

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA

Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In tecnica delle costruzioni meccaniche

Studio di una pinza per la
movimentazione di pignoni eolici

CANDIDATO

Alessandro Petri

RELATORE

Prof Giangiacomo Minak

Anno accademico 2019/2020

Abstract	- 3 -
1 Introduzione	- 4 -
1.1 Obiettivi	- 4 -
1.2 Committente	- 4 -
1.3 Commissionario.....	- 4 -
2 Descrizione dell'isola di lavoro	- 6 -
3 Scelte progettuali preliminari.....	- 10 -
3.1 Il robot	- 10 -
3.1.1 La fondazione	- 12 -
3.2 Il layout.....	- 13 -
3.3 Tempi di set up.....	- 13 -
4 La progettazione della pinza e del sistema di presa	- 15 -
4.1 La pinza.....	- 15 -
5 Alternative progettuali	- 17 -
5.1 Struttura della pinza secondo peso e dimensioni.....	- 17 -
5.2 Movimentazione	- 20 -
5.2.1 Attuatori pneumatici	- 21 -
5.2.2 Attuatori idraulici	- 21 -
5.2.3 Attuatori elettrici	- 22 -
5.3 Sistema di presa.....	- 24 -
5.3.1 Sistema pignone cremagliera.....	- 24 -
5.3.2 Sistema con guide prismatiche	- 27 -
5.3.3 Sistema con viti a rulli satelliti.....	- 27 -
5.4 Scorrimento della pinza	- 33 -
5.4.1 Classificazione delle guide secondo il tipo di movimento	- 33 -
5.4.2 Classificazione delle guide lineari in base alla tipologia di contatto	- 33 -
5.4.3 Superfici di contatto nel caso di sfere e rulli	- 35 -

5.4.4 Distribuzione della pressione per sfere e rulli	- 36 -
5.5 Catena cinematica per la trasmissione del moto.....	- 39 -
5.5.1 Schema della trasmissione	- 39 -
5.5.2 Dimensionamento dei componenti	- 41 -
5.6 Sostituzione della pinza.....	- 45 -
5.7 Scelte utilizzate	- 48 -
6 Conclusioni	- 49 -
Bibliografia	- 50 -
Ringraziamenti.....	- 51 -

Abstract

L'argomento del presente elaborato, svolto in collaborazione con l'azienda CONSTRUCTA SISTEMI s.r.l., è lo studio di un progetto innovativo di una pinza per la presa e la manipolazione di pignoni eolici per Bonfiglioli S.p.A.. Il lavoro coordinato di pinza e robot permette lo spostamento tra le stazioni di lavorazione di un'isola nelle quali deve passare ciascun pignone per subire l'operazione di dentatura. L'obiettivo raggiunto tramite la soluzione proposta è la possibilità di manipolare oggetti con peso e dimensioni maggiori rispetto ad altre analoghe linee dell'azienda.

L'elaborato descrive la successione di analisi e conseguenti scelte progettuali, maturate nell'azienda, che ho ripercorso assieme ai progettisti e analizzato sulla base delle conoscenze tecniche acquisite durante il mio percorso di studi accademici.

Il lavoro, basato sull'esperienza e l'innovazione tecnologica, ha consentito di colmare le carenze di macchine simili operanti in azienda, concentrandosi principalmente sull'ottimizzazione del peso, per l'adattamento ai limiti del robot, e della forza di stretta, applicata dalla pinza per garantire la corretta movimentazione del pignone.

Nel primo capitolo viene presentato l'obiettivo dell'elaborato, mentre nel secondo viene descritta l'isola di lavoro e tutte le stazioni nelle quali il pignone viene processato per essere ultimato. Tali descrizioni hanno lo scopo di focalizzare le esigenze emerse in fase di progettazione,

Nei due capitoli successivi viene trattato il dimensionamento del robot in termini di ingombro e carico ammissibile, analizzando le modifiche da apportare alla struttura di base; la descrizione della pinza e delle azioni che deve compiere completa il quadro generale dell'isola di lavoro.

Nel capitolo "Alternative progettuali" vengono infine ripercorse e motivate le principali scelte che hanno portato alla realizzazione della pinza, evidenziando, tra le diverse soluzioni adottabili, quelle che meglio rispettano le specifiche di progetto.

1 Introduzione

1.1 Obiettivi

L'obiettivo della tesi è la descrizione del percorso di progettazione di una pinza deputata alla presa di un pignone per pala eolica e la sua movimentazione all'interno di un'isola di lavoro, nella quale devono essere realizzate dentatura, soffiatura, sbavatura e spazzolatura dei componenti trattati. Per la realizzazione del macchinario è stata fondamentale la definizione dei parametri di progetto, sia meccanici che per l'automazione, con l'obiettivo di rispettare le specifiche iniziali e garantirne l'effettiva attuazione.

La sfida è stata quella di progettare e assemblare un'attrezzatura non attualmente presente sul mercato, contemperando le prestazioni richieste con la gestione di masse e spostamenti rilevanti, in un ambiente con limiti dettati dalla struttura del robot e del suo alloggiamento.

1.2 Committente

La commessa dell'isola di lavoro è stata richiesta da una multinazionale italiana, Bonfiglioli S.p.a., leader nel settore della trasmissione di potenza. L'azienda è stata fondata nel 1956 a Bologna per mano di Clementino Bonfiglioli e ha realizzato, nel primo decennio, una produzione incentrata sui riduttori a vite senza fine destinati alle principali industrie locali del settore imballaggi. La sede di Forlì, nota anche come Transmital, viene aperta nel 1975 e si specializza nella produzione di riduttori epicicloidali. Bonfiglioli punta sull'eolico e amplia lo stabilimento di Forlì. Lo stabilimento forlivese ha già tre 'filoni' produttivi solidi: i riduttori su macchine semoventi (che è il business storico della Bonfiglioli), l'elettromobilità ed infine i riduttori per gli impianti eolici, in cui l'azienda bolognese-forlivese è leader mondiale essendo già da molti anni fornitrice di tutte le più grandi imprese del settore energetico. È proprio da tale ampliamento che si è resa necessaria la creazione della nuova isola di lavoro per sviluppare e velocizzare il processo di realizzazione dei pignoni, componente strategico nei riduttori destinati alla movimentazione delle pale eoliche.

