

Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale
Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale



**Politecnico
di Torino**

Tesi

Studio di fattibilità di attuatori elettromeccanici innovativi

Candidato
Livio Lorenzo Petramale
Matricola 275506

Relatori
Matteo Davide Lorenzo Dalla Vedova
Paolo Maggiore

Indice

1	Introduzione	1
2	Attuatori EMAP	3
2.1	Esempi di architettura rotativa	4
2.2	Design di riferimento	5
3	Dimensionamento	9
3.1	Soluzione considerata	9
3.2	Definizione delle proprietà geometriche	9
3.2.1	Calcolo dell'angolo di tangenza	9
3.2.2	Braccio leva	11
3.3	Dimensione pulegge	12
3.4	Scelta fune	12
3.5	Dimensionamento guide	12
3.6	Passo fune sul tamburo	13
3.7	Massimo angolo attuazione	14
3.8	Dimensionamento complessivo	14
3.8.1	Rapporto di riduzione	15
3.8.2	Coppia sul braccio	15
4	Ottimizzazione	17
4.1	Riduzione degli ingombri	17
4.2	Tipologia cabestani	18
4.2.1	Trasmissione per attrito	18
4.2.2	Trasmissione vincolata	20
4.2.3	Traslazione del cabestano	21
4.2.4	Soluzione ottimale	22
4.3	Pulegge	22
4.3.1	Inclinazione delle pulegge	22
4.4	Migliore geometria	23
4.4.1	Calcolo indice di peso	26
4.4.2	Indice di coppia	26
4.4.3	Variazione Gap	26
4.4.4	Variazione Diametro Guida	26
4.4.5	Dimensione fune	27
5	Rendimento	31
5.1	Energia dissipata Cabestano	31
5.2	Energia dissipata cuscinetti	32
5.3	Energia dissipata pulegge rimando	33

5.4	Energia dissipata braccio attuazione	33
5.5	Rendimento finale	34
6	Possibili applicazioni	37
6.1	Cerniera attuatrice	37
6.1.1	Harmonic drive	38
6.1.2	Epicycloidal	38
7	Dimensionamento preliminare	41
7.1	Definizione geometrica	42
7.1.1	Numero di livelli	42
7.1.2	Cabestano	43
7.1.3	Guida	44
7.1.4	Pulegge	45
7.2	Prestazioni	46
7.2.1	Calcolo Inerzia totale riferita attuatore	46
8	Considerazioni e Conclusioni	53
9	Ringraziamenti	57

Elenco delle figure

2.1	Rappresentazione esempio	4
2.2	Attuatore di riferimento	5
2.3	Schema Attuatore rotativo	6
3.1	Schema bidimensionale del problema	10
3.2	Raffigurazione dei parametri geometrici del problema bidimensionale	11
3.3	Schema geometrico	11
3.4	Rappresentazione 2D tamburo cabestano	13
3.5	Rappresentazione 2D Massima corsa	14
3.6	Andamento coppia con distanza dal fulcro	16
4.1	Schema	18
4.2	Schema attrito fune - campana	19
4.3	Schema attrito fune - campana	19
4.4	Andamento Tensione con angolo di scorrimento	21
4.5	Rappresentazione pulegge	23
4.6	Rappresentazione pulegge piano	24
4.7	Diagramma di flusso algoritmo ottimizzazione	25
4.8	Riepilogo dati variazione distanza Guida - Pulegge di rimando	27
4.9	Riepilogo dati variazione Diametro Guida	28
4.10	Riepilogo dati variazione Diametro Fune	29
5.1	Rappresentazione cuscinetto	32
5.2	Rappresentazione bracci tensione su pulegge di supporto	34
5.3	Rendimento per gruppo	35
5.4	Diagramma di flusso calcolo rendimento	36
6.1	Power Hinge Curtiss-Wright	37
6.2	Riduttore Armonico	38
6.3	Riduttore epicicloidale	39
6.4	Braccio Robotico	40
7.1	Attuatore ipotizzato	41
7.2	Schema funi attuatore	42
7.3	Tavola complessivo	43
7.4	Tavola tamburo cabestano	44
7.5	Tavola guida interna cabestano	45
7.6	Disegno sistema cabestano	46
7.7	Disegno Guida	47
7.8	Disegno Puleggia	48

7.9 Schematizzazione sistema pulegge	50
7.10 Velocità relativa puleggia - fune	50
8.1 Raffigurazione sistema idraulico centralizzato	54
8.2 Schema attuatore elettro idraulico aperto (backup elettrico)	54

Elenco delle tabelle

5.1	Tabella riassuntiva rendimenti per gruppo funzionale	34
7.1	Riepilogo prestazioni	49
7.2	Tabella riassuntiva prestazioni attuatore	51

Sommario

Lo scopo del seguente lavoro di Tesi Magistrale è quello di continuare il precedente studio svolto da *Alberto Lorenzi*, volto a ricercare la fattibilità di convertitori di moto a pulegge per attuazioni lineari, per attuatori di tipo rotativo associati a comandi di volo primari, abbracciando la filosofia *more electric*. La prima parte del seguente lavoro di tesi è stata ottenere una configurazione ed un modello matematico che meglio descriva una possibilità di attuatore rotativo; successivamente è stato effettuato un dimensionamento geometrico, attraverso la definizione dei requisiti ed una prima ottimizzazione anche negli ingombri. La parte finale di tale lavoro riguarda considerazioni relative all'affidabilità, al tipo di utilizzo previsto ed a possibili aggiornamenti futuri della soluzione coadiuvati a possibili utilizzi.

Capitolo 1

Introduzione

Nell'aviazione, il trend attuale prevede lo sviluppo di sempre più sistemi integrati il cui scopo è utilizzare un'unica fonte di energia, quella elettrica; questa permette principalmente I SEGUENTI vantaggi:

- distribuzione dell'impianto più agevole, non avendo i vincoli tipici dei sistemi idraulici e pneumatici;
- minori dispersioni di potenza, dovute, soprattutto, alle lunghe distanze che i fluidi sono destinati a percorrere all'interno del velivolo;
- aumento efficienza dell'impianto propulsivo, diminuita a causa di bleed tipici dell'impianto pneumatico;
- minore manutenzione richiesta.

Per questi motivi si sta spingendo sempre di più lo sviluppo di sottosistemi che sfruttano questa fonte energetica che permette un miglioramento delle performance totali della macchina, ottimizzazione delle attività manutentive ed operative, essendo presente un unico sistema principale ed una migliore compatibilità tra i sottosistemi permettendo una più facile gestione dei ricambi (omologazione). Tutto ciò, quindi, porta alla riduzione dei costi manutentivi e operazionali associati all'apparecchio.

Tale filosofia è da identificarsi nel *more electric aircraft*, già in corso prevalentemente sul sistema attuativo in cui vi è la sostituzione dei più classici attuatori idraulici, che richiedono un impianto idraulico centralizzato a bordo del velivolo, con i più moderni attuatori elettromeccanici **EMA** nei quali la potenza elettrica viene convertita in potenza meccanica direttamente tramite organi meccanici come viti a ricircolo di sfere per attuatori lineari o, in altri casi, attraverso un processo intermedio in cui vi è la momentanea trasformazione in potenza idraulica **EHA** utilizzando pompe e motori idraulici o pistoni.

Questo lavoro di tesi vuole introdurre un terzo elemento all'interno del attuale teatro di attuatori nel mondo dell'aviazione, gli attuatori a pulegge o *ElectroMechanical Actuator - Pulley* **EMA-P**, elencandone i principali vantaggi e svantaggi rispetto agli attuatori presentati in precedenza. Tale discussione avverrà introducendo questa tipologia di attuatori, elencando i parametri geometrici e meccanici caratterizzanti il sistema, effettuando delle considerazioni relative alle ottimizzazioni ed ipotesi di calcoli

dell'efficienza della soluzione, discutendo di possibili applicazioni ed, infine, effettuando considerazioni su punti critici del lavoro stesso.

É quindi evidente che tale lavoro vuole essere una descrizione prevalentemente qualitativa del soggetto in argomento, cercando di completare il lavoro già svolto dal collega Alberto Lorenzi ed introducendo un'alternativa per i comandi di volo primari attraverso attuatori rotativi.

Capitolo 2

Attuatori EMAP

Gli *attuatori elettromeccanici a pulegge* trasmettono e convertono la potenza in ingresso attraverso un sistema composto da pulegge e funi relativamente collegati al fine di ottenere le specifiche desiderate; l'organo principale responsabile alla trasmissione della potenza è la fune, la quale si avvolge su un capo attorno ad un cabestano mentre al capo posto è fissato. A differenza dei più tradizionali sistemi, questa configurazione trasmette il moto attraverso il re indirizzamento della tensione delle funi mediante le pulegge di rimando presenti sulla leva di attuazione, come i più semplici sistemi di carrucole; ecco, quindi, che è possibile variare la coppia e la velocità di attuazione modificando il numero di rimandi e le caratteristiche geometriche del sistema. I principali vantaggi di questa architettura risiedono nella possibilità di avere una risposta completamente diversa nel caso di malfunzionamento della stessa; infatti, la principale caratteristica di tale tipologia di attuatori è la possibilità di evitare bloccaggio dell'organo attuato, come una superficie primaria, in caso di malfunzionamento, condizione che si verifica in caso di grippaggio dei più classici sistemi attuativi come i riduttori ad ingranaggi, spesso dovuto a contaminazioni all'interno del fluido lubrificante o alla scarsità dello stesso che provoca accumulo di impurità. Inoltre, l'utilizzo di un sistema a funi, in caso di bloccaggio delle guide o delle pulegge, permette, seppur con aumento della potenza necessaria, l'utilizzo del attuatore portando una maggiore affidabilità a tutto il sistema di volo, soprattutto in caso di comandi di volo critici. Nel caso, invece, di rottura della fune stessa, il meccanismo risulterebbe libero da vincoli e, quindi, in grado di portarsi nelle condizioni di equilibrio del caso.

È possibile suddividere la famiglia di attuatori discriminando la tipologia di moto in uscita in:

- Attuatori lineari: in cui il moto in uscita è lineare tra due finecorsa;
- Attuatori rotativi: il moto in uscita è rotativo e può essere continuo o limitato a seconda dell'architettura e dell'applicazione.

Nel presente lavoro verranno trattati attuatori rotativi limitati.

2.1 Esempi di architettura rotativa

Il più semplice esempio sistema attuativo rotativo può essere rappresentato mediante un cabestano, su cui poggia la fune, da un braccio, su cui sono fissati i due capi della fune ed una guida che direzione correttamente la fune al fine di rendere la direzione di applicazione della tensione costante e la migliore possibile. In tale sistema la coppia è trasmessa alla fune principalmente attraverso l'attrito della stessa

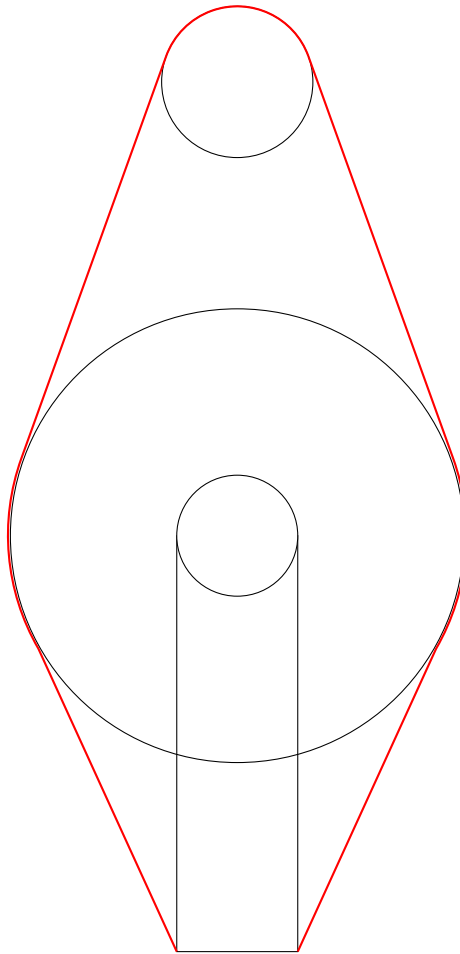


Figura 2.1: Rappresentazione esempio

con il cabestano; è possibile intuire che la coppia del cabestano non viene completamente convertita in tensione sulla fune a causa di un piccolo arco in cui la fune slitta, provocando una leggera dissipazione; la fune, in seguito, appoggiandosi sulla guida solidale al braccio, è collegata al braccio con un angolo α ed una distanza r . In prima analisi è quindi possibile descrivere l'attuazione nel campo lineare fin quando l'angolo di attuazione è tale per cui il cavo rimane poggiato sulla guida (l'angolo tra guida e braccio di attuazione rimane costante).

È possibile notare che il movimento di attuazione è limitato principalmente per motivi geometrici; infatti, superato un determinato angolo di attuazione, funzione della geometria e della soluzione, si

introdurrebbe un'ulteriore non linearità dovuta all'angolo di tangenza tra guida e rimando posto sul braccio che porterebbe al variare la coppia anche se con un effetto benefico (aumento).

2.2 Design di riferimento

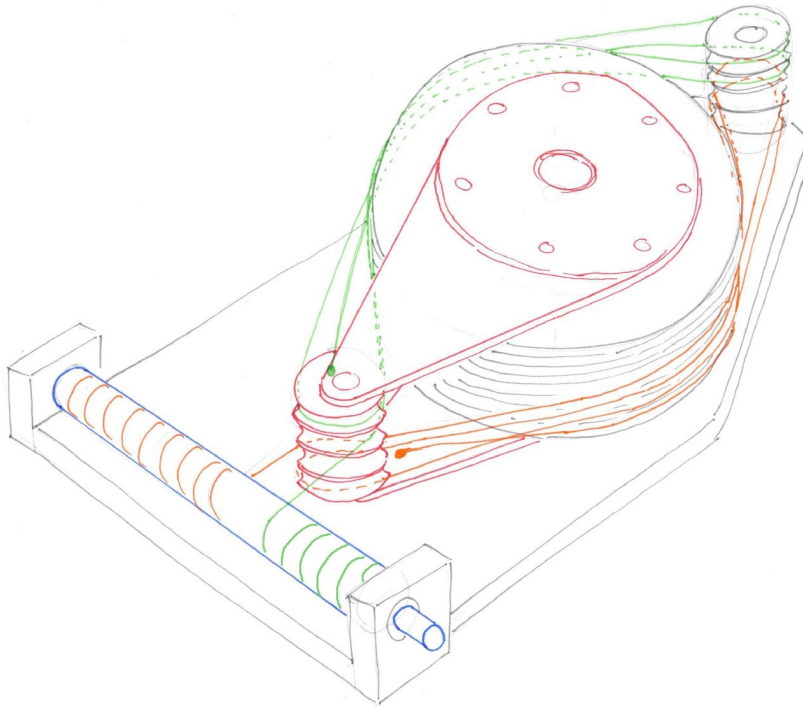


Figura 2.2: Attuatore di riferimento

Il design rappresenta una soluzione concettualmente semplice del attuatore considerato; tale soluzione prevede un sistema a due rimandi, di cui uno atto a trasferire il moto al braccio di attuazione, a 4 livelli, due per ogni fune, al fine di integrare una riduzione nell'attuatore; il cabestano, rappresentato in orizzontale, è l'organo di ingresso del moto. Permette di avvolgere e svolgere i cavi lungo il suo asse, minimizzando le dissipazioni legate allo strisciamento assiale e non linearità legate alla sovrapposizione della fune ma introducendo la principale non linearità all'interno della soluzione a causa dell'angolo di avvolgimento variabile durante la corsa di attuazione, risentita dal rapporto di riduzione totale che risulta variabile durante la corsa. La fune, avvolgendosi da un lato e svolgendosi dall'altro, va in trazione e, attraverso i diversi rimandi, viene indirizzata al fine di trasmettere al braccio attuativo una coppia di attuazione pari alla differenza di tensione tra fune avvolta e fune svolta per il braccio e l'angolo di tangenza, costante nei limiti attuativi, tra la guida ed i rimandi; questi ultimi, oltre a direzionare correttamente la tensione nella fune, hanno il ruolo di cambiare il livello alla stessa per evitare sovrapposizioni e malfunzionamenti. Inoltre, il sistema rappresentato è a doppia fune, al fine di implementare il moto di attuazione in entrambi i sensi di rotazione mantenendo, comunque, un fattore di sicurezza relativa alla

rottura di una delle due. La variazione del rapporto di riduzione, introdotta dal cabestano orizzontale, è una caratteristica che potrebbe agevolare l'utilizzo; infatti, si può notare che la variazione dell'angolo va come il coseno dello stesso, risultando più elevato per piccoli angoli di attuazione e più piccolo per angoli elevati, corrispondendo ad un incremento del rapporto di riduzione durante l'apertura. I principali svantaggi relativi a tale soluzione risiedono nel ridotto campo (angolo) di funzionamento a causa dello schema geometrico implementato e della disposizione degli organi principali.

