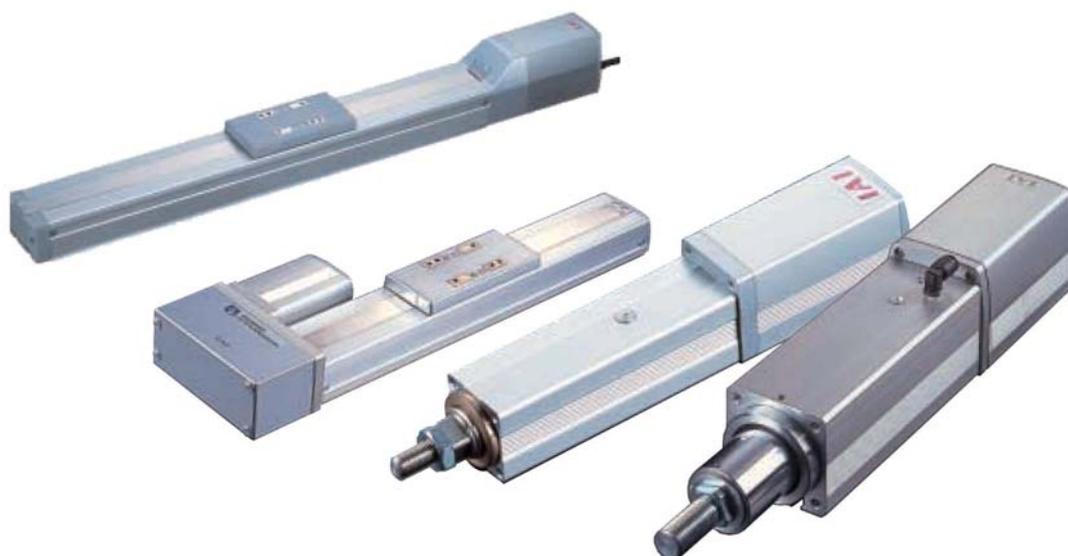


Figura 3.3: alcuni attuatori lineari IAI

Viste le caratteristiche dei modelli, si possono trarre le seguenti conclusioni:

ATTUATORE	PREGI	DIFETTI
Pistone pneumatico	economico masse contenute facilmente installabile	non è possibile il controllo sulla posizione
Motore lineare	controllo traiettoria masse contenute facilmente installabile	costoso
Attuatori vite/m.vite	controllo traiettoria	costoso da adattare per l'installazione masse medio-alte

La soluzione a pistone pneumatico è stata scartata in quanto non consente un controllo continuo sulla posizione, benchè sia una soluzione ottima per la facilità di installazione e prezzo. Gli attuatori commerciali a vite/madrevite pagano il fatto di avere masse importanti, limitando quindi il payload trasportabile; i modelli più leggeri risultano essere limitati sulle corse esprimibili. Gli attuatori lineari sembrano essere la soluzione più adatta in quanto offrono controllo sulla traiettoria, facilità di installazione e leggerezza.

Sono state ricercate altre soluzioni personalizzate, che avessero ottime prestazioni come gli attuatori lineari commerciali ad un prezzo totale inferiore. Sono state essenzialmente esplorate due vie: trasmissione a cremagliera e vite/madrevite.

Nelle pagine seguenti vengono proposte alcune delle principali soluzioni pensate.

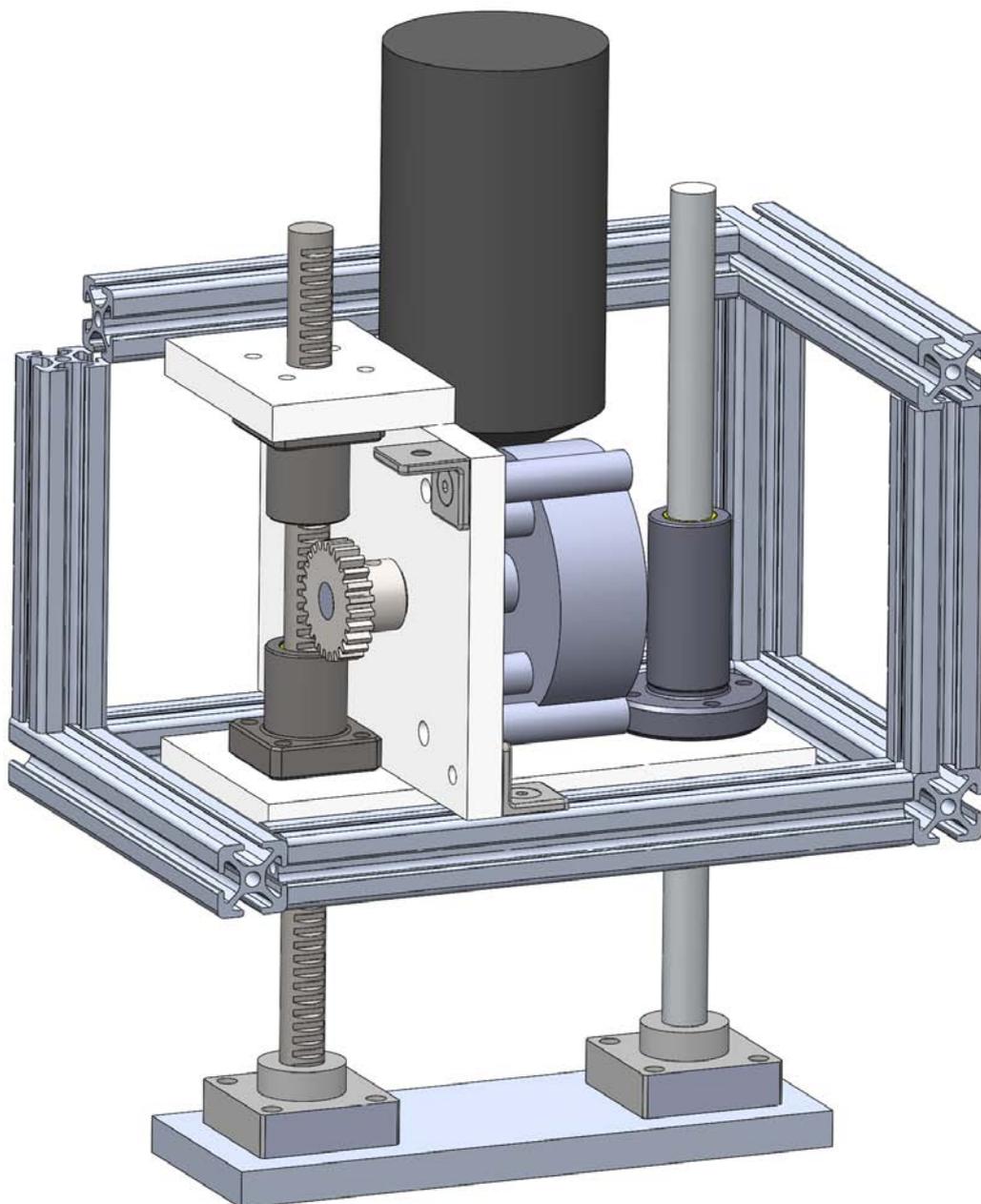


Figura 3.4: prototipo # 1, con cremagliera e pignone, riduttore a vite senza fine