1.3 Commissionario

Ad ottenere la commessa è stata l'azienda forlivese CONSTRUCTA SISTEMI S.r.l., azienda che mi ha accolto per svolgere il tirocinio curriculare. Si tratta di un'impresa di automazione e robotica, fondata nel 1984 da Leonardo Fantini, che tuttora la presiede. Trova la propria identità negli anni '90 impegnandosi nel settore degli elettrodomestici, dove oltre ad operare come fornitore di linee di montaggio e collaudo, diventa ben presto leader nella realizzazione di impianti di siliconatura. Negli anni successivi, pur rimanendo costantemente nell'ambito degli elettrodomestici, CONSTRUCTA

SISTEMI S.r.l. ha ampliato il proprio spazio operativo realizzando progetti e forniture per innumerevoli e svariati settori fra i quali:

- Automotive
- Alimentare
- Ecologico
- Chimico
- Farmaceutico
- Metalmeccanico
- Siderurgico

L'esperienza ad oggi acquisita permette a CONSTRUCTA SISTEMI S.r.l. di trasferire le tecnologie ed il know-how da un settore all'altro ottimizzando, in questo modo, gli studi di fattibilità degli impianti richiesti ed offrendo al cliente utilizzatore le migliori soluzioni più adatte alle sue esigenze.



Figura 1 Sede forlivese di CONSTRUCTA SISTEMI S.r.l..

2 Descrizione dell'isola di lavoro

L'isola di lavoro commissionata è composta da più macchinari che operando simultaneamente tra di loro ottimizzano il ciclo di lavoro, ottimizzando quello dell'operatore.

Il processo produttivo inizia con l'arrivo dei pignoni semilavorati che hanno già subito la fase di tornitura e di dentatura del profilo scanalato, presentando quindi l'albero già lavorato assialmente, ma con la ruota dell'ingranaggio modulare pieno. Per semplificare il loro trasporto i pignoni sono posizionati, in accumulo, fino a riempire dei cassoni contenitivi, ossia in contenitori in acciaio con pareti alte 80 cm circa in grado di contenere i pignoni senza rischiare il loro rovesciamento. Essi sono progettati con le dimensioni degli europallet.

Il primo compito svolto dall'operatore è quello di portare, con l'ausilio di un transpallet, i vasconi contenenti i pignoni da lavorare nell'area di manipolazione designata, a fianco dell'isola di lavoro. Ciascun pignone presenta alle due estremità dell'albero un centrino M20 DIN 332 DR, che ha la doppia funzione di centratura lungo l'asse del pignone e foro filettato al quale assicurare un golfare maschio per la movimentazione manuale. L'operatore ha quindi il compito di vincolare tale elemento al gancio di un paranco a catena, sollevarlo e posizionarlo su un pallet in grado di ospitare quattro pignoni per volta, circolante su una linea automatica ad anello chiuso.

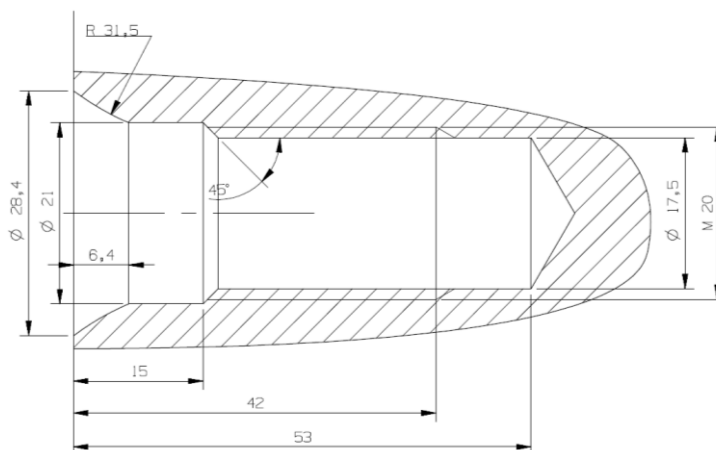


Figura 2 centrino M20 DIN 332 DR

Il pallet (vassoio) è un elemento piano, senza pareti per non ostacolare i movimenti del robot, nel quale vengono poggiati i quattro pignoni ed è movimentato dal sistema di rulli sottostante. Una volta scaricato il pignone nella prima postazione del ciclo di lavorazione l'operatore deve rimuovere il golfare.

Per diminuire al massimo le movimentazioni che non portano valore aggiunto, ossia tutte le operazioni che non valorizzano economicamente il prodotto, i vassoi circolano all'interno di un anello chiuso nel quale partono come prodotti grezzi ed arrivano come prodotti finiti, il tutto ad una distanza

di circa due metri dalla postazione di partenza. Tale accorgimento garantisce una maggiore efficienza dell'impianto in quanto l'operatore non deve mai infilare o sfilare i vassoi all'interno del circuito, come viene ancora fatto in altre linee della fabbrica.

I vassoi partono dalla stazione di posizionamento (pos. 1), e, grazie a dei rulli motorizzati, avanzano fino alla posizione 2 (pos 2) dove entrano nel raggio di presa del robot che uno ad uno li preleva e li manipola all'interno della zona di lavorazione. Una volta vuoto, il vassoio viene fatto traslare alla sua destra (pos. 3) dove il braccio meccanico riposiziona i pignoni al termine di tutte le lavorazioni.

Quando tutti e quattro i pignoni lavorati sono riposizionati sul vassoio, i rulli lo trasportano all'ultima stazione (pos. 4) dove sarà l'operatore a riavvitare il golfare, agganciare il paranco e ricollocare ciascun pignone nel cassone dei pezzi lavorati.