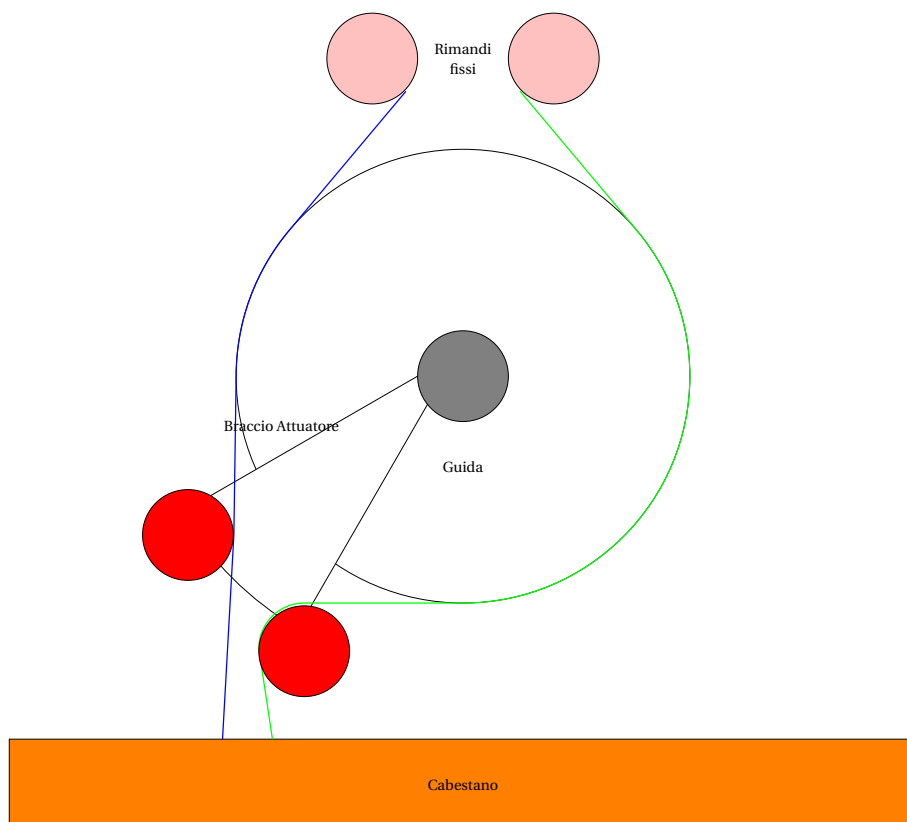


Figura 2.3: Schema Attuatore rotativo

Come premesso, il numero di pulegge di rimando permette di moltiplicare la tensione trasmessa sulla parte mobile a scapito della velocità di attuazione (in condizioni ottimali il prodotto rimarrebbe costante e sarebbe pari alla potenza in ingresso del motore elettrico). Nel caso di attuazione nel campo di aderenza tra fune e guida, l'angolo di attuazione è pari alla lunghezza di fune avvolta rapportata al diametro della guida; da questa considerazione è possibile calcolare il rapporto di riduzione finale che sarà pari al doppio del numero dei rimandi per il rapporto tra diametro della guida e diametro del cabestano ridotto dell'angolo dovuto al passo di avvolgimento della fune (coseno -> vantaggioso). La configurazione mostrata in Figura 2.2 sfrutta la parte mobile in rosso come guida di avvolgimento per il cavo sul cabestano; tale soluzione evita lo strisciamento della fune sul cabestano con relative dissipazioni. Il sistema prevede l'utilizzo di un albero liscio su cui le due funi (arancione e verde) possano avvolgersi correttamente evitando sovrapposizioni.

Nella configurazione in esempio sono presenti quattro pulegge di rimando e quattro pulegge di so-

stegno sul braccio di attuazione associando i primi due livelli ad una fune ed i restanti all'altra. Il sistema ha un guadagno meccanico pari al numero di rimandi per cavo moltiplicato al rapporto tra il diametro della guida ed il diametro del cabestano. Considerando la rotazione antioraria del cabestano, si può notare che il cavo di colore verde si riavvolge accorciando la parte rilassata mentre il cavo arancione andrà in trazione; il risultato finale è una rotazione oraria del braccio. Una considerazione a tale soluzione è relativa al passo di avvolgimento variabile della fune; infatti, a seguito di una rotazione del cabestano, le due funi avranno una variazione differente di lunghezza a causa del angolo di avvolgimento comportando variazioni di tensioni all'interno della macchina. Un altro effetto è riconducibile al decremento progressivo del passo all'aumentare del angolo di rotazione che consente di avere un incremento di coppia utile in caso di deflessione delle superfici mobili.

In seguito sono descritti i principali vantaggi e svantaggi della precedente configurazione:

- **Vantaggi**

- Modalità di rottura che non prevede grippaggio dell'attuatore;
- Possibilità di variare la coppia durante l'attuazione;

- **Svantaggi**

- Architettura complessa;
- Questa soluzione è ingombrante;
- Problemi relativi alla scelta delle funi per deformazione durante il funzionamento;
- Escursione vincolata dal percorso della fune che necessita di ricollegarsi al cabestano.

L'architettura tridimensionale necessita di far avvenire il moto della fune al di fuori del piano al fine di evitare intersezioni che produrrebbero sfregamento e dissipazioni; inoltre è necessario che sia la fune di andata che quella di ritorno siano guidate da un elemento centrale per mantenere l'angolo di tangenza tra la guida e le pulegge costante. Queste caratteristiche complicano ed aggiungono elementi alla soluzione tridimensionale.

Capitolo 3

Dimensionamento

In questo capitolo sono stati ricercati i parametri e le relazioni del problema precedente effettuando alcune considerazioni relative alla configurazione e considerazioni semplificative al fine di ottenere un modello rappresentativo.

3.1 Soluzione considerata

Per lo studio preliminare è stata considerata una configurazione bidimensionale in cui gli elementi sono stati disposti in maniera differente rispetto al caso precedente; il principale vantaggio risiede nella linearizzazione in seguito a considerazioni fatte sul posizionamento del cabestano; roteando il cabestano in direzione verticale rispetto alla geometria di riferimento e facendo scorrervi la fune sulla superficie si è reso l'angolo di avvolgimento costante durante il funzionamento, riducendo la complessità del problema. Per la soluzione attuale rimangono valide tutte le considerazioni fatte precedentemente. Durante tale trattazione puramente descrittiva si trascureranno gli ingombri.

3.2 Definizione delle proprietà geometriche

È possibile individuare i parametri principali attraverso alcune considerazioni tecniche. Tale tipologia di attuatori trasferisce la coppia dal cabestano al braccio attraverso la tensione della fune; risulta, quindi, necessario conoscere il braccio di applicazione della tensione R_l e l'angolo tra la direzione della fune e il braccio α e il rapporto di riduzione.

3.2.1 Calcolo dell'angolo di tangenza

L'angolo di tangenza è ricavabile attraverso considerazioni sul problema semplificato illustrato in figura 3.1.

di seguito sono elencati i parametri:

- r raggio della guida;

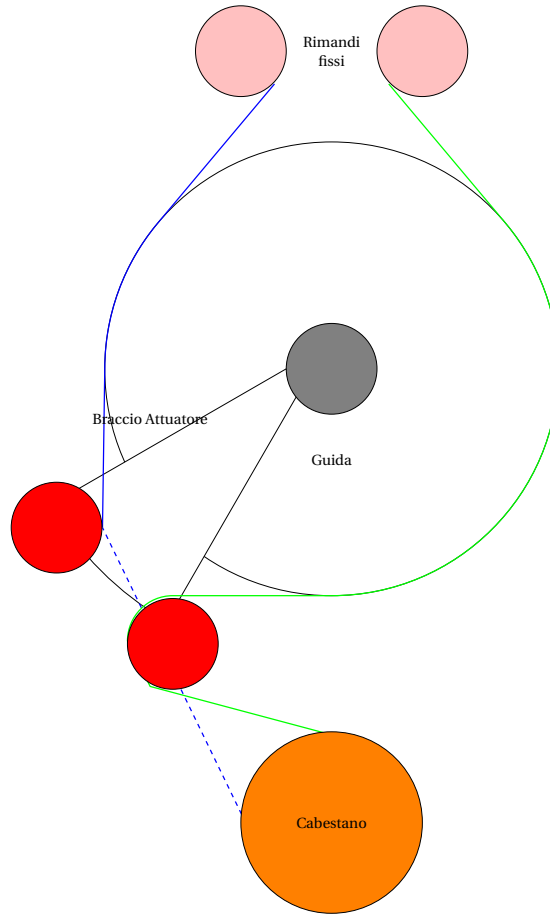


Figura 3.1: Schema bidimensionale del problema

- ρ raggio del rimando;
- R_r distanza tra perimetro guida e perimetro rimando;
- $R = r + R_r + \rho$ distanza centro guida e centro rimando;

É possibile ricavare la seguente relazione geometrica:

$$R = \frac{r}{\cos(\alpha)} + \frac{\rho}{\cos(\alpha)} \quad (3.1)$$

da cui si ricava l'angolo

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r \pm \rho}{R}\right) \quad (3.2)$$

il cui il $\pm$ è necessario per distinguere i due segmenti di tangenza esistenti tra le circonferenze.

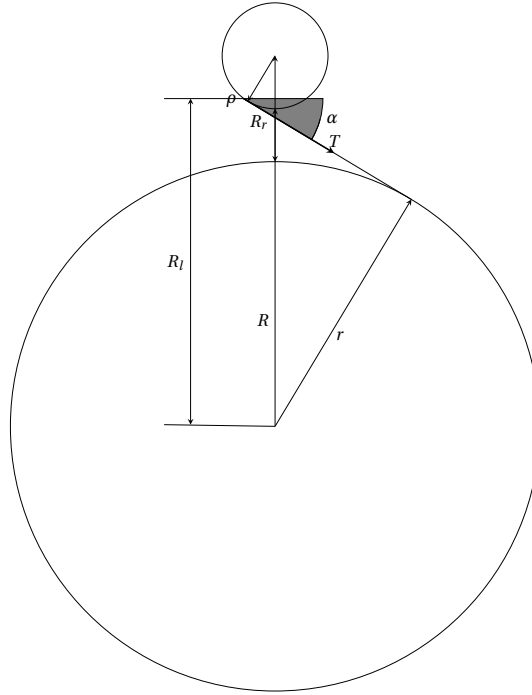


Figura 3.2: Raffigurazione dei parametri geometrici del problema bidimensionale

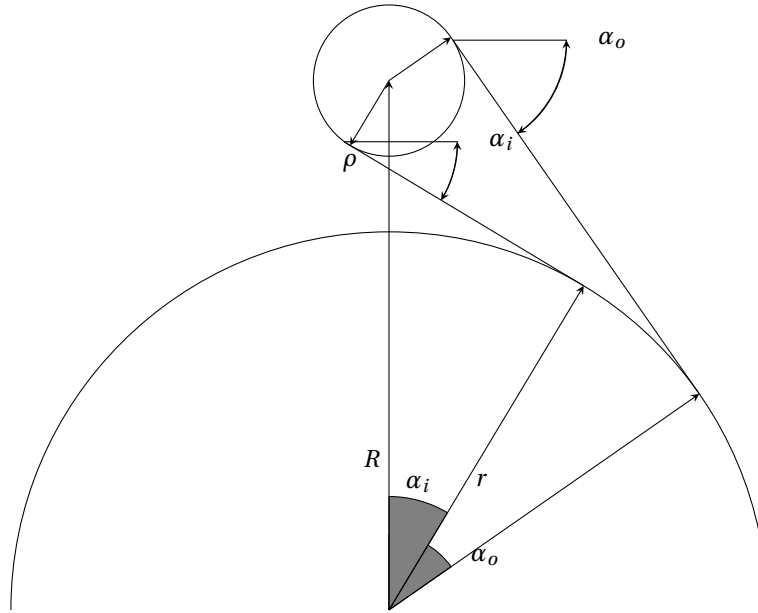


Figura 3.3: Schema geometrico

3.2.2 Braccio leva

La distanza tra il fulcro della leva ed il punto di applicazione della tensione sarà pari a

$$|r_{l1}| = \sqrt{(R - \rho \cos(\alpha_1))^2 + \rho^2 \sin^2(\alpha_1)} \quad (3.3)$$

in cui

$$r_{l\theta_1} = -\rho \sin(\alpha_1) \quad (3.4)$$

$$r_{lr_1} = R - \rho \cos(\alpha_1) \quad (3.5)$$

per la fune inferiore mentre, per la fune superiore

$$|r_{l_2}| = \sqrt{(R + \rho \cos(\alpha_2))^2 + \rho^2 \sin^2(\alpha_2)} \quad (3.6)$$

in cui

$$r_{l\theta_1} = +\rho \sin(\alpha_2) \quad (3.7)$$

$$r_{lr_1} = R + \rho \cos(\alpha_2) \quad (3.8)$$

Si può notare che il punto di tangenza della fune inferiore sarà posteriore rispetto al fulcro della leva comportando un effetto antagonista sulla coppia totale; viceversa, il punto di applicazione della fune superiore è anteriore al fulcro della leva comportando un incremento nella coppia trasmessa.

Questa analisi sarà utile durante la scelta del percorso della fune durante il funzionamento in cui, anche a causa della minima variazione delle tensioni dovute alla coppia resistente dei cuscinetti, è possibile scegliere nella configurazione ottima.

3.3 Dimensione pulegge

La dimensione minima dei rimandi è dettata dalla caratteristica della fune utilizzata; attraverso la bibliografia in rete è possibile trovare la norma relativa a tale tipologia di applicazione (IEC 60092 and CEI 11/17 per applicazioni dinamiche in ambiente aperto) ed è stato determinato il minimo rapporto tra i diametri della fune e diametro del rimando per applicazioni dinamiche che risulta paria ad almeno 20. Al fine di rimanere conservativi è stato deciso di aumentare del 20% tale valore arrotondandolo a 25.

3.4 Scelta fune

La fune, come premesso, risulta il principale organo atto all'attuazione del sistema; per ottenere il carico massimo durante il lavoro è stato utilizzato un fattore di sicurezza abbastanza conservativo pari a 2 relativo al carico di rottura della stessa.

Nel sistema sono state previste due funi, una per ogni gruppo di pulegge al fine di garantire che, in ogni momento, una delle due funi sia in trazione.

3.5 Dimensionamento guide

Il dimensionamento delle guide si riflette sul rapporto di riduzione finale del sistema. È possibile dimostrare che l'angolo di tangenza relativo tra le pulegge di supporto montate sul braccio di attuazione e la guida rimane costante per tutto l'arco di attuazione; da qui, quindi, è possibile dimostrare che il triangolo composto tra fulcro, punto di tangenza della fune sulla puleggia di supporto e punto di tangenza

sulla guida non varia nelle sue dimensioni implicando che il segmento guida - puleggia, pari alla fune, non vari la sua dimensione. La fune movimentata per un arco di attuazione γ sarà, quindi, pari a

$$\Delta s = \gamma * r \quad (3.9)$$

con r raggio della guida e, quindi, il rapporto di riduzione dell'attuatore sarà pari al rapporto tra diametro della guida e diametro del cabestano.

Nei capitoli successivi verrà ricercata una soluzione di ottimo per l'ottimizzazione dei pesi ma, attraverso le considerazioni attuali, è possibile intuire che la coppia in uscita cresce all'aumentare del diametro della guida a parità di condizioni in ingresso all'attuatore.

3.6 Passo fune sul tamburo

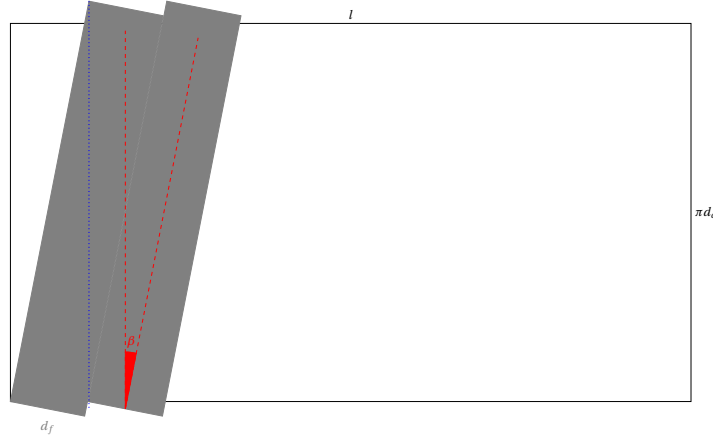


Figura 3.4: Rappresentazione 2D tamburo cabestano

Il cabestano rappresenta l'organo direttamente collegato al motore su cui si avvolge la fune; su questo la fune si avvolgerà con un angolo β e compierà N avvolgimenti sulla lunghezza l del tamburo del cabestano. Attraverso un'analisi geometrica e considerazioni sulla disposizione degli avvolgimenti che devono essere adiacenti, si ottengono le relazioni:

$$l_f = \frac{\pi d_c}{\cos(\beta)} + d_f \tan(\beta) \quad (3.10)$$

$$l_f \sin(\beta) = \frac{d_f}{\cos(\beta)} \quad (3.11)$$

da cui si ricava la relazione da risolvere:

$$\frac{f_d}{\cos(\beta) \sin(\beta)} - \frac{\pi d_c}{\cos(\beta)} - d_f \tan(\beta) = 0 \quad (3.12)$$

per ottenere l'angolo β . Il numero di avvolgimenti totale sarà pari al prodotto dell'angolo di attuazione massimo θ ed il raggio della guida r rapportato alla lunghezza di fune avvolta per giro sul cabestano l_f ,

quindi:

$$N = \frac{r\theta}{l_f} = \frac{r\theta}{\frac{\pi d_c}{\cos(\beta)} + d_f \tan(\beta)} \quad (3.13)$$

da cui si ricava la lunghezza del tamburo per ogni fune:

$$l = N \frac{d_f}{\cos(\beta)} \quad (3.14)$$

3.7 Massimo angolo attuazione

Il massimo angolo di attuazione nel campo lineare è ottenuto riducendo il giro degli angoli di tangenza tra la guida e pulegge di rimando e supporto come indicato nella figura:

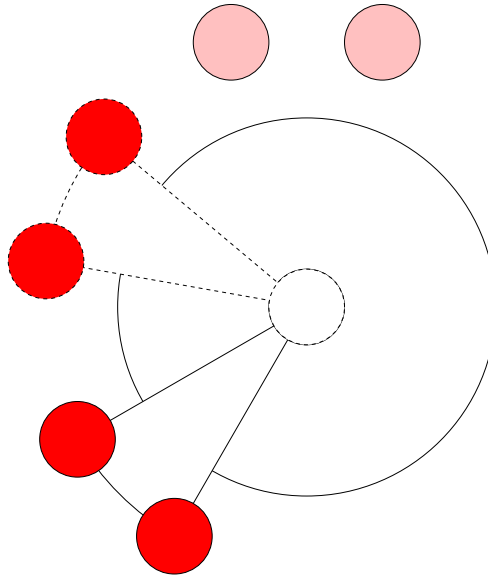


Figura 3.5: Rappresentazione 2D Massima corsa

L'angolo di attuazione totale, quindi, sarà pari a:

$$\theta = 2\pi - 2\delta \quad (3.15)$$

con δ gli angoli di tangenza delle pulegge di rimando.