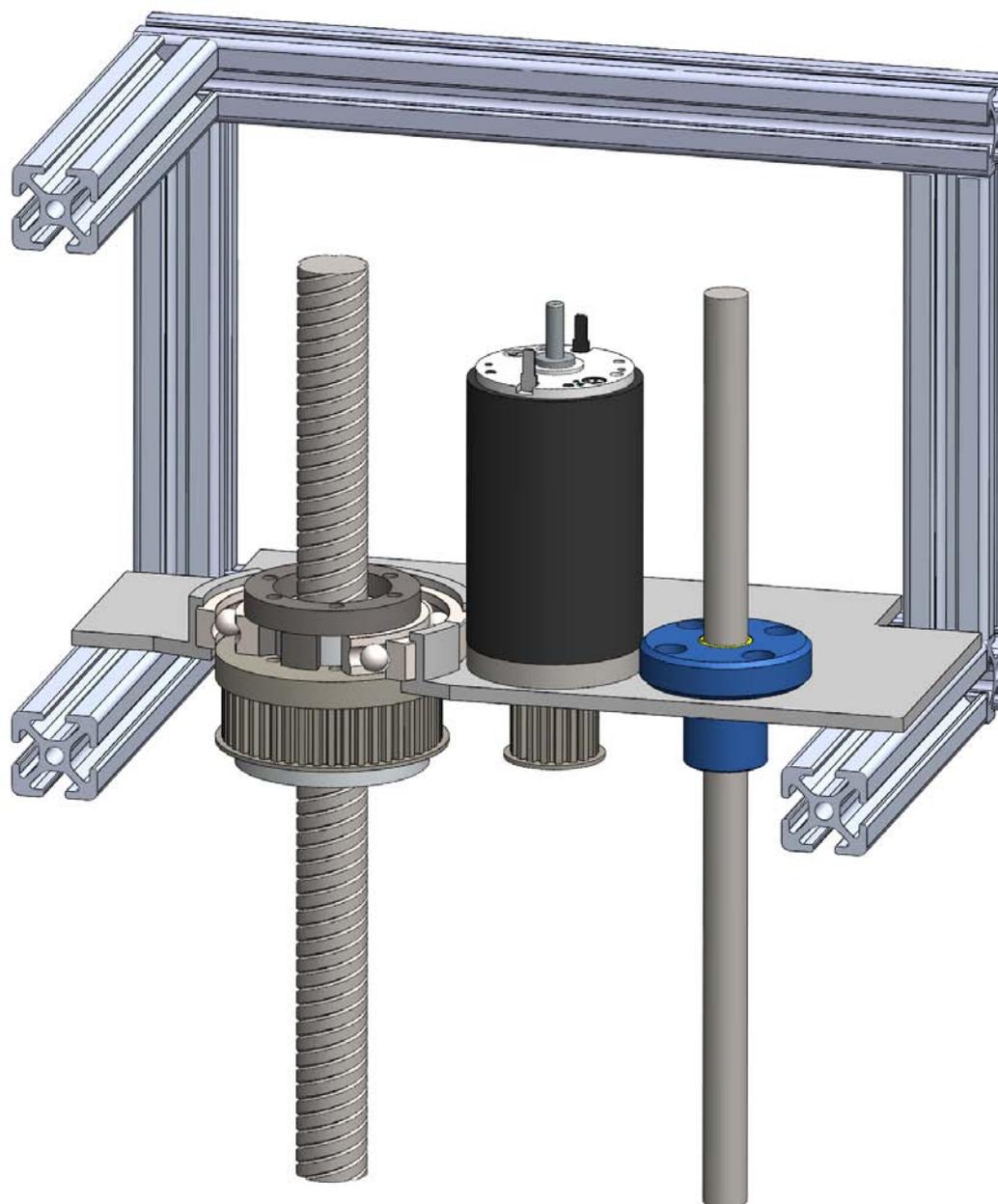


Figura 3.5: prototipo # 2, con madrevite rotante, trasmissione con cinghia dentata

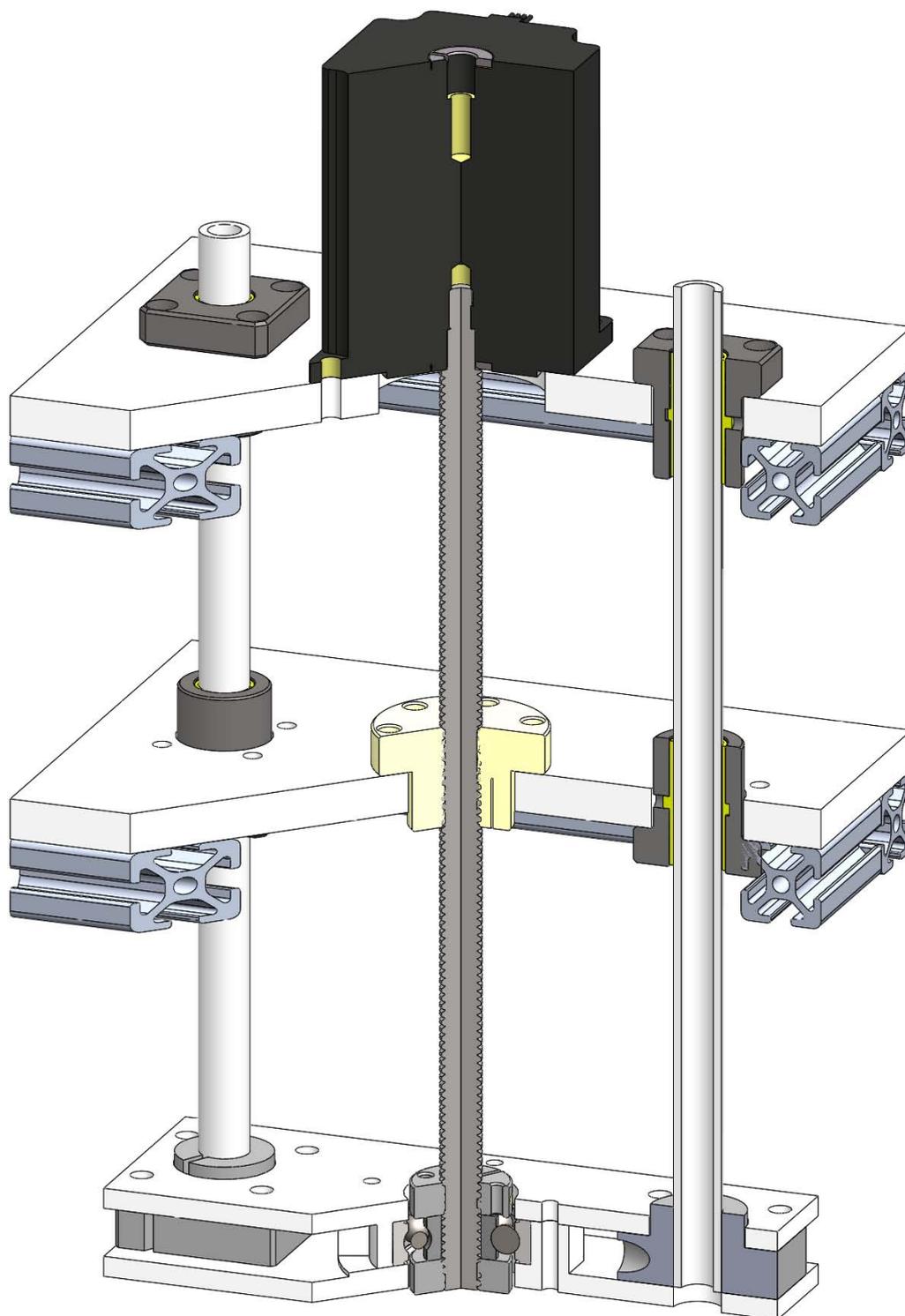


Figura 3.6: prototipo # 3, vite-madrevite semplice

Di seguito vengono descritti pregi e difetti delle varie soluzioni:

ATTUATORE	PREGI	DIFETTI
prototipo a madrevite rotante	prestazioni elevate	complessità costruttiva masse lievemente alte relativamente costoso
prototipo a cremagliera	relativamente semplice trasmissione irreversibile relativamente economico	masse lievemente alte
vite-madrevite semplice	economico masse contenute possibilità di usare un motore già acquistato	le prestazioni dipendono dal motore impiegato

Confrontando pregi e difetti dell'attuatore lineare e dell'attuatore a vite-madrevite semplice, è stato deciso di adottare quest'ultimo come candidato a diventare l'effettivo end effector del robot. Come motore per l'attuazione, è stato deciso di utilizzare uno stepper: ciò permette di non usare un'anello di retroazione se si riesce a garantire che il motore abbia una coppia disponibile maggiore della richiesta e per il controllo sono necessari solo quattro fili conduttori.

3.1.3 End effector: design ottimizzato

Il design della soluzione presentata inizialmente era alquanto grezzo. Le masse erano importanti, il sistema di guida era da rivedere e lo stepper poteva essere sostituito da uno più piccolo benchè meno performante.

Con l'intenzione di recuperare un preassemblato KSS ReMoBo costituito da stepper, vite e relativa madrevite, e di verificarne la possibile adoperabilità, l'organo terminale è stato quasi completamente rivisto, con i vari componenti modellati seguendo le dimensioni imposte dal preassemblato KSS.

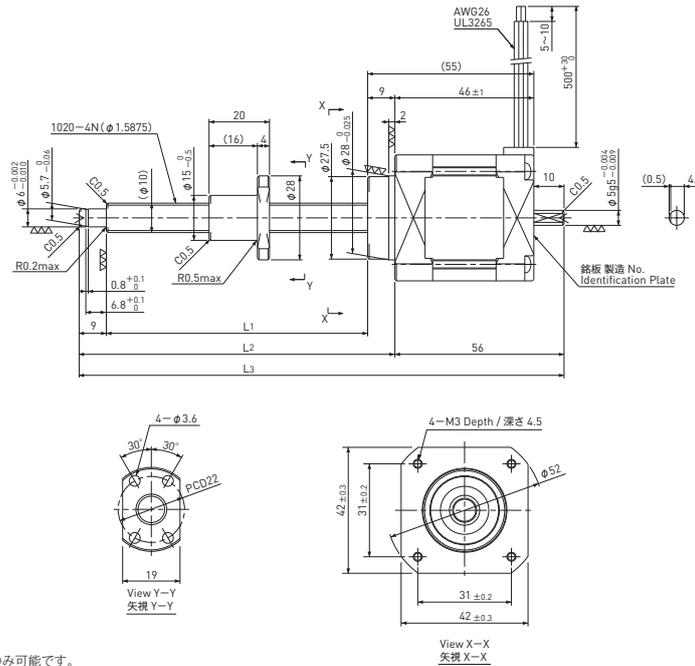


Figura 3.7: esempi di preassemblati KSS ReMoBo

Customized products RM series Dimensions & Specifications
受注生産品 RMシリーズ 寸法諸元

レジンリードスクリュー+2相ステッピングモータ / Resin Lead Screw + 2-phase Stepping Motor

RM1020B Shaft dia.(軸径) $\phi 10$ Lead(リード) 20mm
 Backlash type (バックラッシュタイプ)



注) 軸端の切断のみ可能です。
 Note) Only shaft end cutting is available.