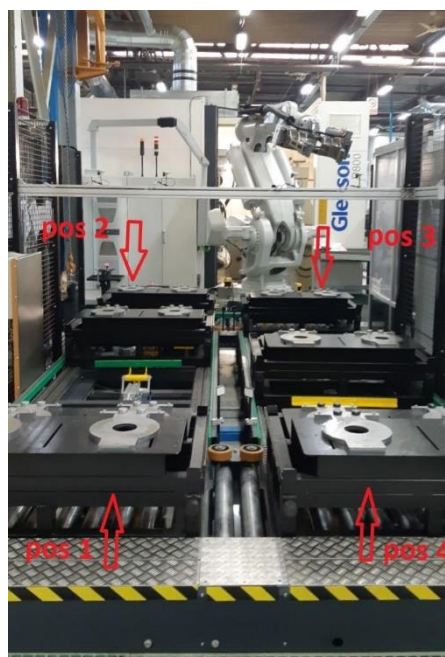


Figura 3 Anello chiuso per vassoi porta pignone

Il ciclo di lavorazione, che avviene tra la seconda e la terza posizione, è composto a sua volta da quattro postazioni nelle quali si effettua:

1. dentatura modulare del pignone (lavorazione più lunga che impone il tempo ciclo)
2. soffiatura per pulizia e recupero dell'olio
3. smussatura del profilo dentato e spazzolatura dello stesso
4. attesa a fianco della macchina per la dentatura

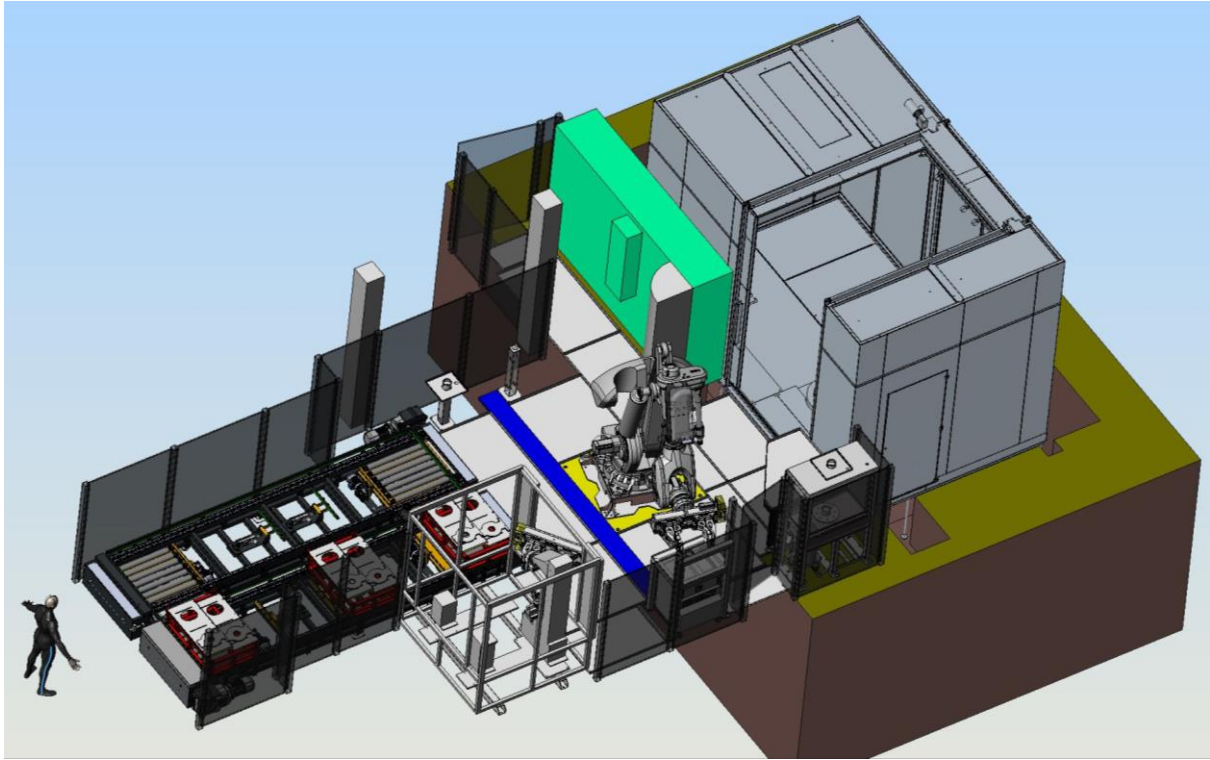


Figura 4 Isola di lavoro

Il cuore tecnologico dell'isola di lavoro è il robot incaricato, tramite una pinza, della manipolazione di ciascun pignone preso in lavorazione. Esso ha il compito di afferrarlo, spostarlo e ruotarlo, il tutto con quanta più precisione possibile.

Il primo compito che deve svolgere, ipotizzando il sistema già in funzione con tutte le stazioni occupate, è quello di afferrare il pignone dal vassoio e posizionarlo al di sopra della stazione di soffiatura, in un apposito piano dedicato, in attesa. Questo permette di avvicinare il pezzo a quella che sarà la sua prima stazione e limare i tempi morti all'interno della linea. Non appena la dentatrice è libera il robot afferra il pignone in attesa, lo ruota di 180° e lo posiziona all'interno dell'attrezzatura di presa pezzo, detta "vulcano", che lo terrà ben saldo durante la fase di dentatura.

Terminata l'operazione si aprono le porte della macchina, il braccio robotico afferra il pezzo, lo sfilava dal "vulcano", lo ruota di 180° riportandolo alla posizione iniziale e lo colloca all'interno della stazione di soffiatura, dove degli ugelli opportunamente posizionati soffiavano aria compressa dall'alto verso il basso su tutta la superficie del pignone in modo da eliminare i trucioli e la patina d'olio rimanenti sulla superficie del pignone ed evitare che gli stessi vengano dispersi all'interno dell'isola.

Conclusa la pulizia, il pignone dentato viene movimentato verso l'ultima stazione, dove rimane bloccato tra punta e contropunta e lavorato da due robot. Più nello specifico uno si occupa della smussatura ed eliminazione della bava residua mediante una fresa a disco e l'altro chiude il ciclo con una spazzolatura per eliminare e pulire il pezzo da tutti i detriti e le impurità prodotte in precedenza.



Figura 5 Stazione 1 e 3, soffiatura. Al di sopra un basamento per la stazione di attesa



Figura 6 Stazione 2, vulcano dove viene posizionato il pignone durante la dentatura.



Figura 7 Stazione 4, sbavatura e spazzolatura dei componenti tramite due bracci robotici

3 Scelte progettuali preliminari

Data la possibilità di realizzare una nuova isola partendo da zero, il lavoro è iniziato da un'analisi delle linee già esistenti, da cui ricavare le criticità esistenti e gli aspetti utili alla realizzazione del nuovo progetto e dalla superficie disponibile all'interno dello stabilimento per la realizzazione del nuovo layout.