3.8 Dimensionamento complessivo

Il dimensionamento complessivo della macchina è necessariamente legato alle specifiche del progetto su cui questa va installata. È possibile evidenziare il comportamento relativo alla variazione del numero dei rimandi e delle dimensioni geometriche.

3.8.1 Rapporto di riduzione

Il rapporto di riduzione, per questa configurazione, è determinato dal rapporto tra i diametri della guida e del cabestano (opportunamente ridotto in funzione dell'angolo di avvolgimento) e dal numero di rimandi presenti nella configurazione; considerando che, per spostamenti della fune s la guida scorre di un angolo $\omega = s/r$, sono presenti n rimandi e, sempre per uno scorrimento s il cabestano ruota di un angolo $\Omega = s/(r_c * \cos(\gamma))$, è possibile determinare il rapporto di riduzione come segue (considerando la fune infinitamente rigida):

$$\mu = \frac{r_c}{n * r} \quad (3.16)$$

3.8.2 Coppia sul braccio

La coppia sul braccio, come evidenziato precedentemente, è funzione della tensione trasmessa dalle funi, dal numero dei rimandi e dalla distanza di questo dal fulcro di applicazione; analizziamo il comportamento alla variazione di ciascuno di questi parametri:

- **Aumento tensione funi:** l'aumento della tensione all'interno delle funi provocherebbe un innalzamento della coppia dell'attuatore a seguito di considerazioni relative alle sezioni delle stesse; inoltre, all'aumentare della sezione sarebbe necessario rivedere le dimensioni dei rimandi al fine di garantire un raggio di curvatura idoneo al funzionamento della macchina.
- **Aumento distanza:** l'aumento della distanza tra guida e rimandi comporterebbe un aumento non lineare del braccio i cui effetti sono presto smorzati l'aumento della distanza è, quindi, smorzato dall'incremento dell'angolo di tangenza che influisce in minima parte sul braccio ma in grande parte sul prodotto scalare tra questo e la tensione. Inoltre l'aumento della distanza diminuisce l'angolo massimo di attuazione secondo la relazione vista precedentemente

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r \pm \rho}{R}\right) \quad (3.17)$$

- **Aumento numero rimandi:** l'aumento del numero dei rimandi moltiplicherebbe la coppia trasmessa al braccio ma ridurrebbe la velocità di attuazione aumentando il rapporto di riduzione totale.
- **Aumento diametro guida:** l'aumento del diametro della guida ha un effetto benefico sull'angolo di tangenza tra guida e rimandi migliorando le prestazioni a scapito di un aumento del peso quadratico (figura 3.6).

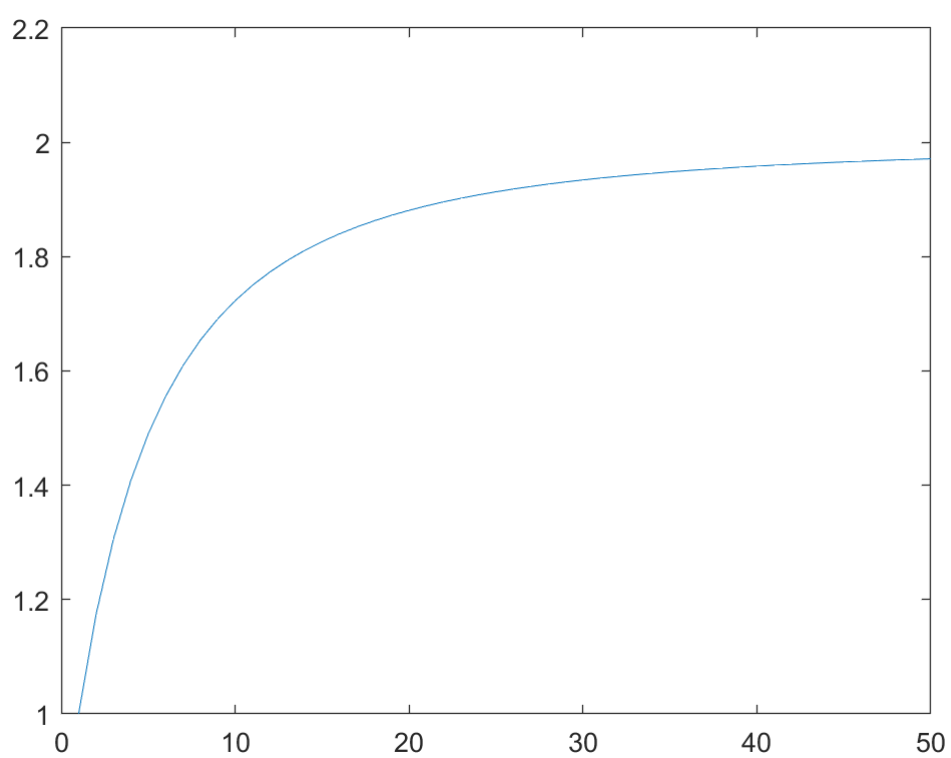


Figura 3.6: Andamento coppia con distanza dal fulcro

Capitolo 4

Ottimizzazione

In questo capitolo vengono descritti tutte le scelte ed i processi di ottimizzazione preliminari eseguiti per l'ipotesi di modello del attuatore presente in questo lavoro; l'ottimizzazione è da individuarsi principalmente nella diminuzione degli ingombri e dell'energia dissipata durante il funzionamento implementando, quindi, modelli matematici per il calcolo delle dissipazioni per ogni gruppo funzionale presente: **guida, pulegge di supporto e pulegge di rimando, cabestano e braccio di attuazione.**

4.1 Riduzione degli ingombri

La riduzione degli ingombri è un argomento che, per tale tipologia di attuatori, va discussa per il caso specifico; infatti, tenendo presente che l'organo di trasmissione del moto è flessibile, non esistono, di fatto, vincoli meccanici che prevedono il cabestano vicino al sistema di guide e pulegge prevedendo, così, una soluzione distribuita o, ancora, centralizzata. Qualora si ipotizzasse una soluzione compatta è possibile spostare il cabestano all'interno della guida centrale ed incorporare nello stesso il motore al fine di rendere la soluzione integrata.

Per proseguire nell'ottimizzazione degli ingombri è necessario conoscere l'andamento delle prestazioni della macchina e, quindi, conoscere quali parametri geometrici e fisici sono necessari. Per il calcolo della coppia su un generico braccio su cui agisce una forza non perpendicolare è necessario conoscere

- Distanza dal fulcro;
- Angolo di applicazione della forza.

illustrati in figura, in cui, per la nostra applicazione risulta:

$$M = T \cos(\alpha) R_{\text{leva}} \quad (4.1)$$

- α angolo di tangenza fune tra guida e rimando;
- $R_{\text{leva}} = R - \rho \cos(\alpha)$ braccio applicazione della tensione T ;

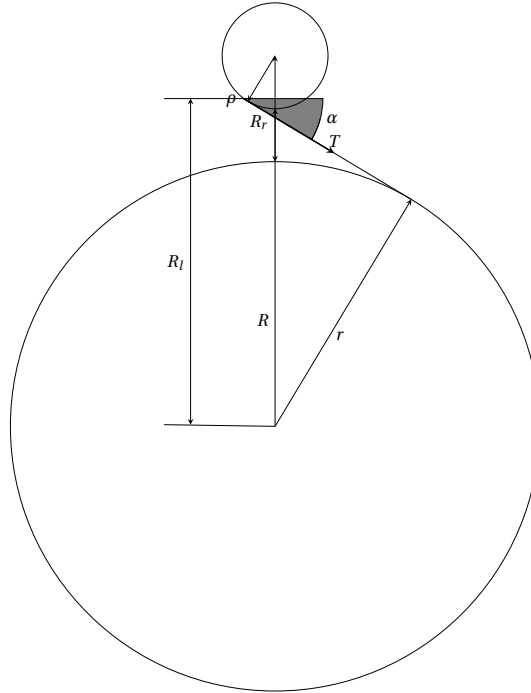


Figura 4.1: Schema

- $R = \rho + R_r + r$ distanza tra il centro del rimando ed il centro della guida.

I risultati emersi attraverso un'analisi iterativa su MATLAB, in cui sono stati fatti variare le dimensioni geometriche della guida, della puleggia e la distanza tra queste, evidenziano che l'amplificazione della coppia, a parità del raggio della guida e, quindi, del rapporto di riduzione, aumenta per diametri del rimando grandi e distanza rimando - guida R_r piccoli evidenziando il beneficio prevalente sul parametro $\cos(\alpha)$ moltiplicante la tensione T .

4.2 Tipologia cabestani

Il cabestano è un argano utilizzato per movimentare oggetti tramite funi; questo è composto da un motore, da un eventuale sistema di riduzione e da un tamburo, su cui fa presa la fune stessa. È evidente, quindi, che il funzionamento dei cabestani varia in funzione del metodo di presa della fune sul tamburo ed è, quindi, possibile almeno riconoscere due macro famiglie.

4.2.1 Trasmissione per attrito

In questa famiglia, la potenza viene trasmessa dal tamburo alla fune attraverso l'attrito presente tra essi; la coppia trasmessa, quindi, sarà funzione del numero di avvolgimenti della fune sul tamburo e della differenza di tensione tra la fune in ingresso e la fune in uscita dello stesso secondo la relazione

$$C = (T_1 - T_2) R \quad (4.2)$$

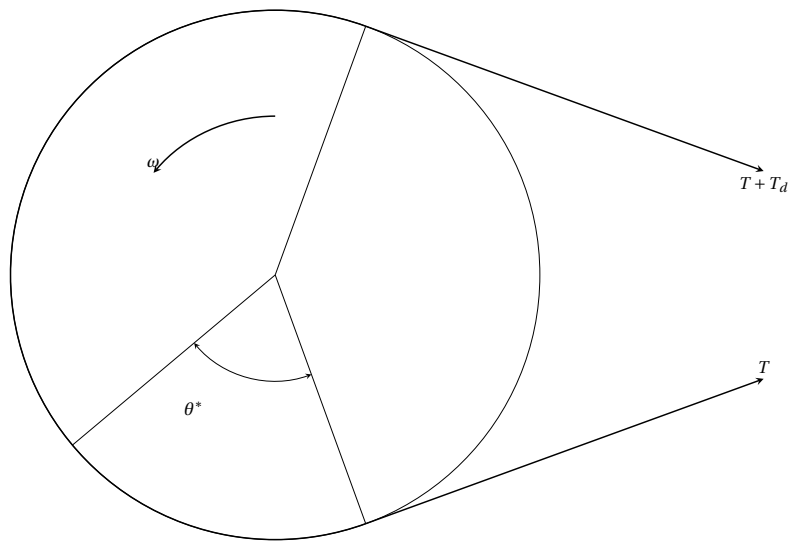


Figura 4.2: Schema attrito fune - campana

in cui $T_1 - T_2$ rappresenta la tensione persa per l'attrito tra le superfici. É possibile ricavare le relazioni attraverso considerazioni su un arco $d\theta$ di un generico arco del tamburo $d\theta$

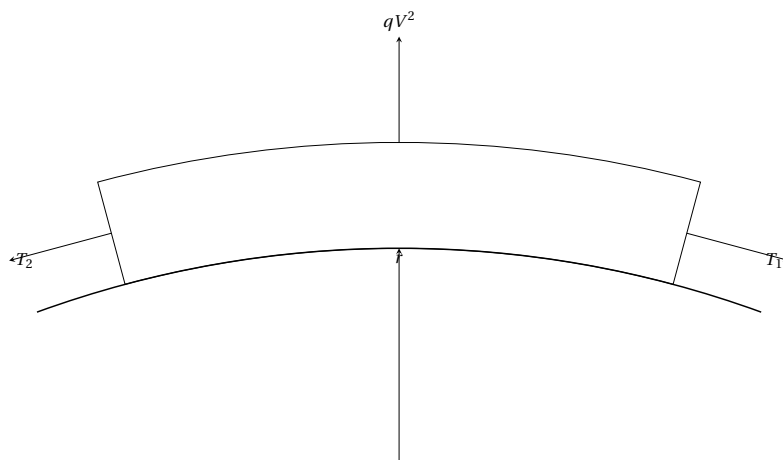


Figura 4.3: Schema attrito fune - campana

Si ricavano le seguenti relazioni

$$T \cos(d\theta) - (T + dT) \cos(d\theta) + T_\theta = 0 \quad (4.3)$$

$$T \sin(d\theta) + (T + dT) \sin(d\theta) - 2qV^2 d\theta - T_r = 0 \quad (4.4)$$

che rappresentano le equazioni in direzione $\hat{r}$ e $\hat{\theta}$ in cui:

$$T_\theta = T_f = f T_r \quad (4.5)$$

rappresenta la forza di attrito. Semplificando per angoli piccoli $\cos(d\theta) \approx 1$ e $\sin(d\theta) \approx d\theta$ si ottiene:

$$T - (T + dT) + T_\theta = 0 \quad (4.6)$$

$$T d\theta + (T + dT) d\theta - 2qV^2 d\theta - T_r = 0 \quad (4.7)$$

quindi, sostituendo l'una nell'altra ed eliminando gli infinitesimi di ordine superiore si ottiene:

$$\frac{dT}{T} = f d\theta \quad (4.8)$$

che, integrato, diventa

$$\frac{T - qV^2}{T_2 - qV^2} = e^{f\theta} \quad (4.9)$$

in cui θ rappresenta l'angolo di scorrimento della fune, dovuto a microslittamenti relativi alle deformazioni della stessa, T_2 rappresenta la tensione in USCITA.

La coppia massima trasmessa sarà, quindi, pari a:

$$C = r T_2 \left(e^{f\theta^*} - 1 \right) \quad (4.10)$$

Da come è possibile vedere, all'aumentare della coppia trasmessa dal cabestano, cresce l'angolo di scorrimento θ^* che implica dispersione di energia in calore dovuta allo scorrimento relativo tra tamburo e fune; inoltre è da considerare che tra l'organo di ingresso dell'energia, cioè il cabestano, e l'organo di scarico dell'energia, una eventuale puleggia, non è garantita la sincronizzazione proprio a causa della natura strisciante del metodo di trasmissione.

4.2.2 Trasmissione vincolata

In questo caso la fune è vincolata al sistema rotante che, quindi, trasmetterà la tensione attraverso il vincolo stesso; è presente, tuttavia, una componente di energia dissipata legata all'effetto elastico della fune che comporta deformazioni e, quindi, microslittamenti. Tale fenomeno ha due principali conseguenze:

1. Dissipazione: i microslittamenti, analogamente al caso precedente, dissipano energia per attrito che, quindi, verrà persa come calore;
2. Elasticità: a causa dell'elasticità della fune non si avrà un rapporto di riduzione pari al rapporto tra i diametri ma qualcosa di lievemente minore che, quindi, si ripercuoterà nell'efficienza finale.