Model 型式	Travel ストローク (mm)	Shaft Length ねじ部長さ (mm)			Mass 質量 (g)	Rotor inertia ロータイナーシャ (g·cm ²)	Recommended accessories 推奨アクセサリ	Recommended Drivers 推奨ドライバ
		L ₁	L ₂	L ₃				
RM1020B-100	100	146	164	220	450	79	Motor side Supporting plate モータ側サポートプレート MP-42A or MP-42B Supported side Bracket 支持側ブラケット SP-42	KS9110 SD4030B (Micro Step)
RM1020B-150	150	196	214	270	480	83		
RM1020B-200	200	246	264	320	510	87		
RM1020B-300	300	346	364	420	570	95		

Lead Screw Specifications すべりねじ諸元	
Accuracy grade 精度等級	Equivalent to JIS Ct10 Ct10相当
Thread direction 巻方向	Right 右
Axial play 軸方向すきま	0.1mm or less 0.1mm以下
Reference Thrust 参考推力	100N
Shaft material ねじ軸材質	Stainless steel ステンレス鋼
Nut material ナット材質	MC nylon (Nippon Polyenco) MCナイロン(日本ポリベンコ)
Surface hardness ねじ部表面硬度	—
Lubricant 潤滑剤	—

Motor Specifications モータ諸元	
Basic step angle 基本ステッピング角	1.8°
Driving method 励磁方式	2-phase Uni-polar 2相ユニポーラ方式
Rated Voltage 定格電圧	DC 4.0 V
Rated current 定格電流	1.2A/phase 1.2A/相
Winding resistance 巻線抵抗	3.3Ω
Holding Torque ホールディングトルク	0.32Nm
Rotor inertia ロータイナーシャ	See table above 上表参照
Operating temperature 使用温度範囲	-20°C ~ 50°C

Figura 3.8: Specifiche e dimensioni dello stepper KSS ReMoBo utilizzato

Dopo vari step successivi di affinazione si è giunti ad ottenere un concept interessante e molto prossimo a ciò che sarà effettivamente realizzato:

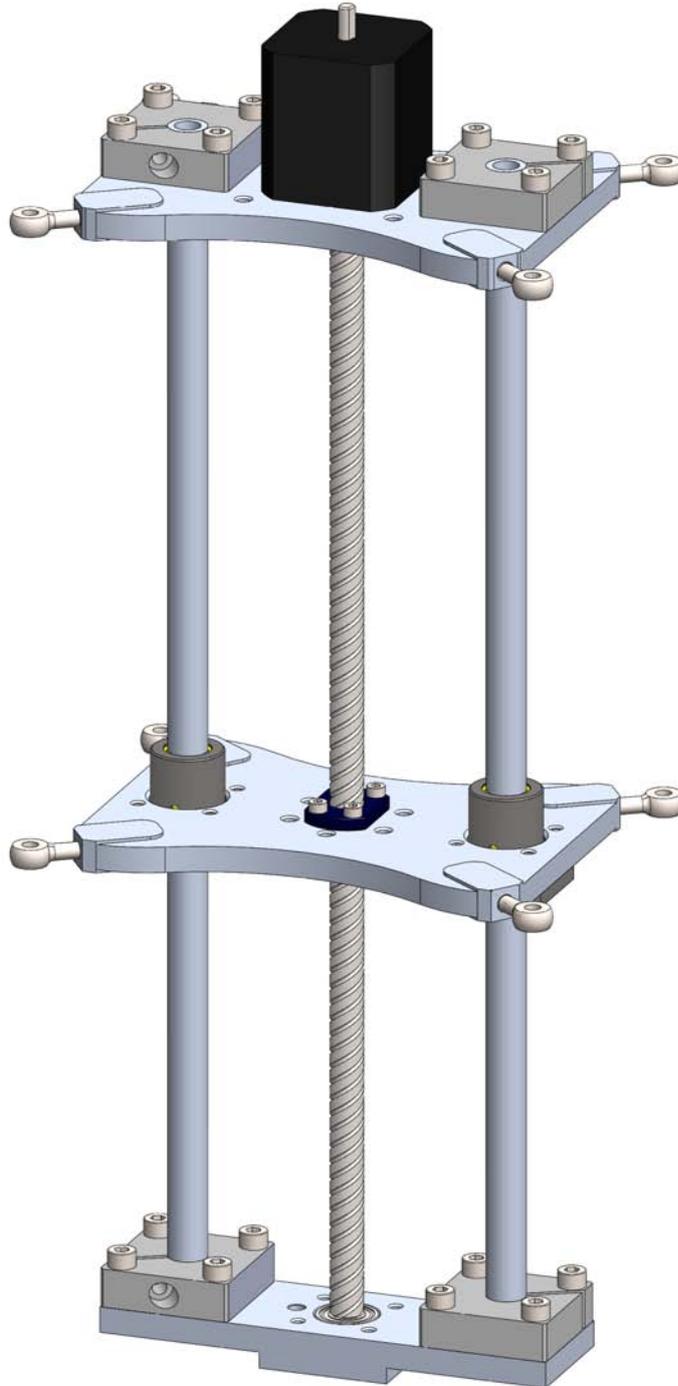


Figura 3.9: Disegno del concept semi-definitivo

Con il disegno semi-definitivo è stato possibile definire le masse che effettivamente entrano in gioco e procedere con simulazioni precise.

3.1.4 Modello dinamico dell'end effector

L'end effector può essere modellato come due masse interconnesse tra loro mediante la madrevite dello stepper:

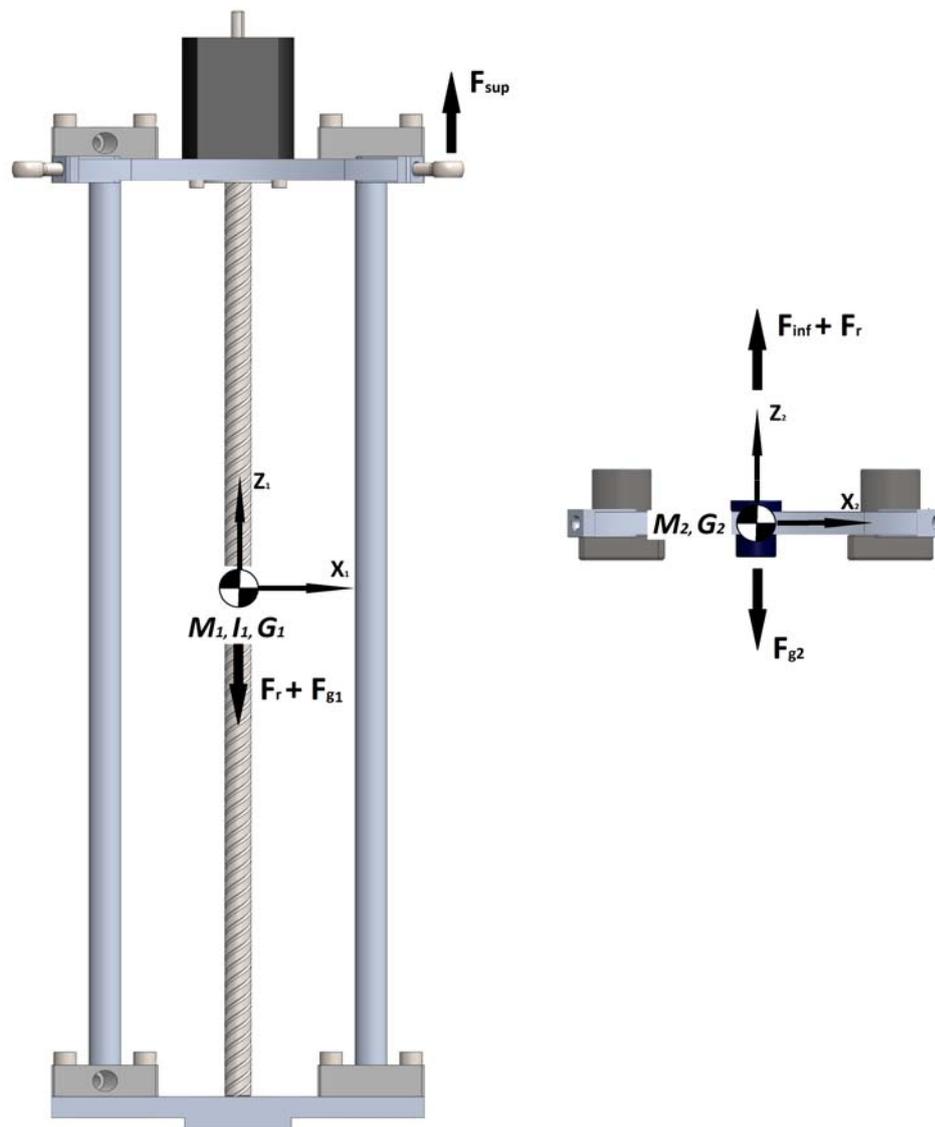


Figura 3.10: Separazione delle masse e relative forze applicate

Ogni massa è sottoposta ad accelerazione \ddot{x}_i verso l'alto che porta a generare una forza di inerzia, le componenti verticali delle tensioni dei cavi vengono introdotte mediante le forze F_{sup} e F_{inf} , La forza F_r è data dalla mutua azione tra vite e madrevite. Ogni corpo deve soddisfare la relazione:

$$\Sigma(\mathbf{F}) = (\mathbf{F}_{cavi} + \mathbf{F}_r + \mathbf{F}_{in} + \mathbf{F}_g) = \mathbf{0} \quad (3.1)$$

che non è di immediata risoluzione. Le F_{sup} e F_{inf} dipendono dalle tensioni dei cavi e dalla posizione dell'end effector; la coppia espressa dallo stepper è necessaria per mantenere le due piastre a distanza costante o avvicinarle/allontanarle, e va a scaricarsi sui cavi. Non è inoltre possibile separare le tensioni dei cavi per avere una distribuzione a piacimento vista la disposizione di quest'ultimi: andando ad aumentare le tensioni ai cavi superiori a discapito della tensione dei cavi inferiori si avrebbe un momento M_z diverso da quello richiesto per equilibrare la coppia erogata dal motore. Complessivamente, è necessario risolvere il seguente sistema:

$$\mathbf{F}_{z,cavi} = [\mathbf{S}]\tau = \mathbf{F}_{acc} + \mathbf{F}_g + \mathbf{C}_m \quad (3.2)$$

$$C_m = I_{stepper}\ddot{\theta} + \frac{F_r p_v}{\eta 2\pi} \quad (3.3)$$

$$F_r + F_{inf} - F_{g2} = m_2\ddot{z}_{2,ass} \quad (3.4)$$

$$F_{inf} = [\mathbf{S}](\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, 0, 0, 0, 0) \quad (3.5)$$

dove:

- nella prima equazione $[\mathbf{S}]$ è la matrice di struttura e τ il vettore delle tensioni dei cavi, \mathbf{F}_{acc} le forze applicate per ottenere il moto desiderato dell'organo terminale, \mathbf{F}_g le forze di gravità, \mathbf{C}_m la coppia dello stepper;
- nella seconda, che descrive i lavori virtuali per lo stepper, $I_{stepper}$ è l'inerzia di massa dello stepper, $\ddot{\theta}$ l'accelerazione angolare della vite proporzionale a $|\dot{z}_1 - \dot{z}_2|$, F_r la forza di spinta da esercitare, η e p_v rispettivamente rendimento e passo della vite;

- la terza è l'equazione che manca per poter risolvere il sistema, di equilibrio del corpo inferiore.