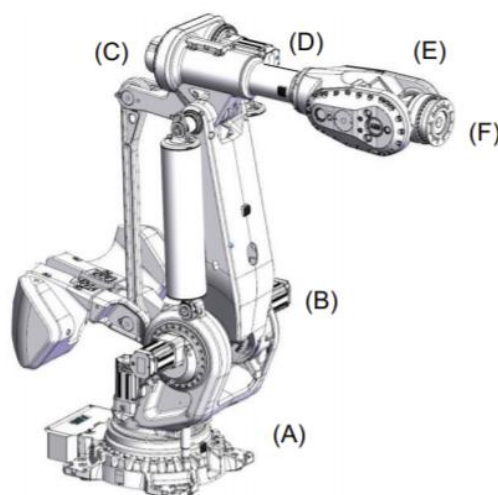
3.1 Il robot

La scelta del robot era inizialmente indirizzata verso il modello IRB 7600, caratterizzato da una capacità massima di carico di 500 kg ed uno sbraccio fino a 2,55 m. Il carico da movimentare è dato dalla somma delle masse della pinza e del pignone.

Lavorando in condizioni di sbraccio quasi completo e sollevando il pignone, componente con una massa vicino ai 250 kg, la massa della pinza e di tutte le sue parti non poteva superare i 250 kg.

La fase iniziale della progettazione, pur con valori molto vicini alla capacità massima, si è sviluppata entro questo limite di peso. In un secondo momento, per non precludere la possibilità di effettuare lavorazioni future con pignoni di massa superiore, l'azienda committente ha deciso di sostituire il modello di robot sopraindicato con quello di taglia superiore, garantendo in tal modo maggiore affidabilità, versatilità e maggiori possibilità di espansione.

La casa produttrice fornisce come taglia più grande il modello ABB IRB 8700-800, disponibile in due versioni da 550 e 800 kg ed una portata rispettivamente di 4,20m e 3,50m. L'opzione più indicata è quindi risultata la seconda.



xx1400002403

Pos	Descrizione	Pos	Descrizione
A	Asse 1	B	Asse 2
C	Asse 3	D	Asse 4
E	Asse 5	F	Asse 6

Figura 8 Rappresentazione del robot con i suoi rispettivi assi

Come si evince in Figura 8 il robot consente una movimentazione a 6 assi, ognuno dei quali deputato a svolgere un preciso spostamento:

Tabella 1 range di movimento per ogni asse

Asse	Tipo di movimento	Intervallo del movimento
Asse 1	Rotazione	$\pm 170^\circ$
Asse 2	Braccio	$-65^\circ/+90^\circ$
Asse 3	Braccio	$-30^\circ/+132^\circ$
Asse 4	Polso	$\pm 300^\circ$
Asse 5	Piegatura	$\pm 130^\circ$
Asse 6	Rotazione	$\pm 360^\circ$

L'utilizzo simultaneo di questi assi permette al robot di compiere determinati movimenti all'interno di un preciso range di lavoro, rappresentato schematicamente nella Figura 9.

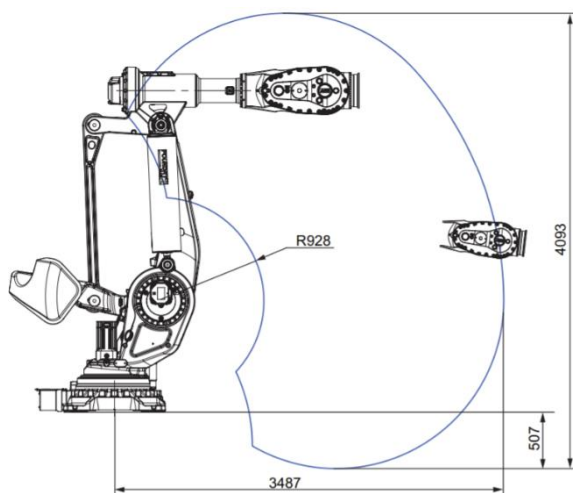


Figura 9 Range di movimento del robot

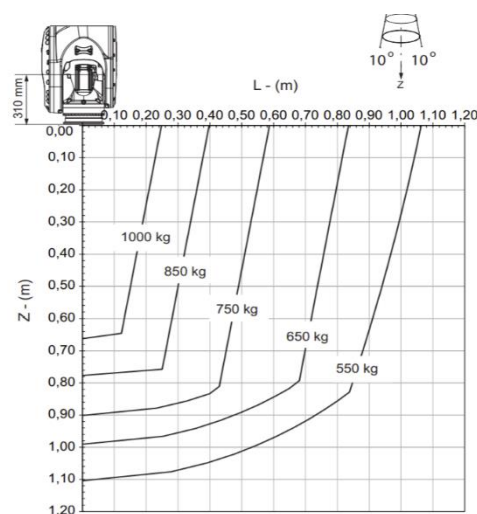


Figura 10 Range di carico in configurazione del polso abbassata

Un altro aspetto da non trascurare è la distanza del baricentro della pinza, quando ha in stretta il pignone, dalla flangia portautensili, in quanto le forze ed i pesi sono garantiti solamente entro un certo raggio, consultabile nel catalogo contenente i dati tecnici del prodotto.

3.1.1 La fondazione

Il robot individuato, scelto senza vincoli di massa e dimensioni, ha determinato la successiva gestione dei citati parametri (quasi 5000 kg e sbraccio di 3,50 m).

A differenza di tutte le isole precedenti, che non necessitavano di uno studio specifico delle fondamenta in quanto il loro peso non raggiungeva valori critici, dati di carico così onerosi hanno reso necessario un approfondimento dei medesimi in modo da garantire i corretti spostamenti, mantenendo immutata rigidità e sicurezza dell'apparato.

Il braccio meccanico ha un peso a vuoto di 4575 kg, ai quali devono essere aggiunti il peso della pinza che verrà installata in testa ed il peso del pignone (considerando il più pesante) ed il peso del basamento in acciaio affogato nel cemento armato al quale il robot è ancorato (circa 400 kg). In totale si arriva ad una massa complessiva di circa 5600 kg completamente scaricata a terra. Le forze generate da tale macchina sono di diversa natura; è evidente come una base solida e resistente sia necessaria per contrastare lo sforzo normale generato dalla pressione contro il pavimento. Resta però più preoccupante il momento generato dalla testa del robot, che nel momento di massimo sforzo, che si verifica per un arresto d'emergenza nelle condizioni di sbraccio e carico limite alla massima velocità di movimento, può raggiungere i 146,9 kNm di coppia.