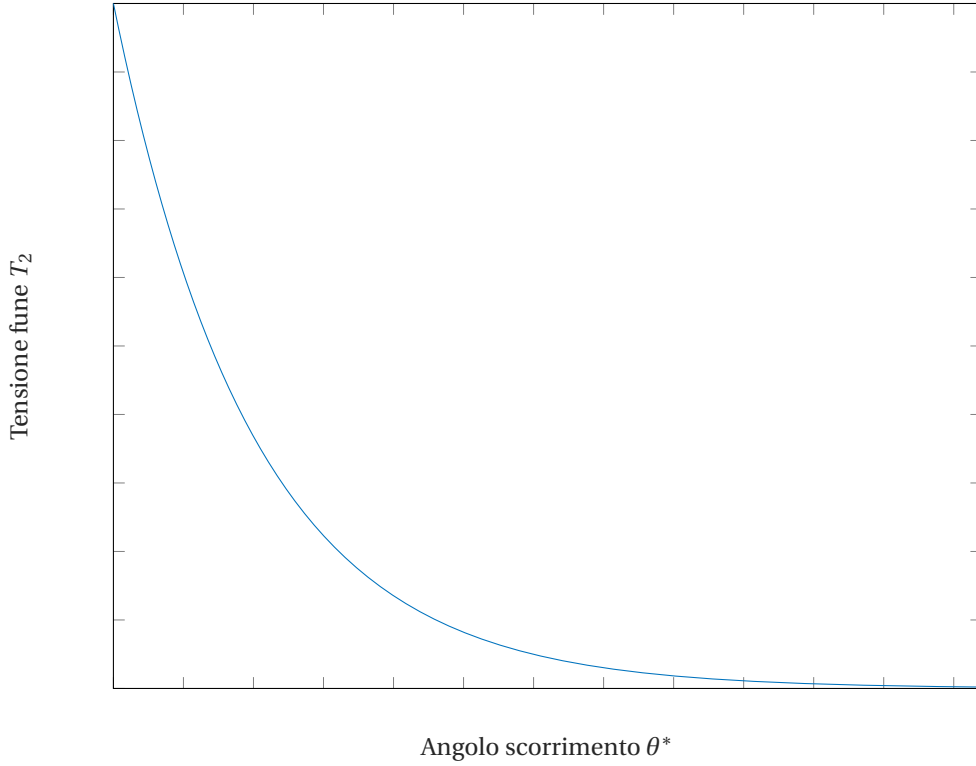


Figura 4.4: Andamento Tensione con angolo di scorrimento

Questa soluzione, comunque, risulta più efficiente ed efficace della precedente essendo i termini appena illustrati piccoli.

4.2.3 Traslazione del cabestano

Una successiva ottimizzazione è da ritrovarsi all'interno del cabestano; durante il funzionamento, la fune necessita di scorrere dalla posizione inferiore dell'attuatore fino alla posizione superiore dello stesso. Tale scorrimento avviene sulla superficie del cabestano. È possibile calcolare la forza perpendicolare alla superficie del cabestano trasmessa dalla fune:

$$\partial F_{\perp} = T \sin(\partial\beta/2) \approx \frac{T\partial\beta}{2} \quad (4.11)$$

la forza di attrito, quindi, sarà pari al coefficiente di attrito dinamico f_d ed alla forza perpendicolare $F_{\perp}$ quindi:

$$\partial F_a = f \partial F_{\perp} = f T \sin(\partial\beta/2) \approx \frac{T\partial\beta}{2} \quad (4.12)$$

da cui si evince che la forza di attrito è proporzionale al numero di avvolgimenti N e alla tensione T della fune.

Al fine di ridurre al minimo l'energia dissipata durante il funzionamento è possibile ipotizzare di annullare lo scorrimento relativo tra fune e cabestano attraverso un sistema scorrevole che lascia il cabestano muoversi lungo l'asse di rotazione; tale soluzione necessita di un meccanismo libero lungo l'asse rotazionale ma vincolato alla rotazione al fine di permettere la trasmissione della coppia del motore all'attuatore.

4.2.4 Soluzione ottimale

La soluzione ottimale prevede un argano in grado di traslare lungo l'asse di rotazione; tale configurazione, oltre ad evitare dissipazioni di trasmissione del moto legate al cabestano e dissipazioni legate al moto traslazionale della fune, permette un piccolo risparmio in peso della fune che, però, andrà bilanciato con l'incremento della massa dovuta all'ulteriore lunghezza del argano ed al sistema di trasmissione del moto.

4.3 Pulegge

Le pulegge sono organi meccanici di trasmissione per organi flessibili come funi o cinghie; la geometria può essere varia in base all'applicazione e può prevedere scanalature, gole e denti al fine di ottimizzare la trasmissione; in generale, la rotazione è assistita attraverso i cuscinetti al fine di sostituire l'attrito radendo con l'attrito volvente rendendo l'organo più efficiente.

4.3.1 Inclinazione delle pulegge

Una ulteriore ottimizzazione è possibile sui rimandi; di fatto, attraverso questi la fune deve invertire il verso per tornare sulle guide ed, inoltre, viene trasmessa la tensione sul braccio dell'attuatore. Al fine di diminuire l'energia persa questi devono essere in grado di roteare; tale soluzione permette di risparmiare un'energia pari ad

$$E \propto k F_{\perp} \theta \quad (4.13)$$

a scapito di una porzione pesa dovuta all'attrito volvente dei cuscinetti pari a

$$C_a = f * (F_1 \cos(\alpha_1) + F_2 \cos(\alpha_2)) r \quad (4.14)$$

con

$$F_1 = F_2 - C_a / r \quad (4.15)$$

quindi è possibile ricavare

$$C_a = \frac{f * F_2 (\cos(\alpha_2) + \cos(\alpha_1))}{1 + f \cos(\alpha_1)} \quad (4.16)$$

minore rispetto alla precedente. Inoltre è possibile individuare un'altra componente di dissipazione legata al moto traslazionale lungo l'asse di rotazione del rimando; questa è dovuta allo strisciamento necessario per traslare la fune sui diversi livelli della guida. Per mitigare tale fenomeno è possibile

inclinare i rimandi di un angolo

$$\gamma = \operatorname{atan}\left(\frac{h_r}{d_r}\right) \quad (4.17)$$

tale per cui, in seguito di una rotazione di $180deg$ la fune si trovi al livello successivo sulla guida. Tale soluzione ha due inconvenienti:

1. Separazione dei rimandi per ogni altezza al fine di non variare il braccio di applicazione della forza (da verificare);
2. Angolo di ritorno diverso da $180deg$ quindi ancora presente (seppur minimo) strisciamento.

In caso di un rimando è possibile calcolare l'angolo di tangenza tra fune e rimando ed inclinare lo stesso di un angolo γ tale per cui la fune possa ritornare sulla guida all'altezza corretta. Nel caso di più rimandi sarebbe necessario calcolare per ciascuno l'angolo di ingresso e di uscita ed angolarlo nel modo corretto al fine di evitare scorrimenti, discussi nel capitolo relativo all'**Efficienza**;

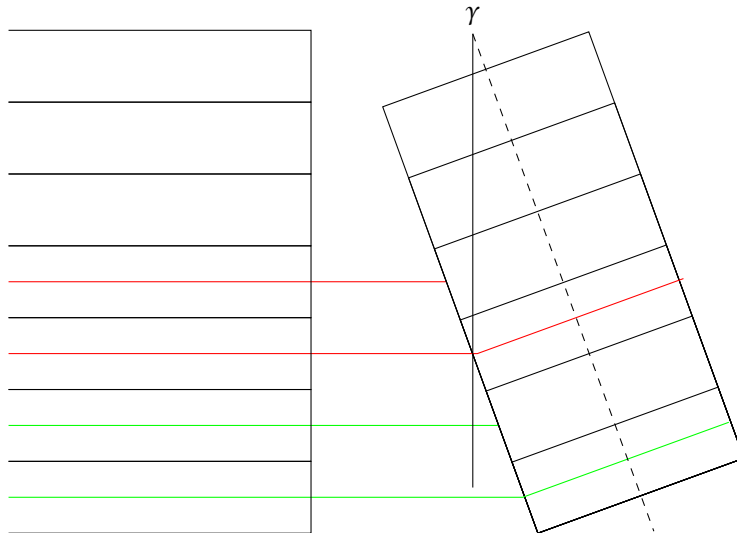


Figura 4.5: Rappresentazione pulegge

Effetti su braccio

L'angolo di inclinazione delle pulegge si traduce in una variazione della distanza del punto di applicazione della tensione e dell'angolo di applicazione spostandoci dal primo stadio di attuazione ai successivi, come mostrato nella figura 4.6.

4.4 Migliore geometria

È stato definito un modello numerico su MATLAB al fine di trovare i rapporti migliori tra i vari parametri per ottimizzare il rapporto coppia peso; i parametri di studio sono:

- **Coppia:** ottenuta attraverso le relazioni ricavate precedentemente;

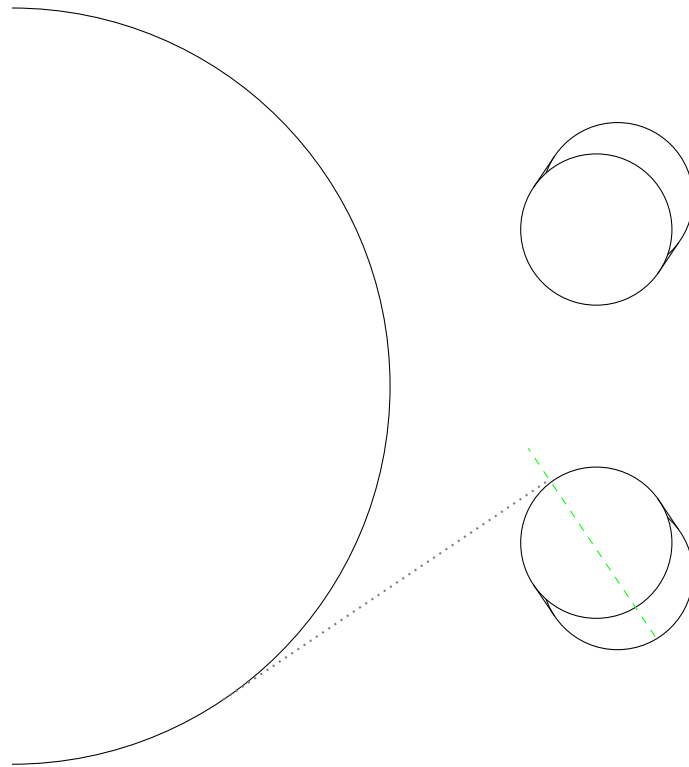


Figura 4.6: Rappresentazione pulegge piano

- **Lunghezza del braccio:**
- **Diametro Guida**
- **Diametro Rimando**
- **Diametro Fune**
- **Gap**

in cui le variabili sono:

- *Gap*: Partendo da un minimo pari al diametro della fune;
- *Diametro Fune*: Partendo da 0.025 [mm] fino a 4 [mm];
- *Diametro Guida*: ottenuta come multiplo del diametro del cabestano pari a 25 volte il diametro della fune.
- *Numero di livelli*: cioè quanti livelli prevedere per ogni attuatore;

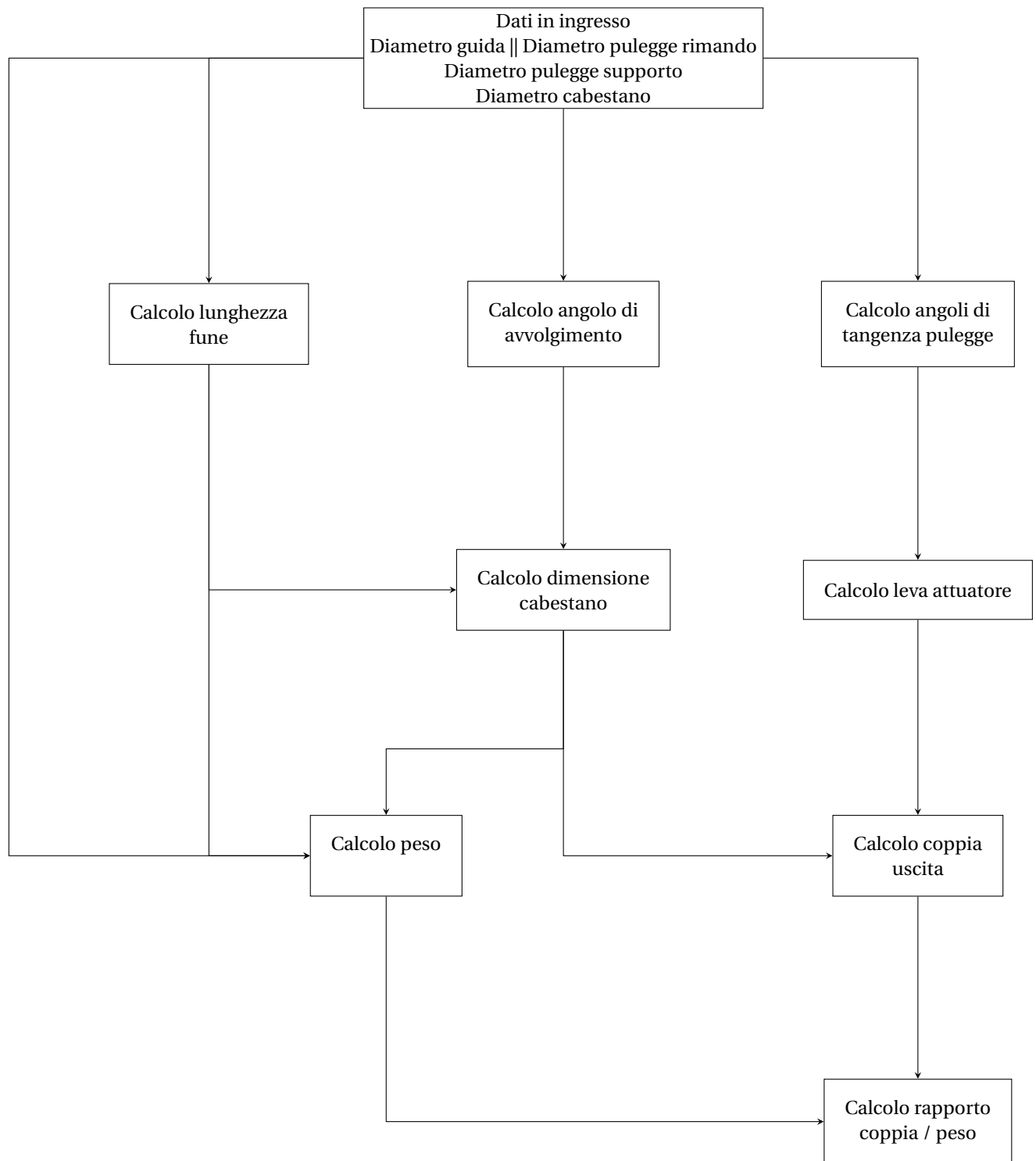


Figura 4.7: Diagramma di flusso algoritmo ottimizzazione

4.4.1 Calcolo indice di peso

L'indice di peso è stato valutato attraverso l'incremento lineare e di superficie che apportava ogni variazione dei parametri, in particolare:

- Diametro Guida: ad una variazione del diametro della guida corrispondeva una variazione dell'indice di peso pari al $20\%D_g^2$;
- Diametro Rimandi: ad una variazione del diametro dei rimandi corrisponde una variazione dell'indice di peso pari a D_r^2 ;
- Diametro fune: ad una variazione del diametro della fune corrispondeva una variazione dell'indice di peso pari al $2D_f^2$;
- Numero livelli: ad una variazione di tale numero corrisponderà un incremento lineare del coefficiente di peso.

Ad ogni indice è stato associata una costante che vuole tenere conto dei materiali utilizzati con eventuali ottimizzazioni geometriche. L'indice di peso sarà pari alla somma degli elementi precedenti.

4.4.2 Indice di coppia

L'indice di coppia serve a tenere traccia dell'andamento della coppia al variare dei parametri precedenti ed è così calcolato:

- Braccio: calcolato per la fune in ingresso ed uscita, è pari alla relazione vista nel capitolo precedente;
- Angolo: calcolato per la fune in ingresso ed uscita, è pari alla relazione precedente;
- Sezione Fune: proporzionale alla tensione massima della fune, è calcolata come $S = D_f^2$;

4.4.3 Variazione Gap

È stata variata la distanza periferica tra rimando e guida per ottenere gli andamenti della coppia e del rapporto tra coppia ed un indice riportabile al peso della configurazione.

All'aumentare della distanza la coppia cresce asintoticamente fino ad assestarsi ad un valore costante pari a circa 2 mentre il peso continua a crescere in modo quadratico comportando il massimo alla distanza minore possibile del gap.