La matrice di struttura $[\mathbf{S}]$ ed il vettore τ sono già stati presentati nel 1.2.2; il payload è da assegnare alla massa M_{sup} .

Analizzando le relazioni 3.2 - 3.5 si possono eseguire le seguenti sostituzioni per la risoluzione del problema:

- sostituire nella 3.4 il valore di $F_{inf} = f(\tau_1, \dots, \tau_4)$ della 3.5;
- ricavare dalla nuova 3.4 il valore di F_r , ora funzione della pianificazione (\ddot{z}_2) e di $[\mathbf{S}](\tau_1, \dots, \tau_4, 0, \dots, 0)$;
- inserire la formulazione di F_r nella 3.3 per ottenere la coppia che lo stepper deve erogare affinché la pianificazione cinematica venga rispettata;
- ricavare le tensioni ai cavi superiori ricavando il vettore τ dalla 3.2 mediante la dinamica inversa.

3.1.5 Analisi di un movimento di pick and place

Per la stima della coppia richiesta allo stepper verrà ipotizzata una classica sequenza di pick and place, schematizzata nella figura [4.11]. Prendendo come riferimento il baricentro del corpo superiore, che è di riferimento per l'end effector, il movimento è mantenuto nel piano XZ, parte da $(-0.5, 0, 0)[m]$ e giunge in $(0.5, 0, 0)[m]$ passando per i punti $(-0.5, 0, 0.5)[m]$ e $(0.5, 0, 0.5)[m]$. Poichè è interessante studiare il comportamento dello stepper in fase di riconfigurazione, viene analizzata la parte di *depart* con una riconfigurazione dei cavi, da "chiusi" ad "aperti". Per la riconfigurazione, viene assegnata al baricentro del corpo inferiore una traiettoria relativa al baricentro del corpo superiore. La coordinata interessata è la $z_{2,rel}$, che può variare tra $\frac{-L_{guida}}{2} < z_{2,rel} < \frac{L_{guida}}{2}$

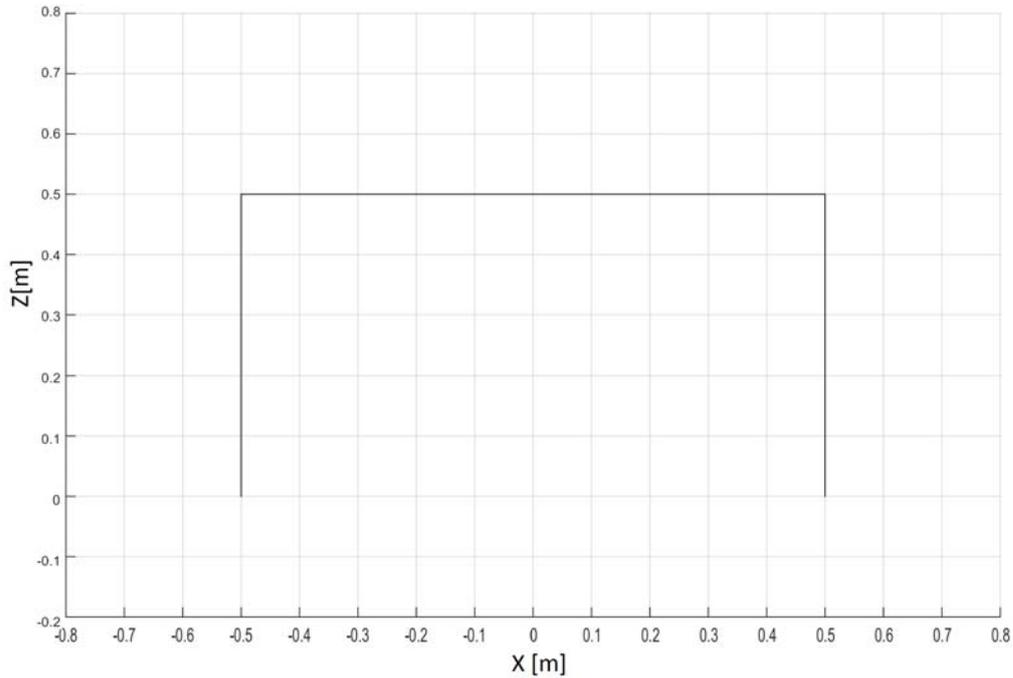


Figura 3.11: Traiettoria simulata per la verifica dello stepper

Il movimento di depart ha questi dati di input:

punto iniziale	$\mathbf{P}_i = (-0.5, 0, 0)[m]$
punto finale	$\mathbf{P}_f = (-0.5, 0, 0.5)[m]$
tempo	$T = 1[s]$
pianificazione	accelerazione trapezoidale
massa struttura superiore	1.5kg
payload	2kg
massa struttura inferiore	0.5kg
lunghezza della guida	0.35 [m]
movimento relativo cavi inferiori	$-\frac{L_{guida}}{2} < z_{2,rel} < \frac{L_{guida}}{2}$

La figura [3.12] mostra l'andamento delle z_i , \dot{z}_i e \ddot{z}_i per le parti superiori (body), inferiori (base), e del centro di massa globale (CoM).

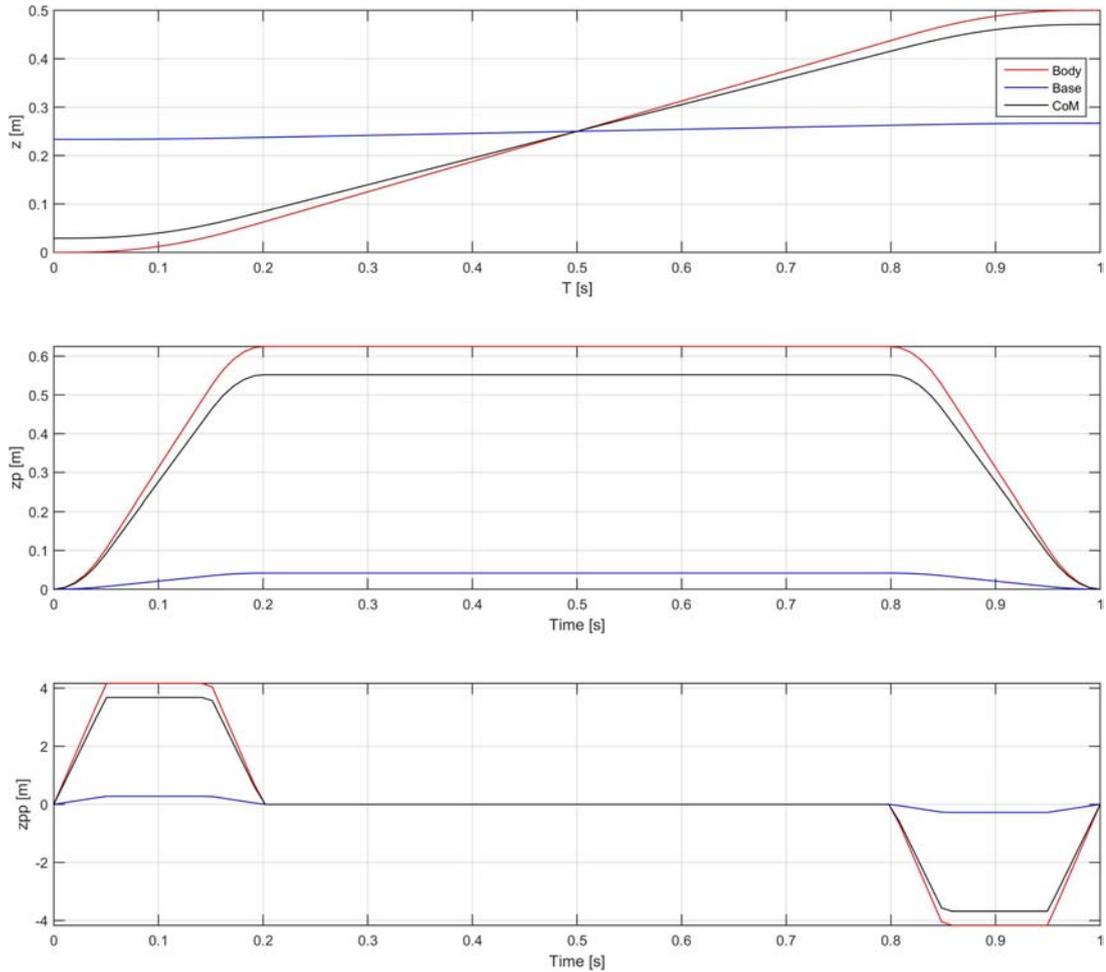


Figura 3.12: Pianificazione del depart, andamento delle quote z_1 e z_2

La riconfigurazione dei cavi avviene simultaneamente all'aumento di quota del corpo superiore, con la stessa legge di pianificazione. Per la particolare scelta dei parametri cinematici, lo spostamento assoluto del corpo inferiore è quasi nullo. Data la soluzione della cinematica, è possibile eseguire l'analisi dinamica calcolando le tensioni ai cavi.