Forza	Carico di fatica (in funzione)	Carico massimo (arresto di emergenza)
Forza xy	$\pm 13,5$ kN	$\pm 50,3$ kN
Forza z	$52,2 \pm 13,7$ kN	$52,2 \pm 41,9$ kN
Coppia xy	$\pm 77,7$ kNm	$\pm 146,9$ kNm
Coppia z	$\pm 9,2$ kNm	$\pm 31,8$ kNm

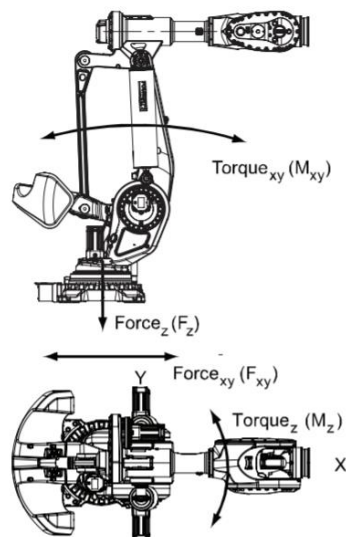


Figura 11 carico sostenibile dal robot

Come si evince dalla Figura 11 soprariportata, facente parte del catalogo del robot, la fondazione deve essere in grado di sopportare tutti i carichi massimi calcolati dall'azienda costruttrice del robot; in particolare la coppia agente sul piano xy in condizioni di carico a fatica.

Per ovviare a problemi riconducibili ad una scarsa resistenza del suolo e delle fondamenta del capannone, nel punto in cui dovrà essere posizionato il macchinario è stato ritenuto opportuno il rinnovamento delle stesse.

Il tecnico di Bonfiglioli S.p.A ha pertanto incaricato un'azienda esterna di calcolare e realizzare un idoneo sottobasamento. Sulla base delle forze da contrastare la soluzione progettuale proposta ha previsto le seguenti opere:

- taglio della pavimentazione, asportazione dei blocchi e scavo in sezione.
- Realizzazione di nuovo basamento in cemento armato con posa in opera della piastra e tirafondi predisposti da CONSTRUCTA SISTEMI S.r.l.
- Ripristino della pavimentazione inclusi i ganci di collegamento (barrotti)

3.2 Il layout

Nel mondo dell'imprenditoria, soprattutto negli ultimi decenni, è nata una nuova coscienza, molto più attenta allo spreco di tempo e risorse. Per ottimizzare al massimo i cicli di lavorazione tra le varie voci alle quali prestare particolare attenzione sono emerse: movimentazioni a novalore aggiunto e tempi di set-up.

Per diminuire quanto più possibile le movimentazioni a non valore aggiunto è stato completamente riprogettato il layout dell'isola rispetto alle linee del passato. Questo è stato possibile avendo a disposizione lo spazio, le risorse necessarie e l'esperienza acquisita durante gli anni.

Nello specifico si è voluto eliminare il lavoro dell'operatore per la movimentazione dei vassoi, inserendo il circuito ad anello chiuso sul quale essi scorrono. Questo ha portato ad una semplificazione sostanziale del lavoro e del rischio dell'addetto ai lavori, a discapito di un'isola distribuita su una superficie maggiore.

3.3 Tempi di set up

Con tempo di set-up si intende l'intervallo di tempo che intercorre tra l'ultimo pezzo "A" prodotto buono ed il primo pezzo "B" prodotto buono.

Per l'ottimizzazione dei suddetti si è cercato di individuare la criticità maggiore dell'impianto più vecchio, riscontrabile nella stazione di smussatura dei denti dei pignoni e nella sostituzione della pinza per le diverse dimensioni di pignoni.

Nel primo caso, prima di avviare la macchina, l'addetto ai lavori deve meccanicamente regolare quattro smerigliatrici a disco, verificarne il corretto posizionamento, nel caso di errore fare le

opportune calibrazioni e solo a questo punto poter avviare la lavorazione. Per compiere tale set-up può essere necessaria perfino un'ora. Questa problematica è ridotta al minimo nel nuovo impianto grazie alla presenza di due robot con specifici programmi di lavorazione a seconda del componente trattato. L'operatore infatti non deve effettuare alcuna regolazione meccanica ma caricare uno dei programmi già in memoria al robot, riducendo il tempo di set-up a circa un minuto.

Nel secondo caso, prima di avviare la macchina, l'addetto deve sostituire i pesanti bracci della pinza con l'ausilio in un paranco, per evitarne la caduta e possibili infortuni; questo comporta il lavoro simultaneo di due operatori ed un tempo di set-up piuttosto elevato. Nel nuovo impianto la modifica del raggio di presa è resa possibile con la sostituzione di moduli di presa appositamente realizzati. Il loro peso è contenuto e non necessitano né di paranco di sollevamento né di due operatori dedicati.

4 La progettazione della pinza e del sistema di presa

Il sistema di presa commissionato a CONSTRUCTA SISTEMI S.r.l. è la parte più complessa e delicata dell'isola di lavoro, in quanto deve conciliare potenza, precisione e dimensioni alla velocità, soluzioni non commerciali e pesi contenuti. Questo ha comportato un'attenta progettazione di ogni dettaglio.

4.1 La pinza

La pinza deve essere in grado di sollevare pignoni fino a 300 kg tramite un contatto ad attrito statico e non per accoppiamento meccanico. Questo richiede una stretta molto superiore al peso dell'oggetto. Al momento della presa il pignone si trova stretto dalla pinza per una porzione di circa 160°, in quanto ogni chela ha un arco di 80°. Per garantire tale sforzo è necessario progettare tutti gli organi con particolare attenzione alla resistenza e all'affidabilità nel tempo:

- i materiali utilizzati devono essere resistenti e leggeri (dati i limiti di carico imposti dal robot);
- il sistema per lo scorrimento delle due ganasce deve essere in grado di sopportare tali carichi per tanti cicli di lavorazione;
- il motore incaricato della movimentazione del sistema di presa (con opportuno sistema di riduzione e trasmissione a catena) deve gestire una coppia elevata per mantenere la stretta di 3000 kg;
- per ottenere una presa corretta, per pignoni di diverse dimensioni, deve essere studiata la modalità di sostituzione della pinza per modificarne il raggio nel punto di tenuta.