4.4.4 Variazione Diametro Guida

Il diametro della guida è variato come multiplo del diametro dei rimandi essendo la dimensione minima possibile di curvatura per la fune. La coppia cresce linearmente all'aumentare del diametro, essendo il braccio funzione dello stesso e diminuendo l'angolo α ; l'ottimo ha un picco che, per gli indici precedentemente considerati, si trova a 2.5 volte il diametro dei rimandi suggerendo, quindi, di non andare oltre tale rapporto;

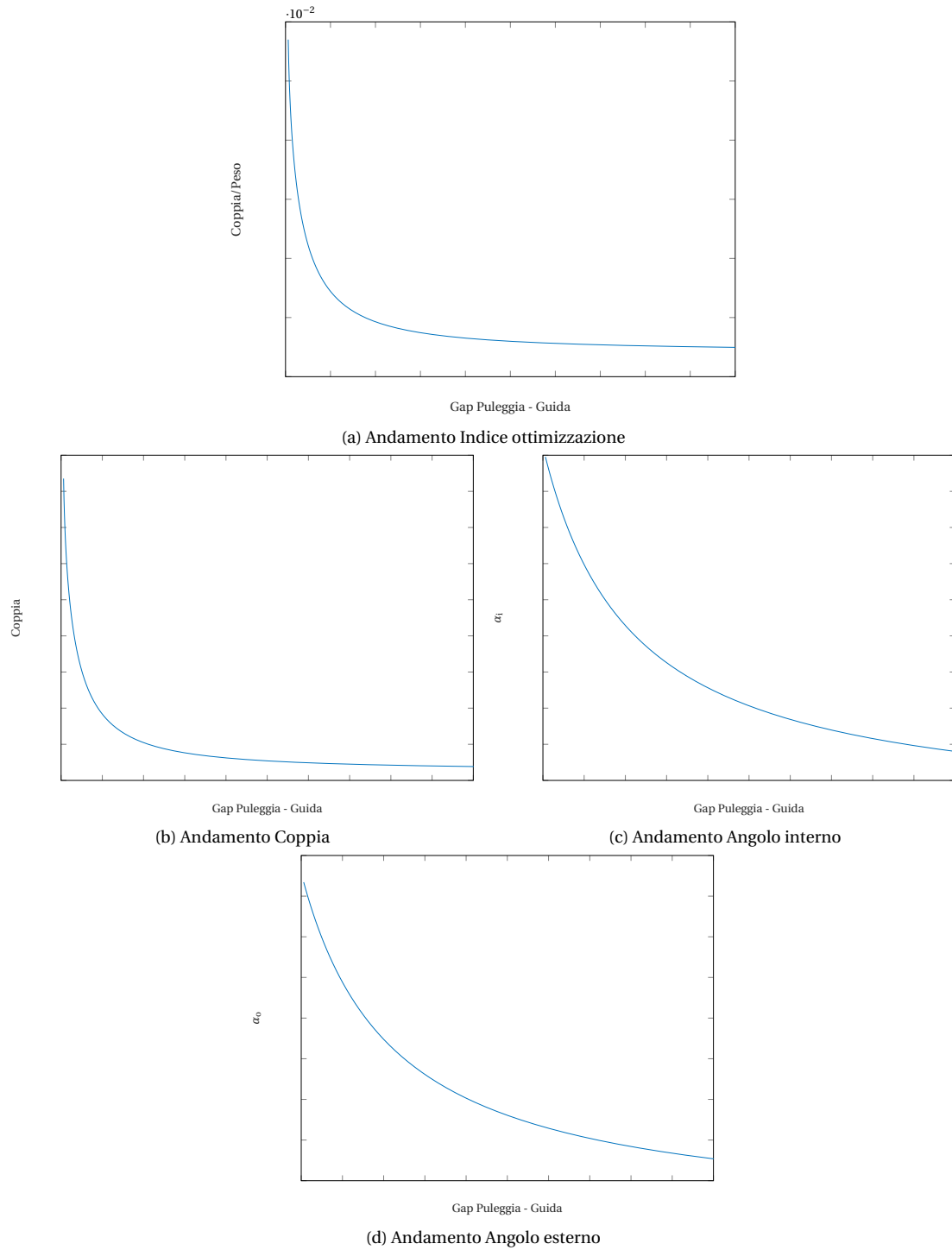
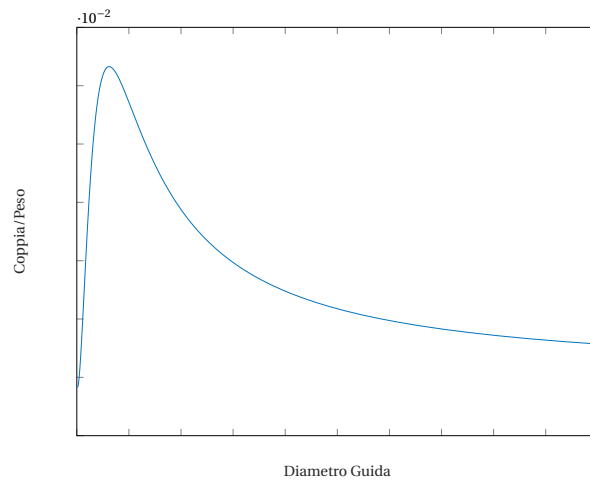


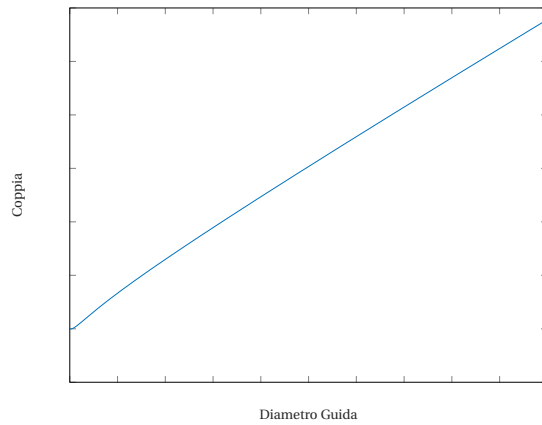
Figura 4.8: Riepilogo dati variazione distanza Guida - Pulegge di rimando

4.4.5 Dimensione fune

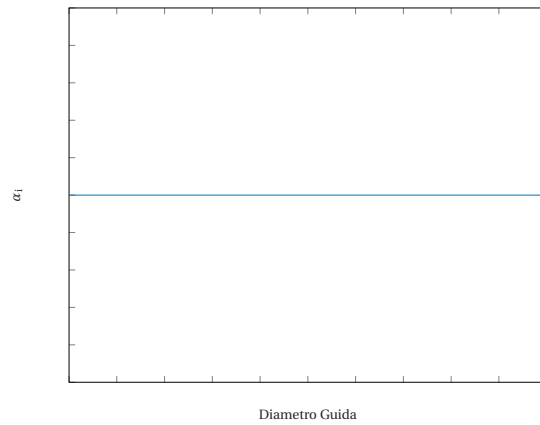
A seguito delle considerazioni precedenti sono state descritte le relazioni:



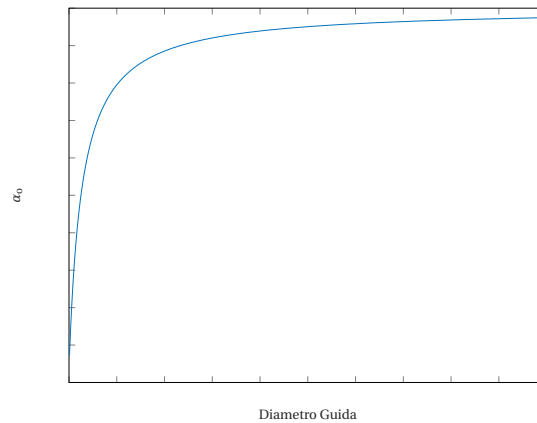
(a) Andamento Indice ottimizzazione



(b) Andamento Coppia



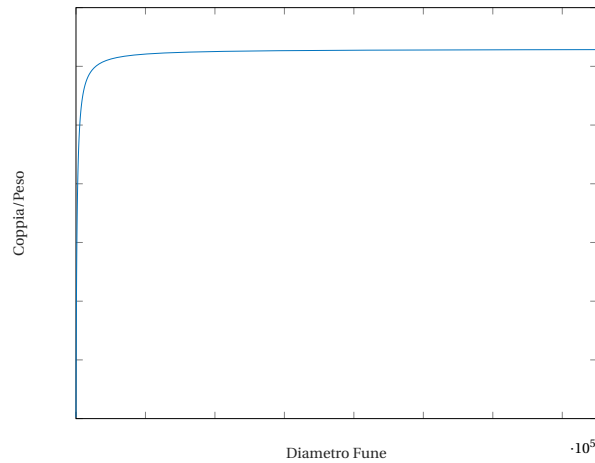
(c) Andamento Angolo interno



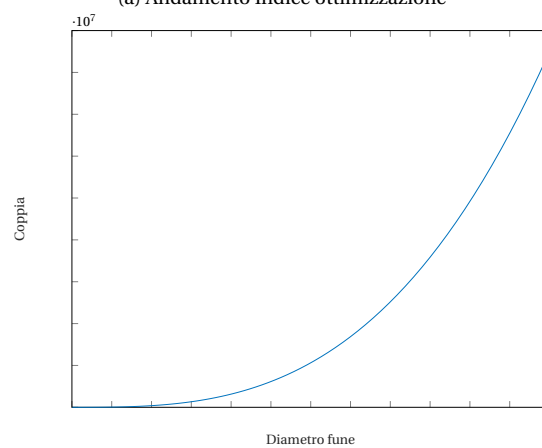
(d) Andamento Angolo esterno

Figura 4.9: Riepilogo dati variazione Diametro Guida

- Diametro rimandi = 25 Diametro fune;
- Diametro guida = 2.4 Diametro Rimandi;
- Gap = Diametro fune + 10;



(a) Andamento Indice ottimizzazione



(b) Andamento Coppia

Figura 4.10: Riepilogo dati variazione Diametro Fune

con queste relazioni l'andamento della coppia al variare del diametro della fune cresce quadraticamente mentre l'indice di ottimo cresce e si assesta su un valore massimo asintotico ad alti valori della fune suggerendo che all'aumento della sezione oltre un certo termine rende la soluzione sempre ottimizzata.

Capitolo 5

Rendimento

In questo capitolo vengono rappresentati i modelli e le relazioni utilizzate per il calcolo del rendimento della macchina; questi sono stati ottenuti attraverso ricerca bibliografica, ipotesi e considerazioni riguardanti il problema. É evidente, dunque, che le cifre qui rappresentate sono relative alla soluzione presa in considerazione precedentemente ma il modello cerca di essere il piú generale possibile.

5.1 Energia dissipata Cabestano

Nel caso in oggetto, utilizzando un cabestano del tipo argano, le dissipazioni sono legate principalmente alle proprietà elastiche della fune che comporta 2 effetti:

1. Lieve de-sincronizzazione del cabestano per allogamento della fune;
2. Tensione diminuita a causa delle dissipazioni di attrito tra fune e cabestano.

Tali effetti è possibile quantificare tale effetto, in prima approssimazione, considerando:

$$\Delta\theta^* = E \frac{T - T_{\text{preT}}}{A} \frac{l_0}{2r} \quad (5.1)$$

in cui l_0 rappresenta la lunghezza totale della fune, T_{preT} rappresenta il pretensionamento, E è il modulo di Young della fune e A l'area della sezione della fune; É possibile calcolare la forza di attrito, in prima approssimazione, considerando come angolo di scorrimento calcolato in precedenza come:

$$F_a = e^{f\theta^*} T \quad (5.2)$$

quindi, in prima approssimazione, l'energia dissipata sarà pari a

$$\partial W = F_a r \partial\theta^* \quad (5.3)$$

É possibile seguire una seconda strada valutando il rapporto tra energia del cabestano ed energia sull'attuatore secondo

$$\nu_{\text{cab}} = \frac{T}{(T + F_a) \left(1 + E \frac{T}{A}\right)} \frac{s}{s} \quad (5.4)$$

in cui la dissipazione è da individuare nelle perdite di tensione e nella sovraelongazione della fune essendo:

- E modulo di Young;
- A sezione della fune.

5.2 Energia dissipata cuscinetti

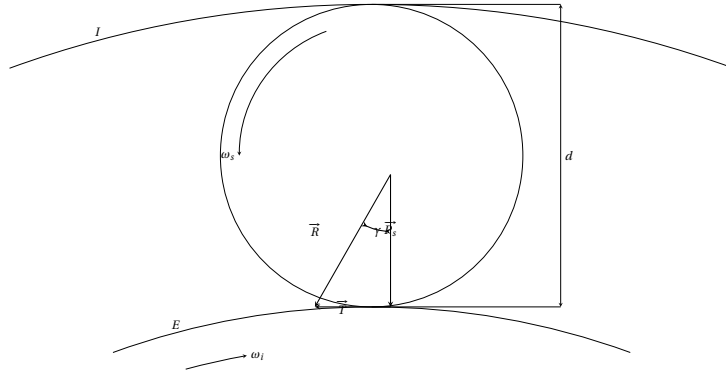


Figura 5.1: Rappresentazione cuscinetto

É possibile quantificare la coppia dissipata dai cuscinetti volventi attraverso modelli semplificati che prevedono la maggiore fonte di dissipazione nel attrito volvente fra i corpi rotolanti e la superficie esterna su cui scorrono. La forza totale R scambiata tra il corpo volvente sull'anello interno è pari alla somma della forza scambiata dal sistema sul cuscinetto P e la forza relativa all'attrito volvente T . É possibile, quindi, individuare un angolo tra le componenti delle forze ϵ tale per cui

$$T = P \tan \epsilon = \frac{2u}{d} P \quad (5.5)$$

in cui u rappresenta il parametro di attrito volvente e d è il diametro della sfera. Ciò significa che, per contrastare l'effetto dovuto all'attrito volvente è necessaria una coppia

$$C_i = T r_i = \frac{2u}{d} P r_i \quad (5.6)$$

Al fine di tenere conto di tutti gli effetti dissipativi presenti in questa tipologia di elementi meccanici è possibile utilizzare modelli semplificati del tipo

$$C_r = f_e P r_1 \quad (5.7)$$

in cui

- f_e rappresenta un parametro discriminante tra le varie tipologie di cuscinetti volventi presenti;
- P rappresenta la forza totale scambiata con il cuscinetto;
- r_1 è il raggio interno del cuscinetto su cui scorrono le sfere.

Dal modello è possibile evidenziare che la potenza dissipata è proporzionale alla tensione delle funi e, quindi, funzione della coppia esercitata dall'attuatore. Nella soluzione individuata sono presenti 8 guide che, di fatto, possono essere considerati cuscinetti e 32 rimandi di diametro più piccolo.

5.3 Energia dissipata pulegge rimando

Nei rimandi, oltre gli effetti legati all'attrito volvente dei cuscinetti, è presente una componente di strisciamento traslazionale che dissipa energia per attrito a causa dei disallineamenti tra l'ingresso e l'uscita della fune; in prima approssimazione, è possibile considerare le pulegge come cilindriche (senza labbra) e considerare, quindi, lo strisciamento assiale sulla superficie dello stesso:

$$\Delta s = \left| \frac{h_{\text{rim}}}{2} \cos(\alpha_1 - \alpha_2) \right| \quad (5.8)$$

arco di scorrimento pari a $\alpha_1 - \alpha_2$ e tensione dissipata pari a

$$T_d = T e^{f(\alpha_1 - \alpha_2)} \quad (5.9)$$

quindi, in prima approssimazione, una energia dissipata pari a

$$\Delta E = \Delta s T_d = \left| \frac{h_{\text{rim}}}{2} \cos(\alpha_1 - \alpha_2) \right| T e^{f(\alpha_1 - \alpha_2)} \quad (5.10)$$

5.4 Energia dissipata braccio attuazione

Il braccio di attuazione è collegato al sistema complessivo attraverso un sistema di cuscinetti radiali e reggispira quindi si applicano le considerazioni precedenti ricordando che la forza radiale applicata su di essi sarà pari alla somma delle tensioni sui rimandi ridotta del coseno dell'angolo di tangenza della funi.

	Numero elementi []	Rendimento unitario []	Rendimento totale[]
Cabestano			
Tensione	1	95.40%	
Angolo	1	98.89%	
TOTALE			94.21%
Guida	8	99.74%	97.93%
Pulegge di rimando	8	99.84%	98.73%
Braccio attuazione			
Pulegge di supporto	8	99.84%	98.73%
Cuscinetti braccio	2	98.87%	97.47%
Rendimento totale			90.85%

Tabella 5.1: Tabella riassuntiva rendimenti per gruppo funzionale

5.5 Rendimento finale

L'efficienza totale è possibile quantificarla facendo il rapporto tra l'energia in uscita dall'attuatore con l'energia richiesta alla cabestano; è utile ricordare che ogni cuscinetto richiede una coppia C_r dissipata dall'attrito volvente funzione del carico sull'asse, quindi è necessario calcolare la tensione in ingresso ed in uscita da ogni cuscinetto (compresi i rimandi). È possibile notare che le efficienze di tutti i gruppi

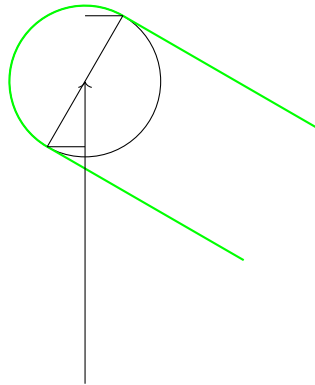


Figura 5.2: Rappresentazione bracci tensione su pulegge di supporto

sono legate alle tensioni della fune; particolare attenzione merita il braccio di attuazione; come si può notare, il differente angolo della fune in ingresso ed in uscita ed il differente braccio portano ad una coppia totale trasmessa sulla stessa puleggia di supporto pari ad $1 + \text{rendimento} < 2$ pari al caso ideale puntiforme senza angoli di separazione degli stadi;

Il rendimento totale è stato ottenuto sul modello completo attraverso un codice MATLAB, facendo il

rapporto tra energia in uscita ed energia in ingresso per l'angolo di attuazione totale ed è pari al 86.40%.