Per il movimento considerato, le tensioni dei cavi (τ_1, \dots, τ_8) hanno l'andamento mostrato in fig. [3.13]:

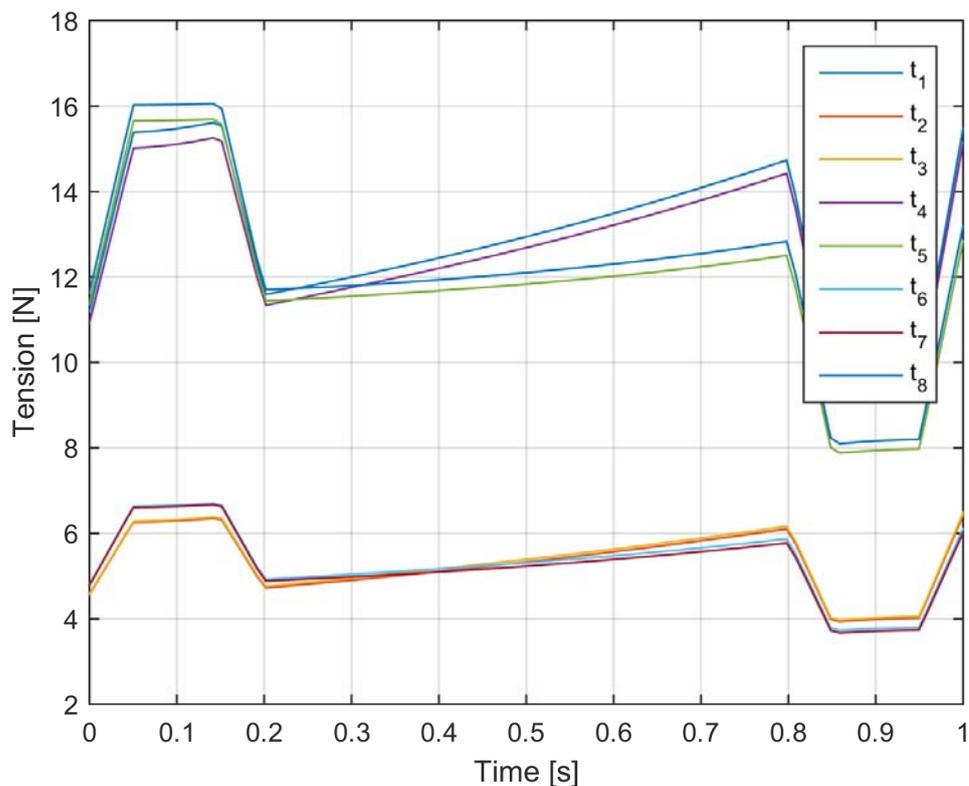


Figura 3.13: Tensioni ai cavi per il movimento di depart

I cavi superiori 5 . . . 8 hanno tensioni maggiori rispetto a quelle ai cavi inferiori 1 . . . 4; ciò è giustificabile dal fatto che il corpo inferiore è pressochè fermo, vedi figura 3.1.5, e la componente inerziale $m_2 z''_2$ è quindi quasi nulla. Da notare che l'entità del tiro dei cavi inferiori non potrebbe essere nulla nemmeno nel caso $z''_2 = 0$, altrimenti la 3.2 non sarebbe soddisfatta.

Da notare che rielaborando la 3.2, si può affermare che lo stepper mediante la generazione della coppia, e` chiamato a contrastare la differenza tra le tensioni inferiori e superiori.

Avendo risolto la cinematica e avendo a disposizione le τ_i è possibile ricavare l'andamento di C_m ed i relativi valori di massimo e valore quadratico medio.

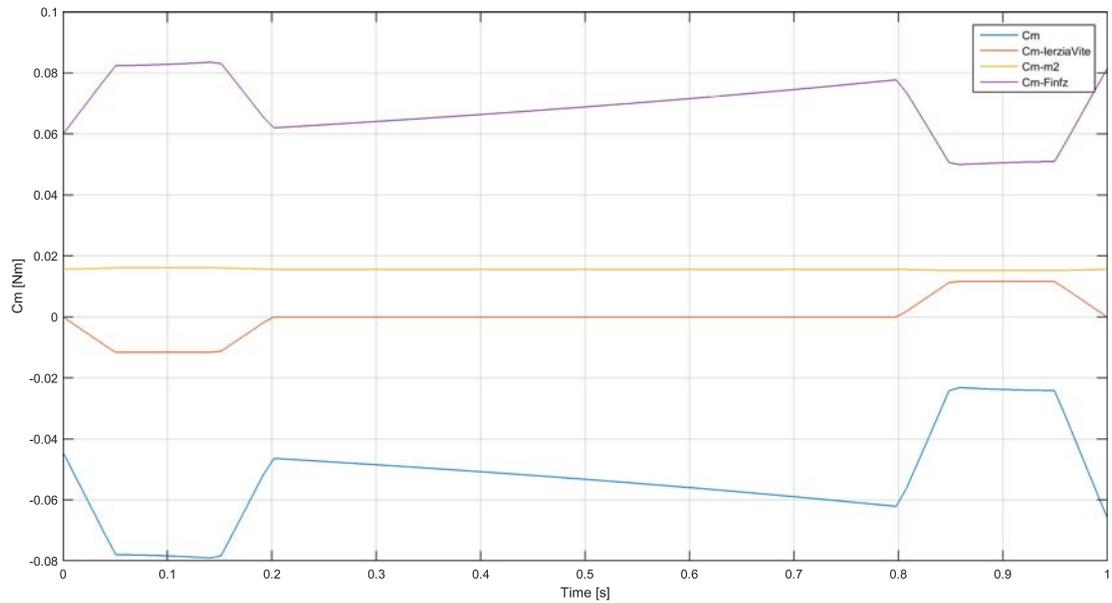


Figura 3.14: Coppie erogate dallo stepper

Lo stepper, come visibile dal grafico, è chiamato ad equilibrare tre contributi:

- $C_{m-InerziaVite}$ data dall'inerzia della vite e rotore, nell'espressione dei lavori virtuali è espressa da $I_m \ddot{\theta}$;
- $C_{m-Finfz}$ e C_{m-m2} che nella formulazione dei lavori virtuali entrano attraverso la F_r , rielaborando la 3.4;

Mediante l'analisi dei valori delle curve, possono essere desunti i seguenti valori:

$C_{m,max}$ [Nm]	$\dot{\theta}_{max}$ [RPM]	$C_{m,rms}$ [Nm]	$\dot{\theta}_{rms}$ [RPM]
0.0791	194	0.0549	100

I dati in tabella possono essere utilizzati per visualizzare dove si colloca il punto di lavoro nel grafico delle curve caratteristiche dello stepper.

Utilizzando lo stepper KSS ReMoBo 1020B-300:

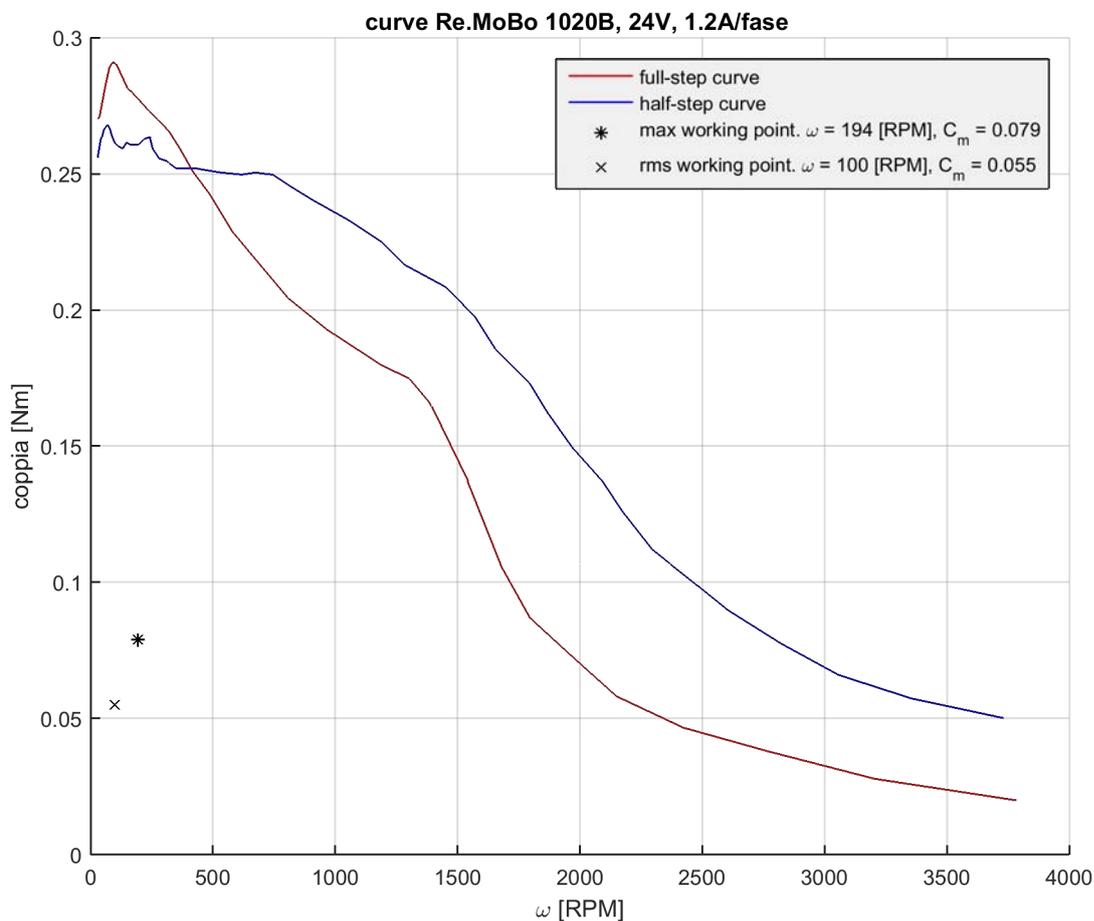


Figura 3.15: Punti di lavoro per il tratto di depart

Come visibile dalla figura [3.15], il punto del lavoro dello stepper è ampiamente sotto la curva. Si può dire che, dopo una prima simulazione, lo stepper KSS può tranquillamente essere usato sull'end effector adattativo. Un'analisi più approfondita del modello dinamico può portare, in futuro a:

- ottimizzare la pianificazione del moto per minimizzare le richieste allo stepper;
- studiare gli effetti della configurazione dei cavi;
- dimensionare l'end effector ottimale.

3.2 Particolari costruttivi

Nella figura seguente è possibile vedere come vengono supportati gli alberi. Ogni albero è stretto da dei blocchetti IGUA WAF-12 che vengono fissati mediante viti alla piastra motore o alla piastra della pinza. Gli alberi sono cavi, modello IGUS AMWR-12; ciò può permettere di far passare cavi o aria senza rischio di intralciare il movimento della piastra intermedia. Sulla piastra sono installate delle viti ad occhiello, necessarie per agganciare i cavi. Si può già notare la forma particolare della piastra.

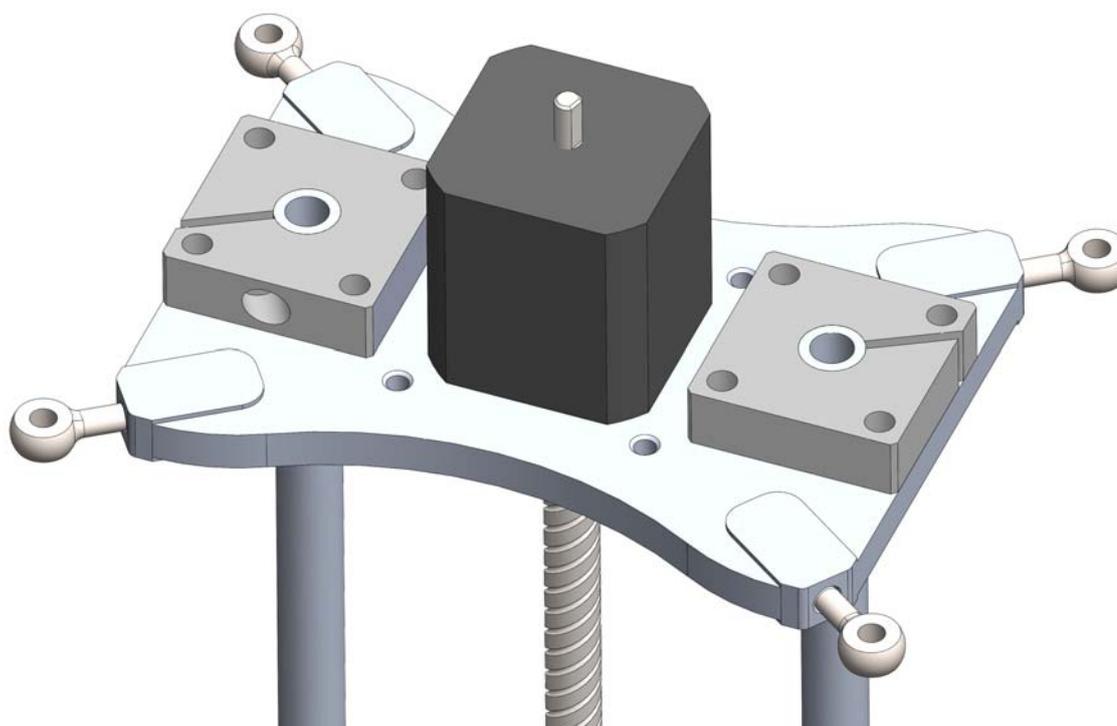


Figura 3.16: Vista dei blocchetti di supporto degli alberi guida

Nelle figure seguenti, si notano le forme delle piastre, lavorate esternamente per alleggerirle senza perdere troppo in rigidità flessionale.

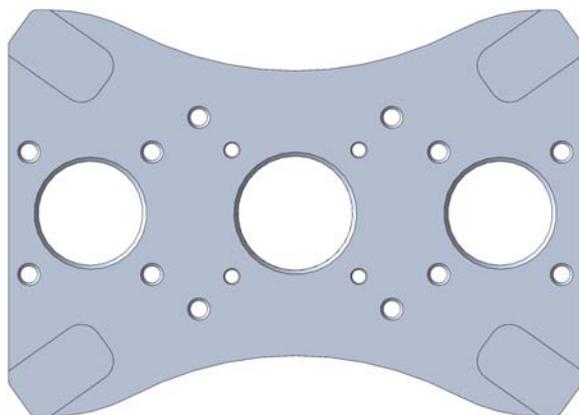


Figura 3.17: Piastra di installazione motori

Nella piastra superiore, dove va installato lo stepper, e' presente un foro centrale di centraggio dove va inserito lo stepper KSS e, in caso di utilizzo di stepper IGUS, un adattatore. Otto fori sono disposti attorno al foro centrale, i quattro più piccoli sono utilizzati per il KSS e IGUS con flangiatura NEMA 17, i quattro fori più lontano sono per l'IGUS NEMA 23. La coppia di fori di grande diametro alle estremità servono per l'installazione dei blocchetti di fissaggio.

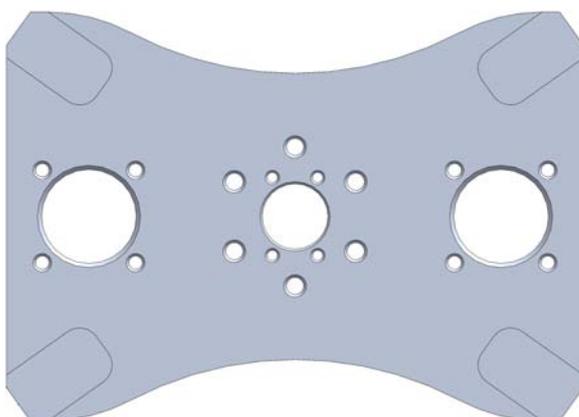


Figura 3.18: Piastra di installazione della madrevite

La piastra per la madrevite presenta un foro centrale di ridotte dimensioni per inserire la madrevite KSS, che viene fissata con quattro viti M3.5; i 6 fori disposti ad esagono servono per fissare un'eventuale madrevite IGUS. La coppia di fori

più esterni servono per il passaggio delle boccole flangiate IGUS FJUM-02-12, fissate alla piastra mediante quattro viti ciascuna.

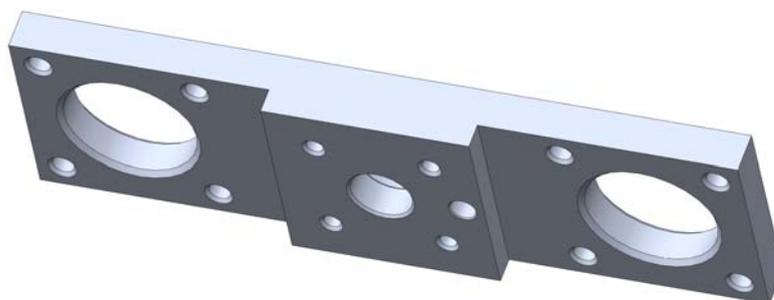


Figura 3.19: Piastra di installazione della pinza

La piastra di installazione della pinza è prevede due fori più esterni dove fissare la seconda coppia di blocchetti IGUS WAF-12 per tenere le guide allineate e completare la parte superiore dell'end effector. Nella parte centrale sono previste delle lavorazioni atte a ricreare la falngiatura presente nei robot EPSON, con un foro centrale calibrato, un ulteriore foro calibrato per spina e quattro fori filettati per il montaggio della pinza. Dalla parte opposta, non in vista, è presente una sede per cuscinetto per permettere la rotazione della vite.



Figura 3.20: Adattatore per l'installazione degli stepper IGUS

In caso di installazione degli stepper IGUS, stepper con più opzioni di passo vite e con più coppia disponibile, è necessario un adattatore. Diverse infatti sono i diametri degli spallamenti sulla faccia di accoppiamento. L'adattatore mostra uno spallamento superiore di grande diametro; questo è necesario per permettere l'installazione dell'IGUS NEMA 23. Il fissaggio avviene mediante quattro viti passanti per i quattro fori di diametro maggiore. In caso di utilizzo dello stepper IGUS NEMA17 l'adattatore va utilizzato ruotato, con la flangiatura posta sulla

faccia inferiore della piastra motore e con lo spallamento dello stepper che entra nella parte cilindrica passante a diametro costante. Ancora una volta, il bloccaggio del tutto avviene mediante viti passanti, ma stavolta attraverso i quattro fori di diametro inferiore.