Sono stati previsti dei denti di supporto avvitati nella parte superiore di entrambe le ganasce della pinza, per evitare il bloccaggio dovuto alle ristrette tolleranze albero\volcano nel quale alloggia il pignone durante l'operazione di dentatura.

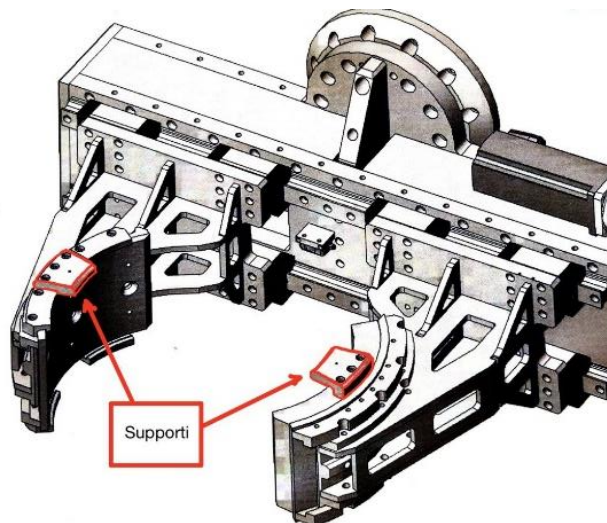


Figura 12 Denti di supporti per il centraggio del pignone nel vulcano

Ad inizio lavorazione la superficie radiale della ruota del pignone poggia su di un pallet con l'albero rivolto verso l'alto (come in Figura 13)



Figura 13 Posizione sul pallet del pignone grezzo

Il braccio robotico afferra il pignone dalla stazione di attesa, lo ruota di 180°, si posiziona in asse rispetto al foro del vulcano e discende per posizionare l'albero all'interno di esso. Il pignone è tenuto in posizione da due sistemi, quelli presenti normalmente in un tornio ad asse orizzontale:

- punta e contropunta posizionate la prima sul fondo del vulcano e la seconda su un braccio che viene fatto combaciare con l'asse del pignone una volta che il robot si è allontanato;
- una pinza di serraggio ad accoppiamento conico, in grado di tenere in posizione il componente per tutta la lavorazione.

Il foro del vulcano ha una tolleranza superiore di pochi centesimi di millimetro rispetto al pignone: una posizione non perfettamente concentrica tra i due assi determinerebbe un grosso problema per la fase di sollevamento.

Durante la fase di discesa il robot non riesce a garantire una perfetta verticalità dell'asse del pignone, rischiando così di incastrare il pezzo in modo inamovibile (per i limiti di forza di sollevamento applicabile dal braccio). Per ovviare a tale problematica la pinza compie un movimento chiamato "apri un attimo", allentando per un istante la presa e permettendo al pignone di scivolare e poggiarsi sugli appositi supporti. In questo modo è possibile lasciare all'albero del pignone sufficiente gioco, evitando l'incastro ed il conseguente fermo linea.

5 Alternative progettuali

Le principali modifiche da apportare sono risultate le seguenti:

- dato il peso eccessivo della preesistente struttura, realizzata interamente in ferro, la nuova pinza deve essere più leggera, modificando il materiale rispetto al passato, passando dal ferro all'alluminio FIBRAL®;
- il cambiamento del materiale implica una variazione della struttura portante, è ora necessario utilizzare meno materiale ma inserendo nervature di rinforzo;
- deve essere rivisto il sistema di sostituzione della pinza, per permettere un corretto contatto tra le ganasce e il pignone, in quanto questo presenta diametri della ruota differenti;
- il sistema di movimentazione rimane elettrico, tramite un motore brushless, ma la trasmissione del moto è a catena e non più a cinghia.

5.1 Struttura della pinza secondo peso e dimensioni

Come già riportato le specifiche iniziali di carico massimo ammissibile dal robot ABB 7600 imponevano un peso massimo di 200 kg per la realizzazione della pinza. Tenendo conto di questo importante valore si è deciso di portare avanti una soluzione ben differente dalla vecchia pinza in funzione. Tale prodotto era infatti realizzato interamente in ferro pieno, senza cioè nervature e lavorazioni atte a diminuirne il peso senza compromettere resistenza e rigidità.

Tra i materiali disponibili in commercio la scelta è ricaduta sull'alluminio, un materiale che a parità di volume pesa circa 1/3 dell'acciaio garantendo comunque, se opportunamente disegnato, ottimi valori in termini di tenuta a sforzi meccanici anche di forte entità. Più nello specifico è stato selezionato il Fibril®, un prodotto colato e successivamente fresato, utilizzato nella costruzione di parti meccaniche dove è necessario un elevato grado di asportazione del truciolo. Caratteristiche principali sono l'elevata stabilità dimensionale durante e dopo i processi produttivi e l'assenza di porosità.

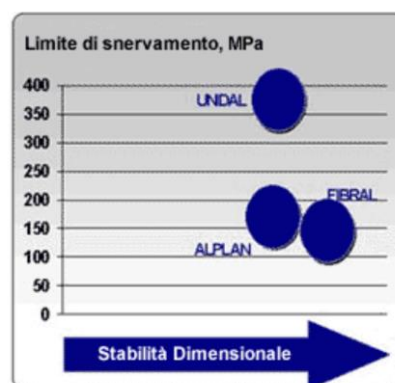


Figura 14 Il grafico mette in relazione la resistenza meccanica e stabilità dimensionale dopo lavorazione all'utensile

I due componenti principali che costituiscono la pinza sono:

1. il “case” che contiene tutto il meccanismo di trasmissione del moto;
2. le due ganasce della pinza che serrano i pignoni

Per quanto riguarda il primo, inizialmente si era optato per piastre di alluminio dello spessore di 22 mm. Questo garantiva di ottenere i corretti parametri di rigidità restando comunque all'interno del peso limite. Una volta decisa la sostituzione del robot e non avendo più limiti così stringenti, la scelta iniziale è stata modificata con l'implementazione di barre di alluminio con uno spessore maggiorato di 8 mm, arrivando così a 30 mm. Tale cambiamento ha portato a una crescita del peso complessivo garantendo però una resistenza alle deformazioni molto maggiore.