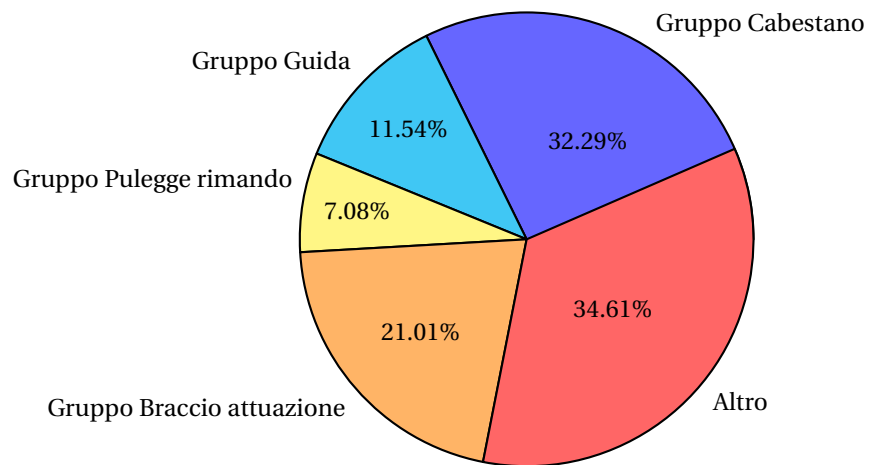


Figura 5.3: Rendimento per gruppo

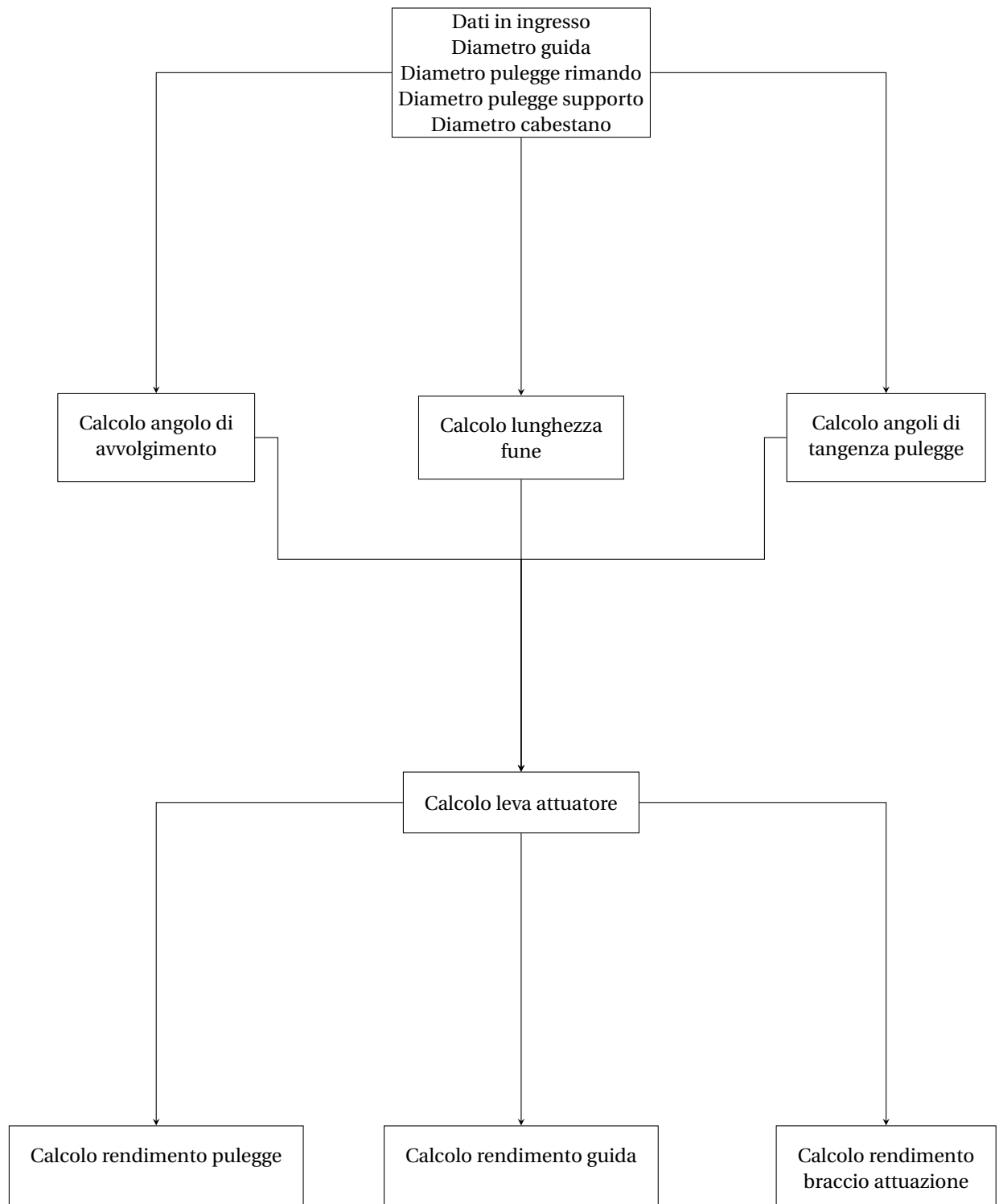


Figura 5.4: Diagramma di flusso calcolo rendimento

Capitolo 6

Possibili applicazioni

In questo capitolo verranno trattate alcune delle possibili applicazioni nel campo dell'aviazione, di questa soluzione attuativa descrivendone, la dove necessarie, alcune variazioni della soluzione.

6.1 Cerniera attuatrice

La *cerniera attuatrice* o **power hinge** è una soluzione, ipotizzata e progettata da *Curtiss-Wright* circa sessanta anni fa, che integra sia l'elemento strutturale di giunzione mobile che l'elemento di attuazione stesso con l'idea di rendere la soluzione più compatta e leggera; attualmente tale soluzione è impiegata sia su velivoli civili che militari per l'attuazione coperture, flap, carrelli e sistema di chiusura dell'ala ed ha dimostrato affidabilità.



Figura 6.1: Power Hinge Curtiss-Wright

Questa tipologia di soluzione prevede principalmente riduttori planetari in grado di raggiungere elevati rapporti di riduzione in spazi compatti; altre varianti sono da individuarsi in riduttori di tipo

armonico o **armonic drive**, riduttori *epicicloidali* o soluzioni ibride come le **teijin seiki**. Tutte queste soluzioni prevedono l'utilizzo i ingranaggi per la trasmissione del moto con tutti gli svantaggi riportati nei capitoli precedenti.

6.1.1 Harmonic drive

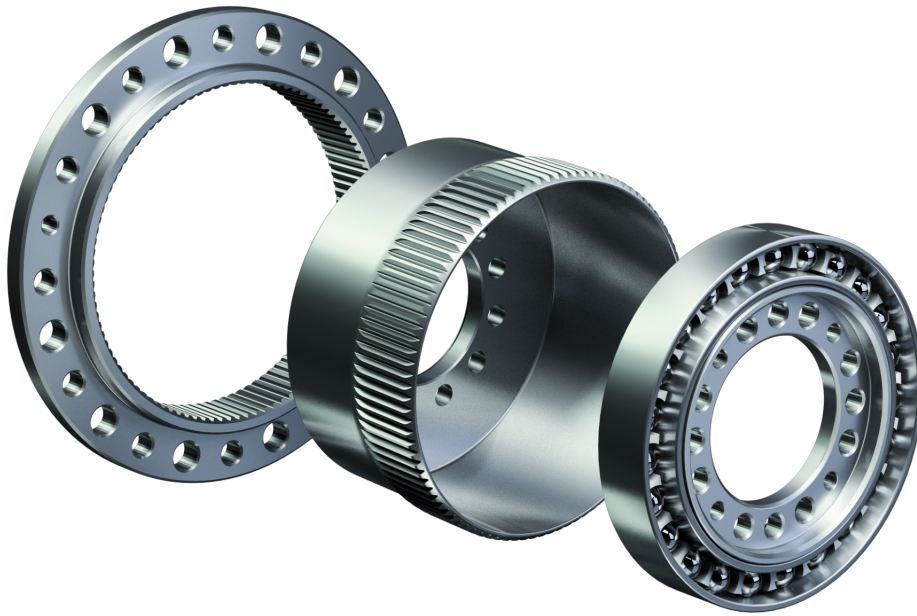


Figura 6.2: Riduttore Armonico

È un motoriduttore composto da un anello esterno circolare ed un anello flessibile interno ellittico con un numero di denti leggermente inferiore rispetto all'anello circolare esterno. Il motore, deformando l'anello ellittico (che rimane fermo nella rotazione) trasmette all'anello esterno circolare il moto spostandolo di un numero di denti pari alla differenza tra l'anello esterno e l'anello interno; è evidente, quindi, che è possibile arrivare ad elevati rapporti di riduzione in ingombri ridotti.

6.1.2 Epicicloidali

È costituito da un set di ingranaggi concentrici montati in modo che il centro di un ingranaggio ruoti attorno al centro dell'altro. Un supporto collega i centri dei due ingranaggi e ruota per portare un ingranaggio, chiamato ingranaggio planetario o pignone planetario, attorno all'altro, chiamato ingranaggio solare o ruota solare. Questa tipologia di riduttori permette di raggiungere modesti valori di riduzione per stadio ma permette una buona scalabilità ed elevati rapporti di riduzione aumentando il numero degli stadi.

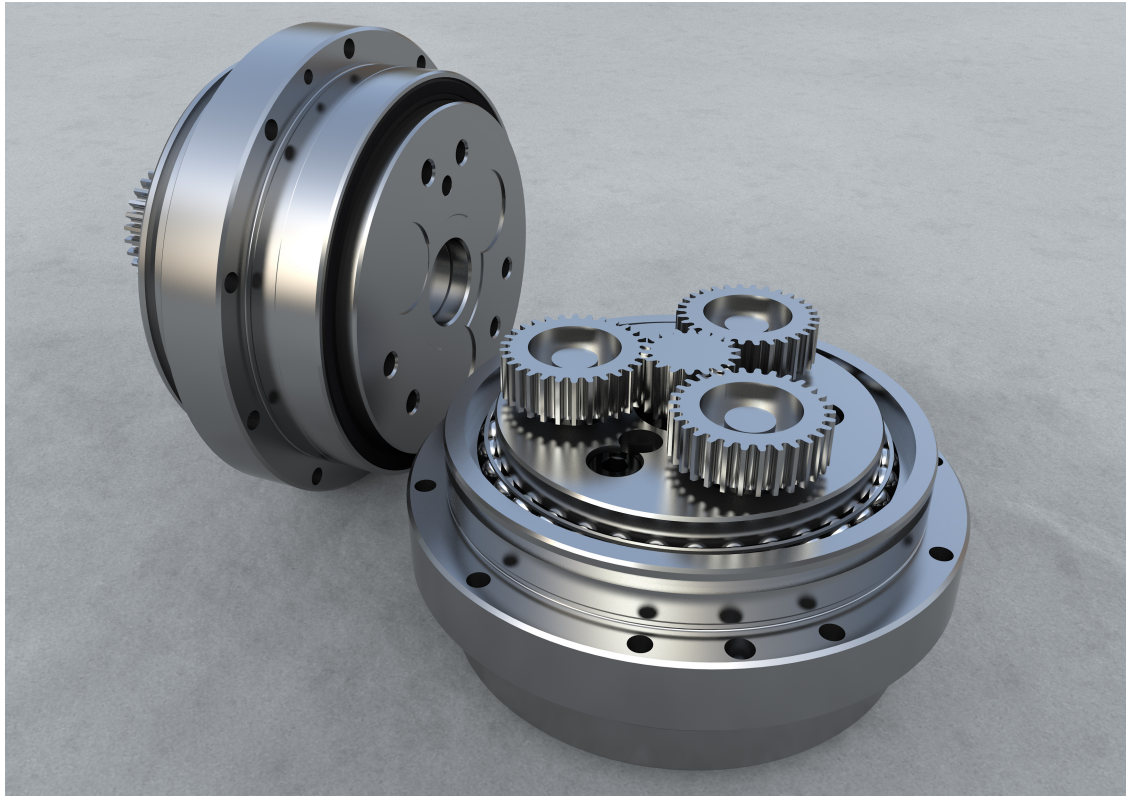


Figura 6.3: Riduttore epicicloidale

Riduttore a pulegge

La soluzione a pulegge permette una scalabilità in grado di rispondere alle specifiche richieste da questo tipo di applicazioni a scapito di una efficienza minore a parità di specifiche; è evidente che aumentando il numero di stadi nella soluzione è possibile aumentare proporzionalmente la coppia statica dello stesso al prezzo di un aumento della lunghezza quindi, in prima approssimazione, mantenendo inalterato il rapporto coppia - peso; sostituendo i precedenti rimandi verticali con rimandi di tipo tangenziale si riducono gli effetti degli angoli di tangenza rendendo la soluzione più efficace e si riduce la sezione, caratteristica che può essere utile per le cerniere stesse a scapito in di un aumento della lunghezza del sistema. Altra caratteristica interessante è la possibilità di spostare il cabestano nella migliore posizione all'interno dell'impianto non essendo vincolato da collegamenti meccanici fissi ma a organi flessibili come le funi; inoltre è possibile prevedere un sistema centralizzato composto da un cabestano e più attuatori per garantire il sincronismo meccanico di più attuatori durante l'azionamento.

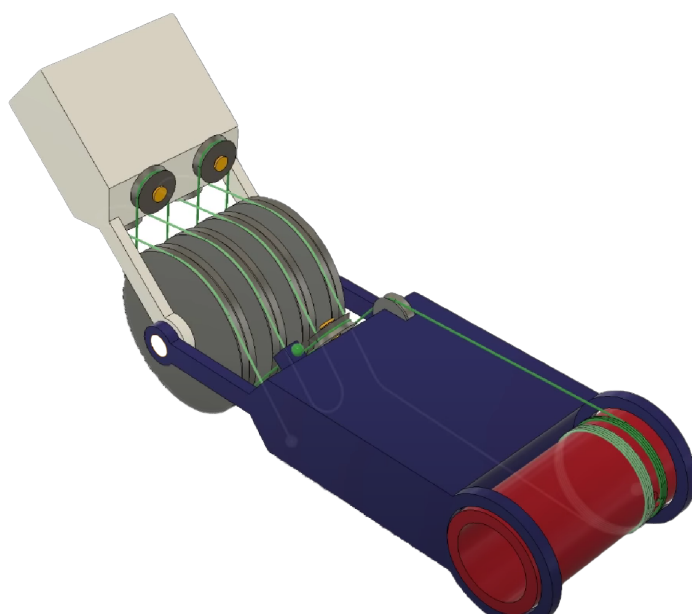


Figura 6.4: Braccio Robotico

Capitolo 7

Dimensionamento preliminare

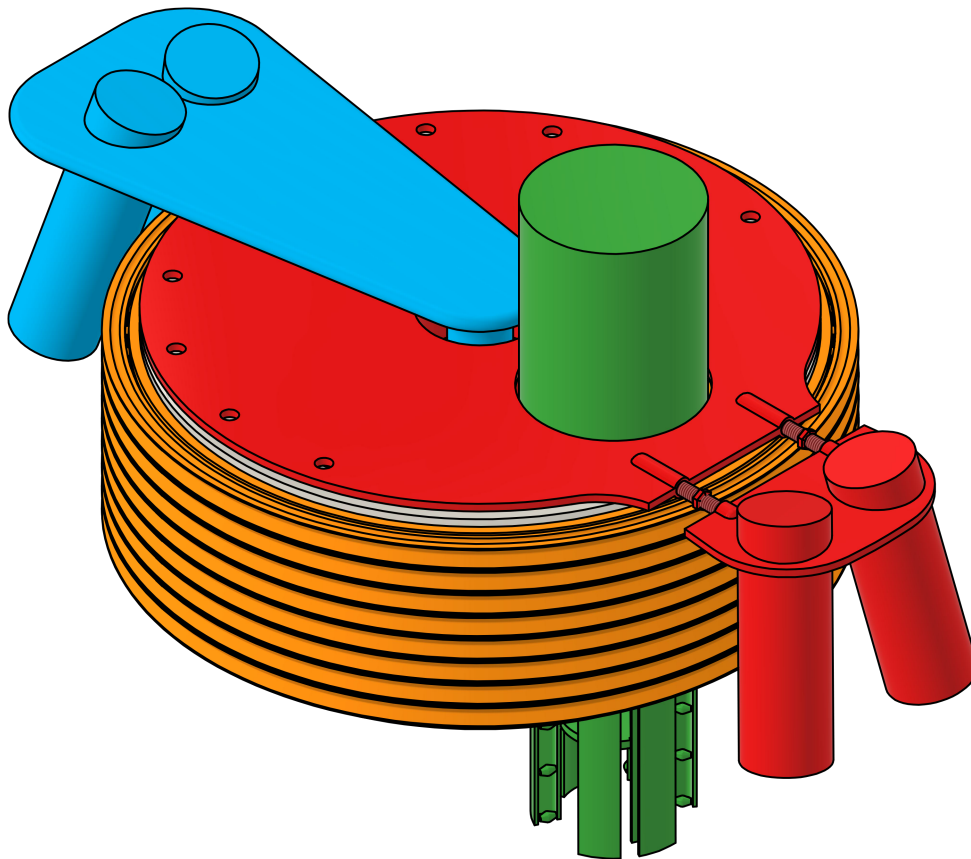


Figura 7.1: Attuatore ipotizzato

In questo capitolo si procede al dimensionamento preliminare di una possibile soluzione di attuatore per verificarne le prestazioni, valutarne le caratteristiche e tutti i punti cruciali relativi ad una versione tridimensionale. Tale soluzione è stata ipotizzata come completamente integrata cercando di ridurre il più possibile l'ingombro sul piano; per tale motivo il cabestano è stato spostato all'interno dell'attuatore.

re ed il diametro delle guide aumentato per garantirne un alloggiamento nonostante le considerazioni precedenti che, comunque, valgono una volta definiti i materiali e le geometrie.