Conclusioni

L'obiettivo della tesi era quello di progettare un robot a cavi riconfigurabile, concentrandosi in particolare sul dimensionamento dei motoriduttori principali, sullo studio di fattibilità di una riconfigurazione mediante l'uso di guide lineari e il progetto dell'organo terminale adattativo.

Per soddisfare le richieste, è stato dapprima sviluppato un modello dinamico approssimato del robot nel suo complesso e simulato con MATLAB; i dati ottenuti sono stati analizzati e sono stati ricavati i valori di coppia e velocità richieste alle pulegge di avvolgimento dei cavi. Mediante i lavori virtuali è stato indifferibile scegliere il modello di motoriduttore che maggiormente si adattasse all'impiego. Sono stati scelti dei motoriduttori B & R 8LVB23.ee004LjFn00. Avendo margini sulle coppie e velocità, i motori potranno essere utilizzati per la movimentazione di carichi maggiori o altri robot.

Le possibilità di riconfigurazione sono date dallo spostamento dei punti di attacco dei cavi all'organo adattativo e dallo spostamento dei punti a telaio di rinvio dei cavi. Gli ingombri dati dai cavi verrebbero per lo meno limitati e lo spazio di lavoro risulterebbe meno intralciato, lasciando aperte strade interessanti per operazioni con operatori umani all'interno della cella, maggiori possibilità di presa, maggiore facilità nell'evitare ostacoli.

La seconda delle due opzioni di riconfigurabilità può essere soddisfatta mediante slitte lineari motorizzate, con le pulegge di rinvio dei cavi montate sul pattino mobile della slitta. Avendo già a disposizione due slitte e relativi motori sono stati eseguiti dei calcoli di verifica utilizzando i risultati delle simulazioni

usate per i motoriduttori. Si è visto come i motori e le slitte riescano a soddisfare le richieste di riconfigurabilità nel caso di pulegge di rinvio bloccate in posizione, mentre nel caso di riconfigurazione sincrona col movimento dell'end effector è necessario prestare attenzione al movimento pianificato.

La prima delle due possibilità di riconfigurazione è stata studiata con più attenzione ed è il punto di forza di questo robot. I passaggi per la definizione dell'end effector che si andrà ad utilizzare e sono stati molteplici ed hanno evidenziato aspetti interessanti. Come prima cosa sono stati analizzati vari design fattibili, che potessero soddisfare le richieste di riconfigurabilità e prestazioni dinamiche: attuatori commerciali pneumatici, motori lineari, vite/madrevite; attuatori personalizzati vari con cremagliera, madrevite rotante e vite rotante. Il design vincente prevede l'utilizzo di un motore stepper azionante un accoppiamento vite/madrevite. La riconfigurazione avviene variando la distanza relativa tra la piastra superiore, su cui è montato il motore stesso e sono collegati i quattro cavi superiori e la piastra intermedia, su cui è installata la madrevite e collegati i restanti quattro cavi; la piastra intermedia è guidata da due alberi che, mediante dei blocchetti di fissaggio installati alle estremità, vanno a creare una struttura rigida composta da piastra superiore, guide e piastra inferiore necessaria per l'installazione della pinza.

In contemporanea all'affinazione delle geometrie e delle caratteristiche inerziali e meccaniche dell'organo di presa, è stato approntato il modello dinamico che descrive matematicamente l'organo stesso; una prima analisi del modello, presentata in questo lavoro di tesi, ha permesso di stimare le coppie richieste al motore d'attuazione e verificare che l'end effector così pensato sia effettivamente capace di soddisfare le richieste. Contemporaneamente, sono emerse delle particolarità interessanti, il cui studio viene rimandato a lavori futuri.

Il robot così progettato risulta molto versatile in quanto agendo opportunamente sui cavi si riescono a controllare tutti e sei i GDL del baricentro dell'end effector e un gdl ulteriore, dato dal Δz tra e due piastre dei cavi; ciò permette di raggiungere posizioni scomode nello spazio di lavoro. Le particolarità costrut-

tive adottate permettono di sfruttare la struttura stessa per far giungere cavi e aria alla pinza, senza necessità di ulteriori componenti; inoltre, permetteranno aggiornamenti futuri utilizzando stepper più performanti senza rischio di disallineamento delle guide.

Un possibile upgrade per aumentare le capacità del robot potrebbe essere fornito dall'installazione di organi di visione; un lavoro di tesi sull'argomento, per la presa di oggetti da cassone, viene portato avanti parallelamente a questo. La verifica dello stepper è stata eseguita per una particolare traiettoria; a rigore andrebbero analizzati più spostamenti ed analizzata l'influenza delle varie variabili che entrano in gioco. Come visto nel capitolo relativo, numerose sono queste variabili: ad esempio le masse dei due componenti dell'end effector, la massa trasportata, il tiro dei cavi, i parametri cinematici. Studi futuri entreranno maggiormente nei dettagli e procedere nell'ottimizzazione della cinematica per avere la minima coppia richiesta allo stepper, nello studio della disposizione dei cavi. Non meno importante, sarà lo studio delle possibili strategie per evitare e prevedere collisioni, necessarie per un futuro impiego con operatori umani in cella e rendere questo robot un valido strumento per la movimentazione industriale.

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

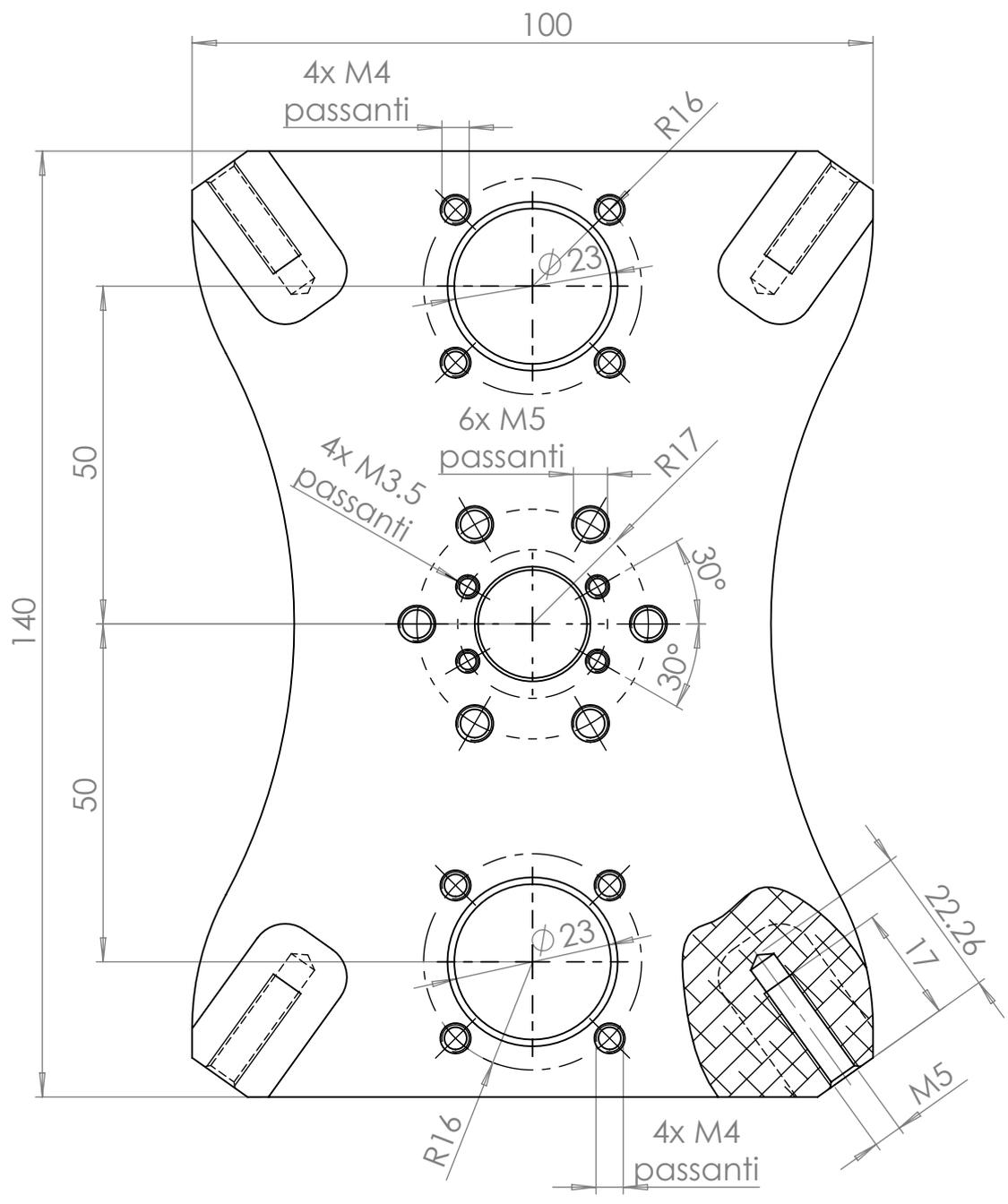
C

B

B

A

A



MATERIALE:	Ergal	N. DISEGNO	Piastra inf motore	A4
PESO:		SCALA: 1:1	FOGLIO 1 DI 1	