Il secondo componente è il più delicato a causa delle forze applicate, in quanto deve assicurare una corretta forma delle ganasce per garantire una presa ottimale del pignone, conferire leggerezza ed implementare un sistema di sostituzione delle stesse al variare del raggio del pignone.

La forza di stretta, di 3000 kg, si scarica sui quattro pattini, ai quali è ancorata ciascuna metà della pinza. La distanza del punto di applicazione (che coincide con la proiezione del centro del pignone sulla semicirconferenza del becco) si trova a 300 mm dai pattini scorrevoli, cioè il punto in cui la forza si scarica sul telaio. A causa della leva presente tra ancoraggio e punto di applicazione della forza si instaura un momento di 8830 Nm.

$$M = F * b = 3000 \text{ kg} * 0.3\text{m} * 9.81 = 8830\text{Nm}$$

Per sorreggere tale spinta la vecchia pinza aveva un design minimale, dato da due profili di ferro pieno senza l'adozione di forme ricercate o la presenza di nervature atte ad irrigidire la struttura. Questo approccio non è però praticabile per il nuovo prodotto. Per ottenere una forza di presa sufficiente senza compromettere la struttura i becchi sono stati completamente ridisegnati, introducendo soluzioni innovative e più al passo con i tempi. Al giorno d'oggi è possibile realizzare forme anche molto complesse, grazie alla semplicità di progettazione software in 3D e la precisione e versatilità delle macchine a controllo numerico, in grado di compiere lavorazioni irrealizzabili solo qualche decennio fa.

Per l'analisi statica del comportamento meccanico della pinza è opportuno semplificare l'intera struttura a un reticolato più semplice. Nello specifico dalla Figura 12 si nota che ciascun becco poggia su quattro pattini, a due a due agli estremi di essa, in cui i due pattini esterni si trovano circa 12 cm oltre il punto di contatto tra pignone e pinza, l'opposto per i due più interni. I quattro punti di ancoraggio sono rappresentabili come vincoli ad incastro in quanto nel momento di massimo sforzo tutto il sistema si può considerare incernierato ai pattini. È possibile semplificare l'intero sistema a un reticolo triangolare isoscele, avente come altezza il braccio della forza (300 mm) e come base la distanza tra i due pattini (240 mm). I due vertici di base sono allora vincolati con un incastro e la

forza è applicata nel vertice del triangolo isoscele con verso perpendicolare all'altezza. Conoscendo tutti questi dati è possibile calcolare le reazioni vincolari generate.

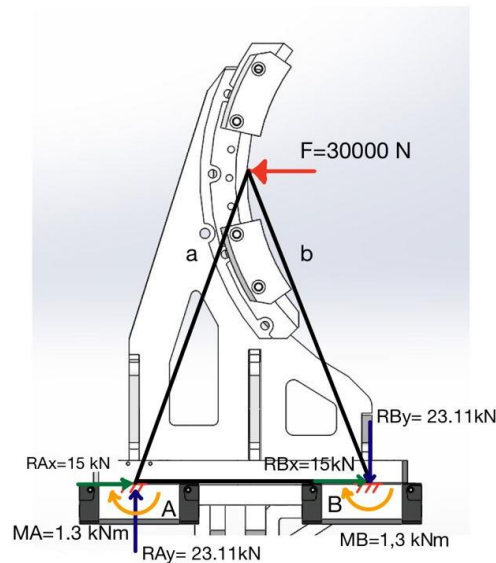


Figura 15 Vista dall'alto di una ganascia, in nero il reticolo rappresentativo. In corrispondenza dei vincoli si notano le reazioni vincolari generate nel momento di massima stretta

Reazioni vincolari pattini esterni (A):

per l'analisi delle reazioni vincolari si applica il trasporto della forza dal vertice del triangolo isoscele al punto in questione; tale procedimento genera un momento antiorario dato dalla forza moltiplicata al braccio, instaurando un momento opposto (orario). Essendo il punto di applicazione della forza equidistante dai punti A e B, la componente orizzontale si divide in due componenti con stessa intensità e verso, nel punto A agisce verso l'esterno, producendo una reazione opposta. La componente verticale si propaga lungo il lato 'a' scaricandosi sull'incastro, essa esercita una forza di compressione che si traduce in una reazione con verso positivo rispetto la "y" del sistema di riferimento adottato (visibile in Figura 15).

Reazioni vincolari pattini interni (B):

per l'analisi delle reazioni vincolari il procedimento è molto simile a quello appena visto. Applico il trasporto della forza dal vertice del triangolo al punto in questione, generando ancora una volta una rotazione antioraria data dalla forza moltiplicata al braccio, instaurando un momento opposto (orario). La componente orizzontale si divide allo stesso modo anche nel punto B, agendo verso l'esterno, dando luogo ad una reazione con verso diretto verso il centro della pinza e intensità pari alla metà della forza. La componente verticale si propaga lungo il lato 'b' scaricandosi sull'incastro, essa esercita uno sforzo di trazione che si traduce in una reazione con verso negativo rispetto la "y" del sistema di riferimento adottato (visibile in Figura 15).

Le forze vanno poi dimezzate, per la corretta ripartizione sui pattini speculari non considerati.

5.2 Movimentazione

Le principali tipologie di movimentazione presenti ad oggi sul mercato sono le seguenti:

- pneumatiche
- idrauliche
- elettriche

Ciascuna di tali tecnologie comporta aspetti positivi e negativi, i quali dipendono da più fattori, tra i quali il tipo di impiego, le forze da esercitare, lo spazio disponibile e i limiti economici.