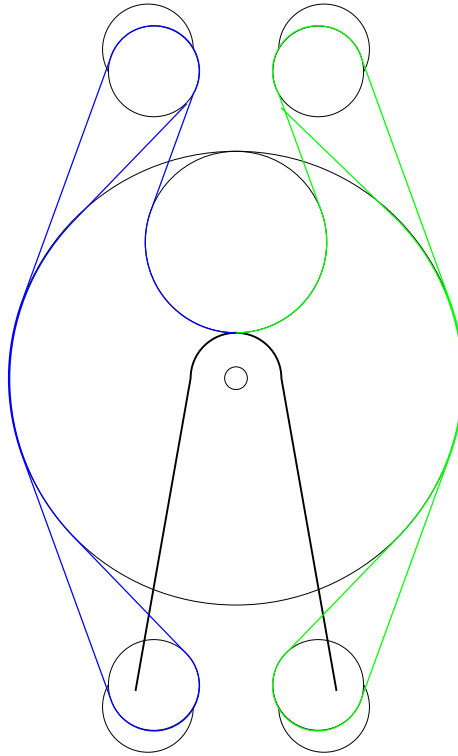


Figura 7.2: Schema funi attuatore

7.1 Definizione geometrica

Le dimensioni finali dell'attuatore sono state ottenute attraverso un processo iterativo atto ad ottenere le specifiche più elevate possibile per una data configurazione. I requisiti in ingresso erano:

- Velocità attuazione $100 [deg/s]$;
- Coppia di attuazione $3000 [Nm]$;
- Angolo di attuazione $\pm 60 [deg]$.

Al fine di rendere il sistema compatto è stato deciso di avere un cabestano il cui diametro risultasse il minore possibile affinché si potesse calettare un motore elettrico che, a parità di potenza richiesta, funzionasse ad un elevato numero di giri per ridurne peso e volume.

7.1.1 Numero di livelli

Per livello si intende una configurazione il cui funzionamento avviene nel piano; al fine di moltiplicare la coppia in uscita dall'attuatore è possibile prevedere, come nei casi precedenti, soluzioni a più livelli

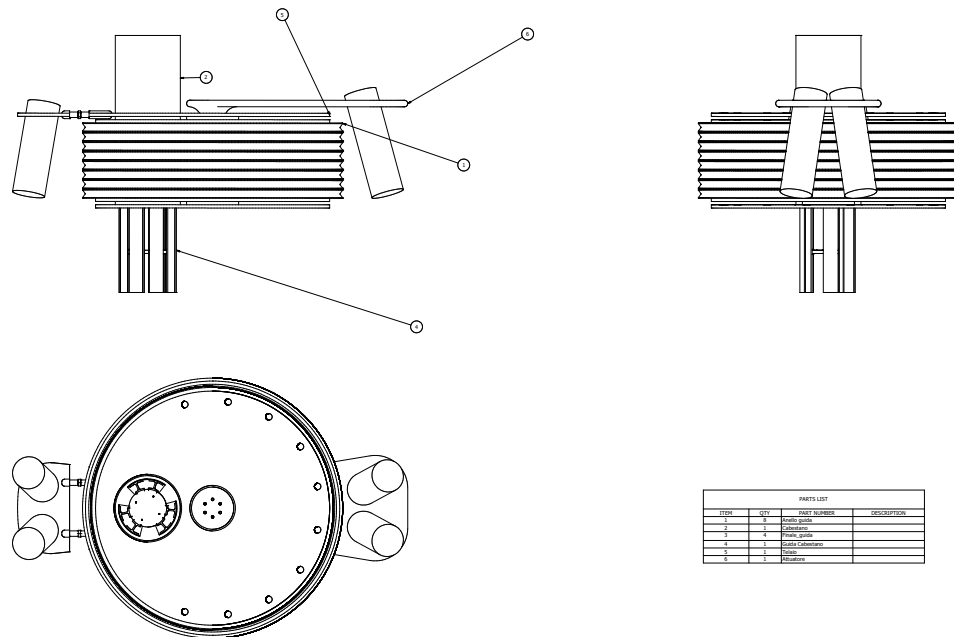


Figura 7.3: Tavola complessivo

in cui la fune viene rimandata dalle pulegge ai livelli successivi. Tale soluzione permette un incremento della coppia attraverso un incremento lineare del volume e, quindi, del peso; per tale esempio è stata scelta una configurazione ad 8 livelli.

7.1.2 Cabestano

Per aumentarne l'efficienza, come da considerazioni precedenti, è stato deciso di utilizzare un cabestano mobile la cui lunghezza dipendeva dal diametro della fune, dal numero di avvolgimenti che questa doveva compiere durante tutta l'attuazione e dal passo di avvolgimento. Per quanto riguarda il numero di avvolgimenti questi sono pari al rapporto tra la lunghezza totale di fune utilizzata per attuare il sistema ed il diametro del cabestano quindi pari al rapporto di riduzione del sistema finale; risulta quindi evidente che il diametro del cabestano necessita di essere commisurato. Attraverso le considerazioni fatte nei capitoli precedenti è stato possibile definire il diametro del cabestano pari a 100 [mm]. Questo scorre in direzione del proprio asse di rotazione per una distanza pari al passo di avvolgimento moltiplicato il numero di avvolgimenti totali per le due funi, al fine di diminuire l'energia persa a causa dello strisciamento della fune sulla superficie della campana.

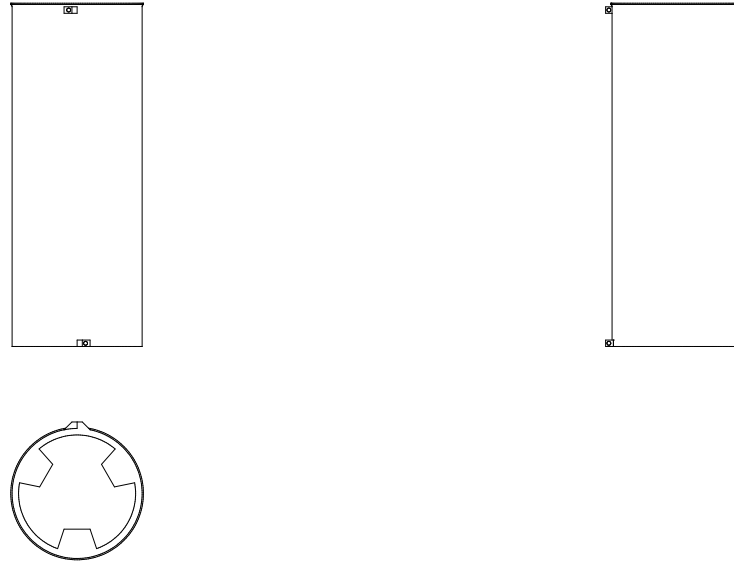


Figura 7.4: Tavola tamburo cabestano

7.1.3 Guida

Seppur dalle analisi precedenti risulti un diametro, in questa applicazione è stato aumentato al fine di contenere il cabestano mobile. Le singole guide, sovrapposte lungo l'asse di rotazione su vari livelli, sono da considerarsi come pulegge libere una dalle altre al fine di consentire lo scorrimento libero della fune. In tale esempio di configurazione è stato adottato un diametro di 400 [mm] al fine di ottenere il rapporto di riduzione ricercato per la soluzione. La guida è paragonabile ad una puleggia di elevate dimensioni che rotea attraverso un sistema di cuscinetti; questa poggia sulle altre guide attraverso un sistema di cuscinetti al fine di risparmiare più materiale possibile e permettere l'alloggiamento del cabestano all'interno della macchina.

Geometria della guida

La gola della guida è stata definita attraverso relazioni disponibili in bibliografia per ottenere le migliori prestazioni possibili:

- $\text{Diametro Gola} = 1.1 \text{ Diametro fune}$;
- $\text{Profondità gola} = 2 \text{ Diametro fune}$;
- $\text{Diametro guida almeno } 25 \text{ volte il diametro della fune per applicazioni dinamiche}$.

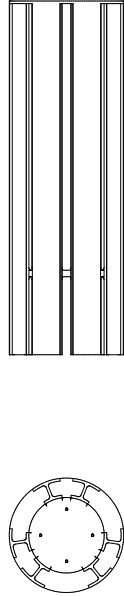


Figura 7.5: Tavola guida interna cabestano

7.1.4 Pulegge

Il numero totale delle pulegge è definito dal numero di livelli presenti e dal numero di funi; si ricorda che le pulegge sono di due tipologie

- Rimando: hanno il compito di rimandare al livello successivo la fune nelle migliori condizioni possibile;
- Supporto: come le precedenti, hanno la funzione di distribuire le funi nei vari livelli ed, inoltre, di trasferire la tensione sul braccio attuatore.

In questa soluzione, al fine di separare le due direzioni di attuazione, è stata utilizzata una configurazione con doppio albero di pulegge, sia per quelle di rimando sia per quelle di supporto, per un totale di 16 pulegge di rimando e 16 pulegge di supporto.

Le pulegge sono state orientate in un angolo pari a 90° nella direzione perpendicolare di contatto tra la fune in ingresso e la puleggia per le considerazioni fatte nel capitolo precedente relative all'efficienza totale della macchina. Un'alternativa è possibile rendendo ogni puleggia libera di roteare rispetto ad un asse diverso da quelle precedenti ma risulterebbe più complessa e con vantaggi minimi.

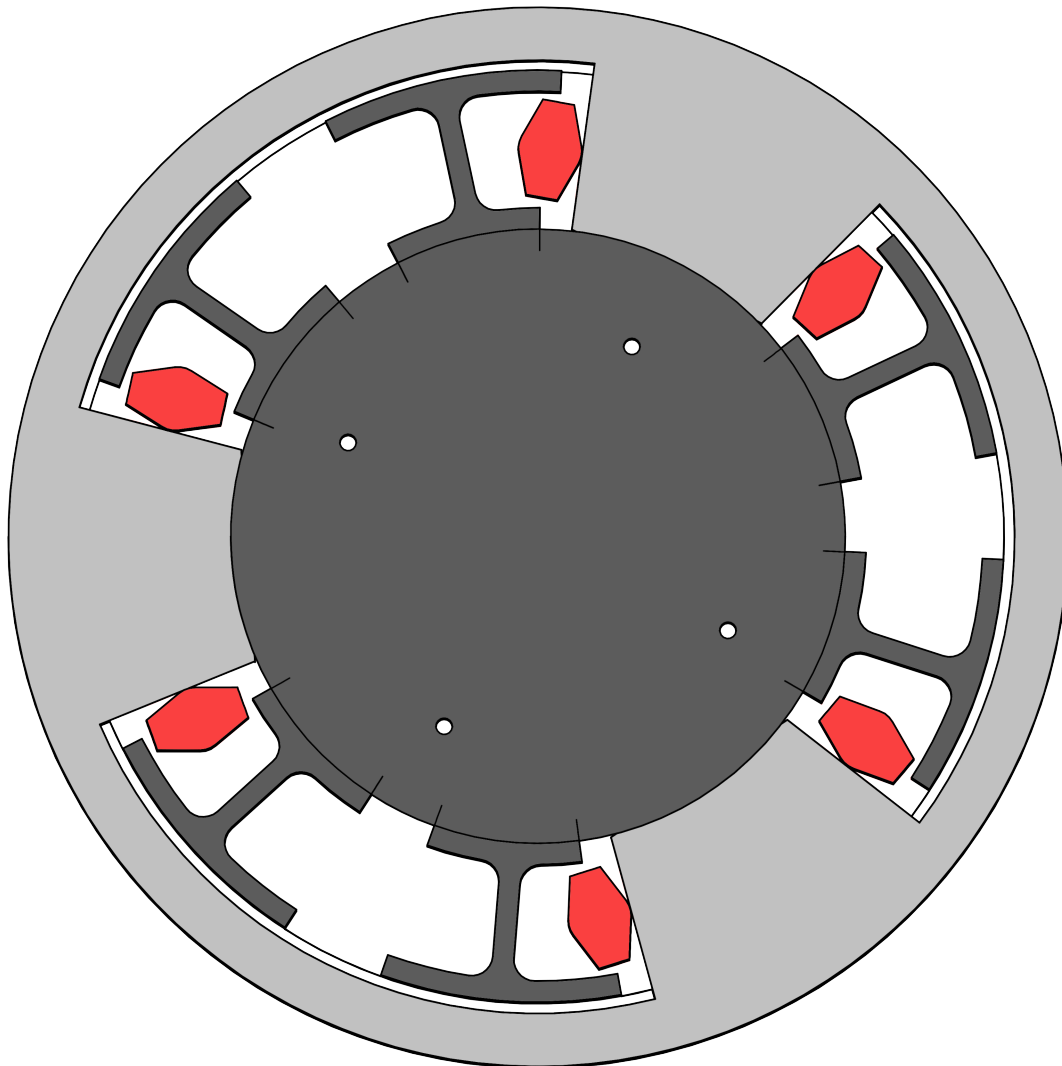


Figura 7.6: Disegno sistema cabestano

7.2 Prestazioni

È stato utilizzato MATLAB per ricavare i modelli interessanti per ogni elemento della configurazione al fine di ottenere delle prestazioni verosimili.

7.2.1 Calcolo Inerzia totale riferita attuatore

Per ottenere l'inerzia totale riferita all'asse di ingresso è necessario riportare il momento di ogni singolo elemento rotante su di esso. Attraverso considerazioni energetiche è possibile evidenziare che il momento di inerzia è scalato attraverso il rapporto di riduzione, tra elemento e asse, al quadrato.

Una attenzione aggiuntiva è richiesta per le pulegge di rimando essendo, quest'ultime, mobili; infatti, essendo il rapporto di riduzione riferito al rapporto delle velocità dei due assi rotanti ed essendo tutte

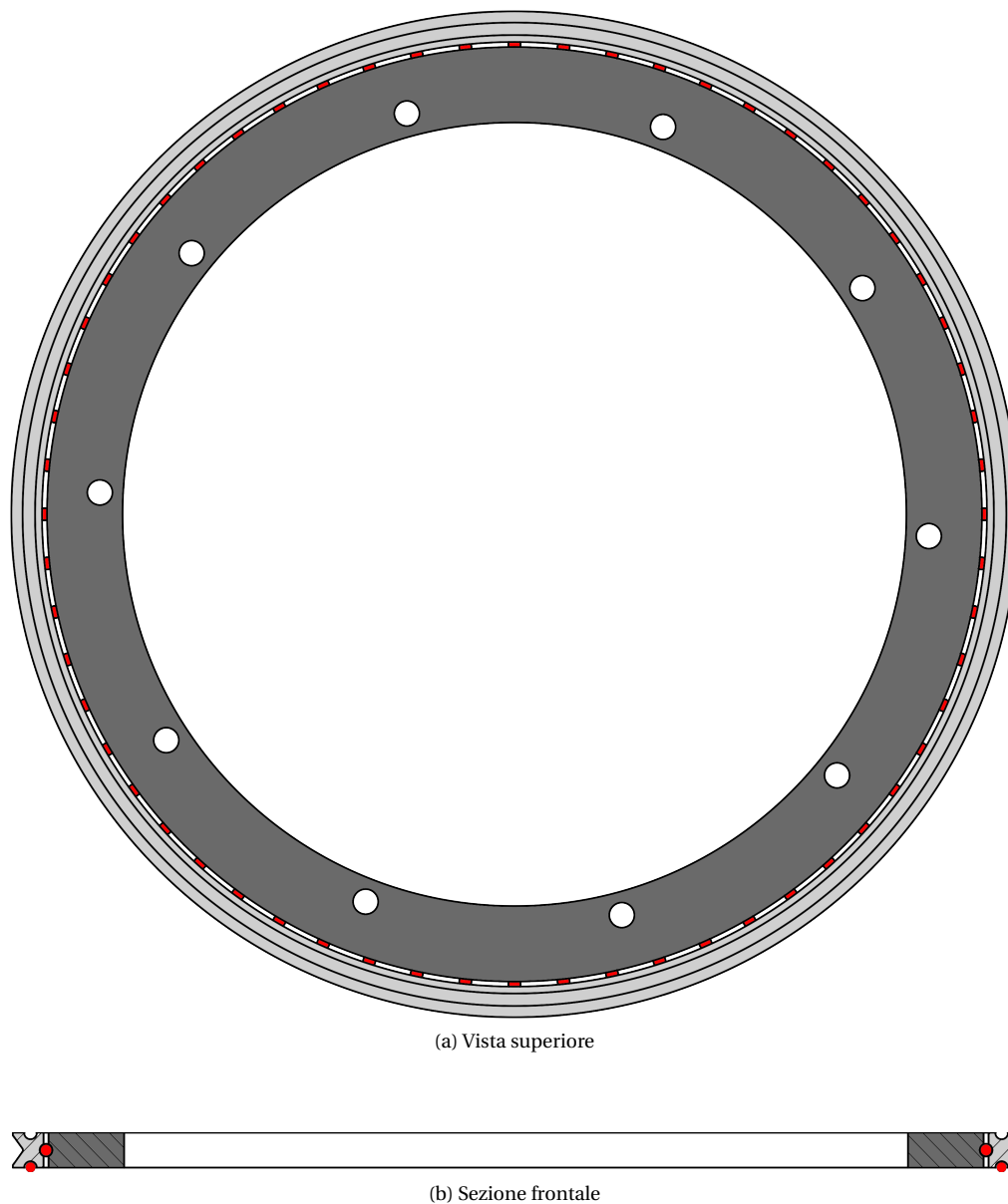


Figura 7.7: Disegno Guida

le pulegge di rimando collegate alla stessa fune attraverso le pulegge di supporto, ogni puleggia di rimando avrà una velocità di rotazione diversa data dalla somma della velocità della fune in ingresso ed il doppio della velocità con cui si sta spostando la puleggia indipendentemente (spostandosi la guida che sostiene le pulegge di una quantità x , allora la fune da spostare sarà pari a $2x$); è evidente, quindi, che la velocità di uscita della fune sarà pari alla velocità tangenziale appena calcolata e, quindi, all'aumentare del numero di pulegge ci sarà un fattore di riduzione essendo la velocità della fune vincolata alla velocità di avvolgimento del cabestano. Quindi, seguendo il processo partendo dalla prima puleggia che la fune incontra provenendo dal cabestano all'ultima, la prima puleggia avrà un rapporto di riduzione pari al

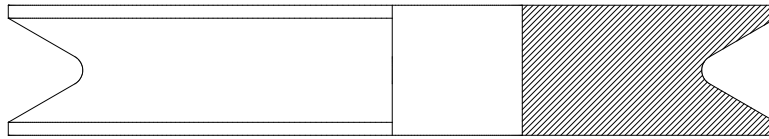


Figura 7.8: Disegno Puleggia

rapporto tra i diametri di questa e del cabestano, le successive avranno un rapporto di riduzione che andrà ad aumentare.