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

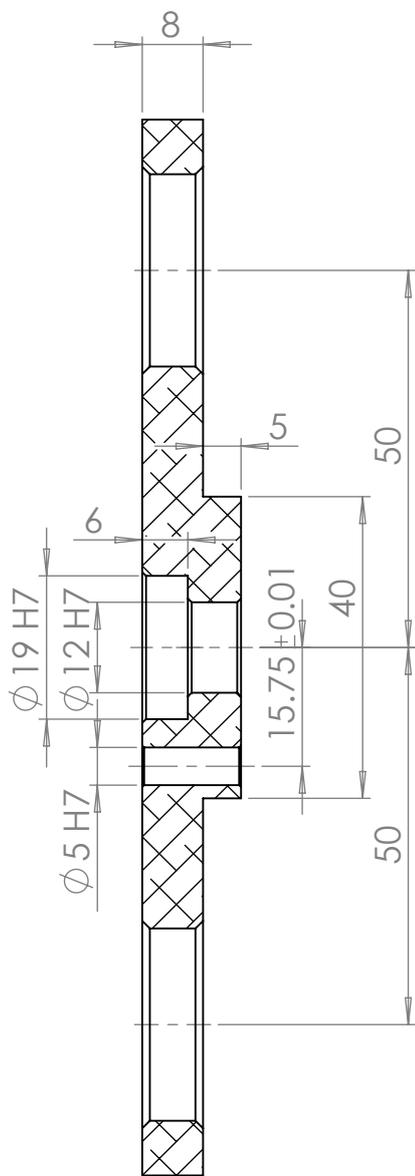
C

B

B

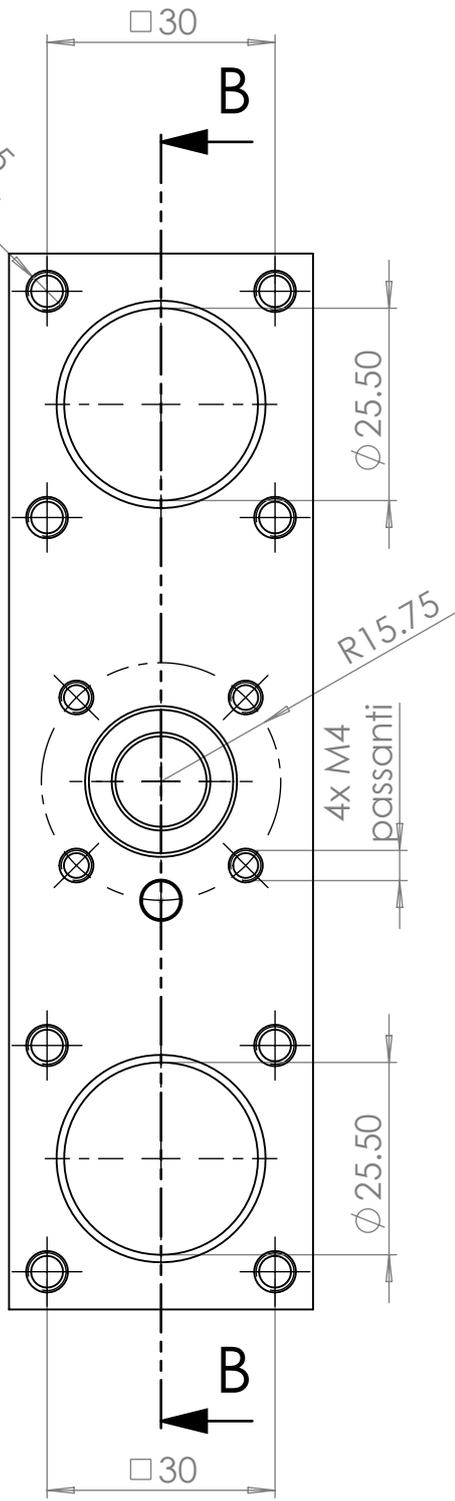
A

A

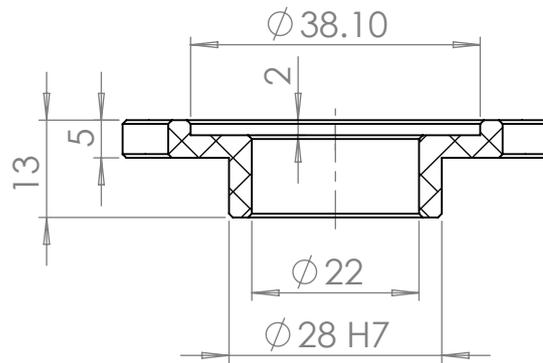
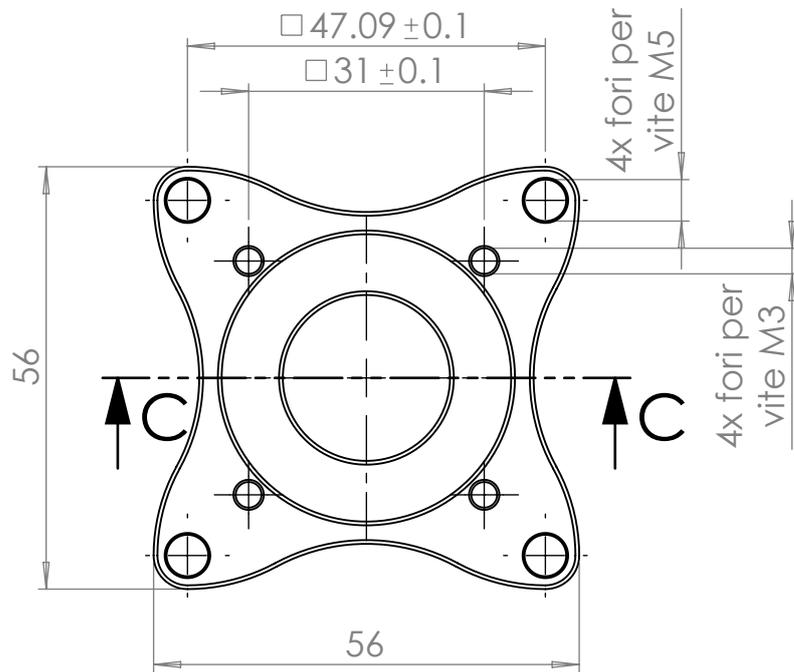


SECTION B-B

4x M5
passanti



MATERIALE:	Ergal	N. DISEGNO	Piastra sup motore	A4
PESO:		SCALA: 1:1		FOGLIO 1 DI 1



SECTION C-C

MATERIALE:	Ergal	N. DISEGNO	Adattatore IGUS	A4
PESO:		SCALA: 1:1		FOGLIO 1 DI 1

Bibliografia

- [1] Siciliano B, Sciavicco L, Villani L, Oriolo G (2009) Robotics Modelling, Planning and Control. Springer-Verlag London
- [2] D. Q. Nguyen, M. Gouttefarde, O. Company and F. Pierrot (2014). On the Analysis of Large-Dimension Reconfigurable Suspended Cable-Driven Parallel Robots. IEEE International Conference on Robotics & Automation (ICRA)...
- [3] So-Ryeok Oh, Ji-Chul Ryu, Sunil K. Agrawal dynamics Control Helicopter Carrying Payload Using Cable Suspended Robot
- [4] Andreas Pott, Tobias Bruckmann Cable-driven parallel robots
- [5] Paolo Gallina, Aldo Rossi Robert L Williams II, planar cable-direct-driven robots, part I and II
- [6] Xiaobo Zhou, Seung-kook Jun and Venkat Krovi, Tension distribution shaping via reconfigurable attachment in planar mobile cable robots
- [7] Paul Bosscher, Andrew T. Riechel, Imme Ebert-Uphoff Wrench-Feasible Workspace Generation for Cable-Driven Robots
- [8] Gianluca Fandella, Modellizzazione, simulazione e controllo di un robot a cavi sottoattuato piano
- [9] Samir Lahouar, Erika Ottaviano, Said Zeghoul, Lotfi Romdhanec, Marco Ceccarelli Collision free path-planning for cable-driven parallel robots
- [10] Jason Pusey, Abbas Fattah, Sunil Agrawal, Elena Messina Design and workspace analysis of a 6-6 cable-suspended parallel robot

- [11] Kane Usher, Graeme Winstanley, Peter Corke, Dirk Stauffacher, Ryan Carnie A Cable-Array Robot for Air Vehicle Simulation
- [12] Damiano Zanotto Analysis and development of cable-driven robotic devices
- [13] Johann Lamaury, Marc Gouttefarde Control of a Large Redundantly Actuated Cable-Suspended Parallel Robot
- [14] Marco Ceccarelli Mechanism and machine science
- [15] Giulio Rosati, Modello del motore in corrente continua, 2011
- [16] Giulio Rosati, Trasmissioni e riduttori, 2011

Ringraziamenti

Molta, troppa gente andrebbe ringraziata.

Anche se vorrei

Ringraziare tutti

Inserendo i vari nomi,

Mi tocca fare un saluto generale a chiunque mi abbia

Incitato e mi abbia

Voluto bene.

Una persona e' necessario ringraziare in particolare,

Oramai divenuta piu' che

Importante, direi fondamentale per me.

Saranno pure frasi fatte,

Pero' e' una persona che mi ha particolarmente sostenuto e mi e' stata vicina

Oltre ogni immaginazione, con amore e

Sincerita'

Anche' nei momenti piu' difficili e bui,

Rimanendo a mio fianco sempre.

Eh, sei tu, Mariangela

?