Di seguito la tabella riassuntiva con i dati ottenuti:

Per l'esempio riportato, i momenti di inerzia dei vari elementi è riportato in tabella con i relativi fattori di riduzione; come premesso, la prima puleggia di rimando ha un fattore di riduzione circa pari al rapporto tra i diametri essendo la velocità tangenziale pari alla velocità di fune ridotta della velocità di traslazione del gruppo braccio per l'opportuno angolo di tangenza. Le stesse considerazioni vengono applicate anche alle guide di supporto essendo la velocità della fune, per livello, pari alla velocità tangenziale sulle pulegge.

I dati relativi al momento di inerzia sono stati ottenuti tramite il modello 3D ed CAD utilizzato; il momento di inerzia riferito all'asse del cabestano sarà, quindi, pari a:

$$\Sigma_I = \Sigma_i I_i \mu_i^2 \quad (7.1)$$

Attraverso il fattore di rigidezza σ , calcolato solo attraverso l'elasticità della fune, è possibile ottenere la banda passante del sistema.

$$\omega = \sqrt{\frac{\sigma}{\Sigma_I}} \quad (7.2)$$

I parametri prestazionali sono riportati nella tabella successiva:

Elemento	Momento di Inerzia	Rapporto di riduzione
Cabestano	64.729 Kgmm ²	1 : 1
Guida	7226.709 Kgmm ²	
Anello 1		1 : 0.25
Anello 2		1 : 0.2188
Anello 3		1 : 0.1875
Anello 4		1 : 0.1562
Anello 5		1 : 0.1250
Anello 6		1 : 0.0938
Anello 7		1 : 0.0625
Anello 8		1 : 0.0313
Pulegge	34.884 Kgmm ²	
Supporto 1		1 : 2
Supporto 2		1 : 1.75
Supporto 3		1 : 1.50
Supporto 4		1 : 1.25
Supporto 5		1 : 1.00
Supporto 6		1 : 0.75
Supporto 7		1 : 0.50
Supporto 8		1 : 0.25
Rimando 1		1 : 1.875
Rimando 2		1 : 1.625
Rimando 3		1 : 1.375
Rimando 4		1 : 1.125
Rimando 5		1 : 0.875
Rimando 6		1 : 0.625
Rimando 7		1 : 0.375
Rimando 8		1 : 0.125
Gruppo leva	138755,646 Kgmm ²	1 : 64

Tabella 7.1: Riepilogo prestazioni

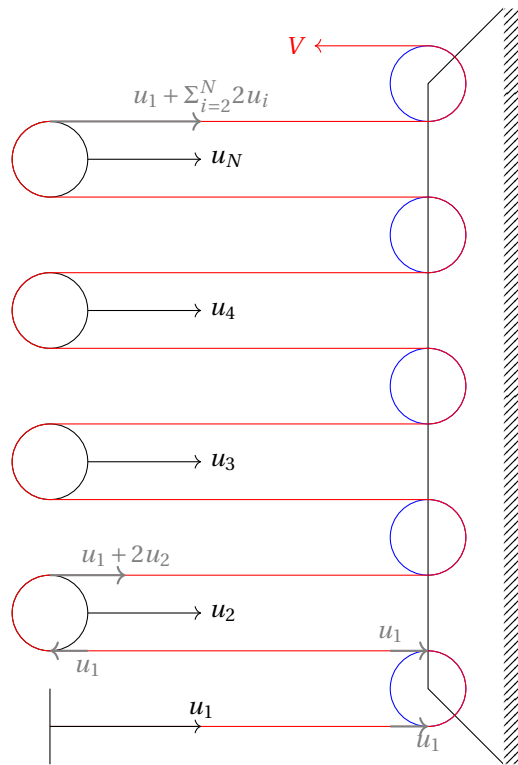


Figura 7.9: Schematizzazione sistema pulegge

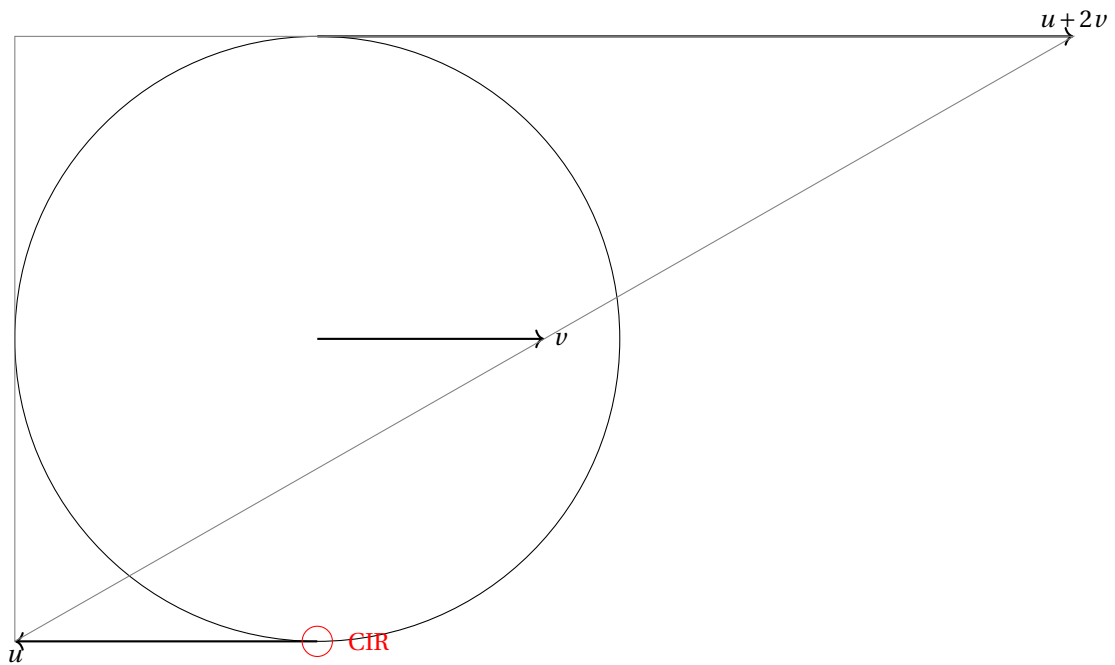


Figura 7.10: Velocità relativa puleggia - fune

Rigidezza	$1.3329e + 04$ Nm/rad
Coppia Massima	3200 Nm
Angolo Attuazione	± 45 deg
Inerzia al cabestano	0.0023 Kgm ²
Velocità Attuazione	100 deg/s
Banda Passante	$2.379e + 03$ rad/s

Tabella 7.2: Tabella riassuntiva prestazioni attuatore

Capitolo 8

Considerazioni e Conclusioni

Al fine di avere un quadro completo sulle potenzialità di tale tipologia di attuatori bisogna confrontarle con quelle dei sistemi attualmente in uso da identificarsi negli attuatori idraulici EHA ed elettro idraulici EHA.

I primi richiedono un sistema centralizzato idraulico per la generazione della potenza che, quindi, necessita di un sistema di controllo per garantire che, in ogni istante, sia disponibile la portata di olio richiesta alla pressione di lavoro necessaria; lo stato dell'arte è da identificarsi in un sistema di regolazione della pressione e della portata in grado di soddisfare i requisiti richiesti e sia abbastanza efficiente evitando il ricircolo della portata in eccesso causando dissipazioni energetiche e, quindi, in un abbassamento complessivo dell'efficienza del sistema.

Gli attuatori elettro idraulici EHA risolvono parzialmente il problema rendendo la gestione delle pressioni e delle portate legato unicamente ad un unico attuatore integrando, quindi, elemento di generazione della potenza idraulica con il martinetto introducendo, comunque, un'ulteriore trasformazione energetica tra l'ingresso e l'uscita dalla potenza di attuazione. Tali sistemi, comunque, hanno efficienze nell'intorno del 80% a causa della meccanica di funzionamento intrinseco del martinetto ed alle perdite legate al fluido di trasmissione; infatti, per funzionare correttamente, il pistone all'interno del martinetto deve esercitare elevate pressioni sulle superfici dello stesso per mitigare le perdite di trafilazione tra le due camere del pistone a costo di dissipazioni legate, appunto, allo strisciamento relativo tra pistone e superficie interna del martinetto.

Nello schema è illustrato il funzionamento di un attuatore EHA. Come si può notare è composto da uno stadio di alimentazione, in cui un motore elettrico a velocità variabile trascina una pompa per la produzione della potenza idraulica richiesta; una servovalvola è posta per la regolazione della pressione e della portata richiesta dal martinetto. Sono presenti, inoltre, una valvola di bypass parallela al cilindro per controllare eventuali malfunzionamenti del sistema ed, inoltre, sono presenti due valvole per il controllo della pressione nel fluido per evitare fenomeni di cavitazione.

L'attuatore a pulegge EMA-P, come illustrato finora, è un sistema che trasmette l'energia meccanica in uscita dall'attuatore attraverso un sistema di pulegge e funi; nel presente lavoro è stato effettuato un calcolo preliminare relativo all'efficienza complessiva del sistema che è ragionevole pensare si assesti attorno al 80%, analogamente agli attuatori EHA, con il beneficio relativi ai modi di rottura e fallimento

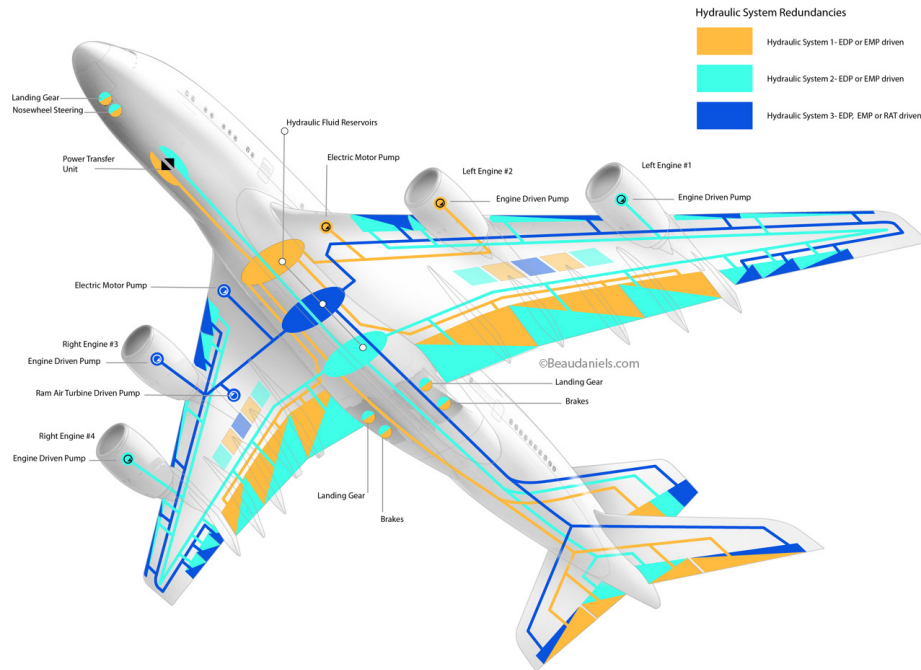


Figura 8.1: Rappresentazione sistema idraulico centralizzato

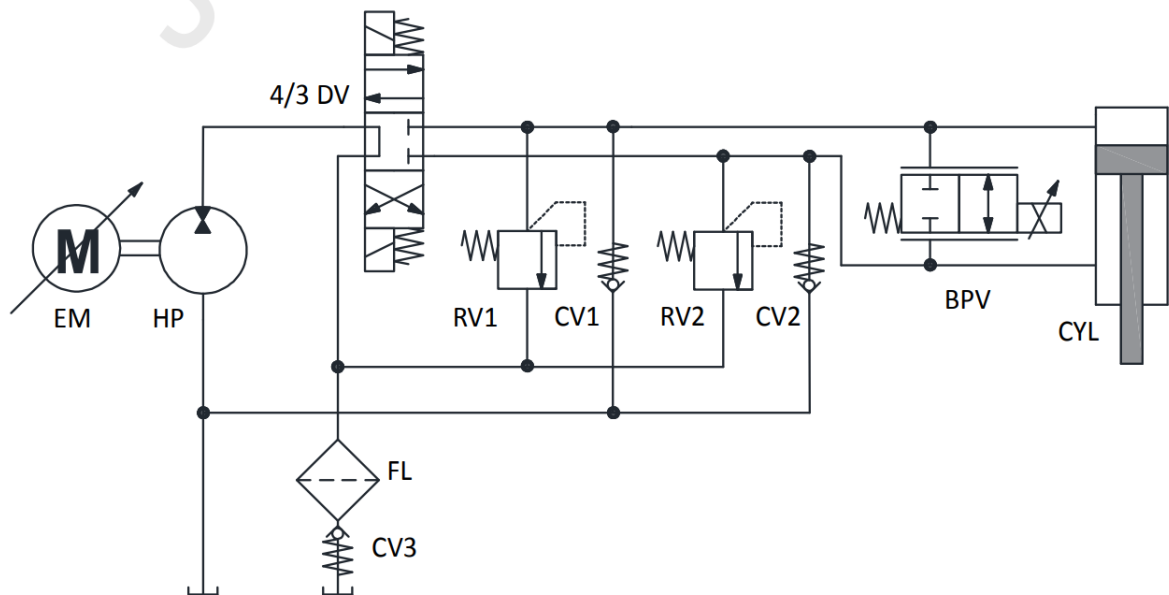


Figura 8.2: Schema attuatore elettro idraulico aperto (backup elettrico)

legati a tale architettura.

É da chiarire che i calcoli sono stati effettuati trascurando la dinamica dell'attuatore quindi consi-

derando solo istanti in cui lo stesso funziona a regime; inoltre, nel calcolo delle coppie dissipate dagli cuscinetti presenti sono stati trascurati gli effetti viscosi. Sono stati trascurati gli effetti inerziali della fune sulla tensioni essendo diversi ordini di grandezza inferiori rispetto alle tensioni prese in considerazione. Risulta, quindi, evidente che tale studio non ha approfondito il comportamento dinamico di tale architettura, necessario per una completa descrizione del sistema, soprattutto per la tipologia di utilizzo previsto.

Capitolo 9

Ringraziamenti

A conclusione di questo lavoro, vorrei menzionare e ringraziare tutte le persone senza le quali questo lavoro non avrebbe mai visto l'esistenza;

Ringrazio, quindi, il mio relatore Matteo Davide Lorenzo Dalla Vedova che, in questi cinque mesi di lavoro, ha saputo guidarmi nella elaborazione e stesura.

Ringrazio di cuore i miei genitori. Grazie per avermi permesso di iniziare e portare a termine questo percorso.

Un ringraziamento particolare va al mio collega Piercarlo Berri che ha contribuito con le sue idee e le sue intuizioni a dare originalità e spessore a questo elaborato.

Un ringraziamento ai miei colleghi e, soprattutto, amici con i quali ho trascorso questi anni nel migliore dei modi possibili.

Ringrazio, ancora, Chiara per il supporto datomi in questi anni qui a Torino, soprattutto in questi ultimi avendo condiviso con lei sia momenti bellissimi che momenti un po' meno belli ma che mi ha reso ogni giorno una persona sempre più consapevole di se stesso.

Infine, vorrei dedicare questo piccolo traguardo a me stesso, che possa essere l'inizio di una lunga e brillante carriera professionale.

Bibliografia

- [1] Navarro, Dryden, Edwards (1997), *Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator on the F-18 System Research Aircraft*.
- [2] Tecnofuni, *Catalogo funi di acciaio*.
- [3] Fassbender D, Vacca A, Busquets E, *A High-Efficient Solution for Electro-Hydraulic Actuators with Energy Regeneration Capability*, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119291>.
- [4] Pedro Marques, Raquel Camacho, Ramiro Martins, Jorge Seabra, *Efficiency of a Planetary Multiplier Gearbox: Influence of Operating Conditions and Gear Oil Formulation*, Tribology International, <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2015.06.01>.
- [5] MANUALE D'USO E MANUTENZIONE FUNE DI ACCIAIO, Normativa di Rif. UNI ISO 4309.
- [6] Alberto Lorenzi, Tesi di Laurea Magistrale *Studio di fattibilità di attuatori elettromeccanici innovativi*, 2020, Politecnico di Torino.
- [7] G. Jacazio, S. Pastorelli, *Meccanica applicata alle macchine*, 2021, Levrotto & Bella, Torino.