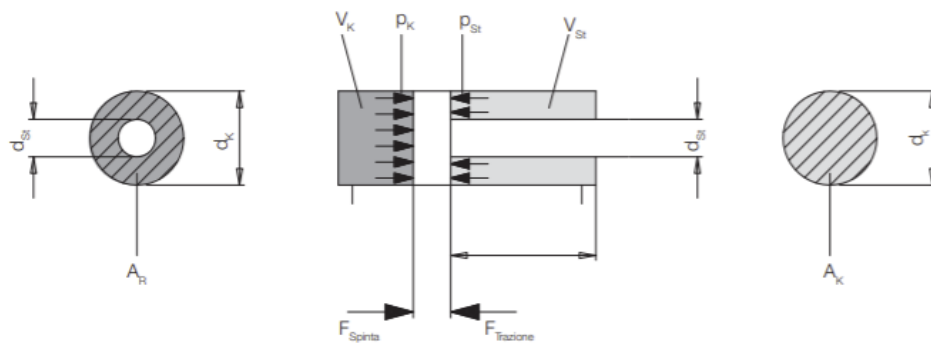
Poiché le movimentazioni pneumatiche ed idrauliche prevedono l'utilizzo di pistoni, ne vengono qui di seguito descritte le formule principali valide per entrambe [Roemheld Hilma stark]:

Forza di spinta

$$F_{spinta} [kN] = p_k \frac{[\text{bar}] * \pi * d_k^2 [\text{cm}^2]}{400}$$

Forza di trazione

$$F_{trazione} [kN] = \frac{p_{st} [\text{bar}] * \pi * (d_k^2 [\text{cm}^2] - d_{st}^2 [\text{cm}^2])}{400}$$



Pur essendo presenti, nei manuali, le formule per ricavare ogni parametro fondamentale, in fase di scelta a catalogo del pistone alcuni valori devono essere prima supposti e in un secondo momento verificati, come ad esempio il diametro minimo.

Conoscendo la forza di spinta che il pistone deve essere in grado di imprimere (30 kN per ciascuna ganascia) è possibile ipotizzare la pressione che il sistema adottato è in grado di sopportare, nel nostro caso 300 bar per cilindri idraulici e 10 bar per quelli pneumatici. Utilizzando le formule inverse fornite dal catalogo è possibile ricavare il diametro minimo del pistone. Una volta calcolato viene poi scelto il pistone con diametro normalizzato immediatamente più grande.

$$d_{min} [cm] = \sqrt{\frac{F [kN] * 400}{\pi * p [bar]}}$$

Una volta ottenuto il diametro minimo e di conseguenza individuato il pistone con diametro normalizzato è possibile calcolare l'area effettiva del pistone, indispensabile per calcolare la pressione necessaria per ottenere la forza desiderata.

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 [cm^2]$$
$$p[bar] = \frac{F[kN] * 100}{A[cm^2]}$$

5.2.1 Attuatori pneumatici

Per attuatori pneumatici si intendono tutti quegli organi il cui compito è quello di ottenere lavoro meccanico partendo dall'energia di pressione di un certo gas. L'elemento più importante all'interno di un motore pneumatico è il cilindro, che riesce a far lavorare tutto l'impianto con la finalità di compiere movimenti lineari, convertendo l'energia di pressione dell'aria in una forza meccanica.



La decisione di sfruttare attuatori pneumatici è legata anche ai loro numerosi vantaggi tra i quali vanno ricordati: la pulizia, l'insensibilità rispetto a cambiamenti, anche repentini, di temperatura e l'antideflagrazione. Rispetto a quello che si verifica nella maggior parte degli impianti oleodinamici, con gli attuatori pneumatici il limite è rappresentato dal fatto che certe pressioni non si riescono a raggiungere, dato che si arriva ad una soglia massima pari a 10 bar. Tale limite è determinato dalla comprimibilità dell'aria, che porta anche all'impossibilità di effettuare verifiche in posizione.

Nonostante le condizioni di estrema pulizia in cui lavora, molto apprezzate da Bonfiglioli S.p.A., risulta inutilizzabile un sistema non regolabile e con una forza di stretta insufficiente. I vincoli imposti dalla pressione dell'aria non permettono di raggiungere valori desiderati di spinta utilizzando cilindri di dimensioni in linea con le specifiche iniziali

5.2.2 Attuatori idraulici

I cilindri oleodinamici sono dispositivi meccanici azionati dalla trasmissione dell'energia tramite fluidi in pressione. A differenza dei cilindri pneumatici, quelli oleodinamici usano dei liquidi compressi per ottenere lo spostamento tramite la compressione. I dispositivi che usano l'oleodinamica sono molti tra cui le pompe idrauliche di cui esistono numerose tipologie

Il più grande vantaggio dei pistoni idraulici è dato dall'incomprimibilità del fluido che circola al suo interno. Tale caratteristica permette di raggiungere pressioni elevatissime, che in certi casi possono raggiungere i 500 bar, questo a condizione che tutti i componenti del circuito siano in grado di sopportare tali sollecitazioni. In aggiunta alle forze estreme generate riescono a garantire una buona precisione e regolazione, restituendo la posizione precisa dello stelo in relazione alla quantità di fluido spostata.

Oltre ai limiti dettati dal dimensionamento dei pistoni in funzione della loro collocazione, l'azienda committente ha da subito scartato la possibilità di utilizzare questa tecnologia. Bonfiglioli ha infatti deciso di non scostarsi troppo dalle vecchie tipologie di pinza in funzione, decidendo di non implementare circuiti idraulici per mantenere un alto livello di pulizia e ordine all'interno dell'isola. L'impiego di circuiti idraulici comporterebbe la presenza obbligata di condotti per il flusso dell'olio, aumentando i cablaggi e la sporcizia all'interno dell'isola.

5.2.3 Attuatori elettrici

Per sistema ad attuatori elettrici si intende, per definizione, un sistema che "crea e attua" un moto, attraverso un insieme di meccanismi in grado di trasformare un certo tipo d'energia in una nuova forma. Nello specifico, l'energia elettrica diventa movimento lineare. Gli attuatori lineari elettrici, infatti, convertono il moto rotatorio di un motore in un movimento di tiro o spinta, esercitando una forza su un singolo asse. Trovano largo impiego nella movimentazione di carichi più o meno pesanti, e possono rivelarsi idonei per numerose applicazioni industriali.

La trasformazione del moto rotatorio del motore elettrico in un movimento lineare può essere effettuata con vari set di meccanismi interni. Ogni tipologia ha le sue peculiarità, ed è per questo motivo che ogni attuatore lineare elettrico è costruito con set diversi, a seconda del campo d'applicazione.

Attualmente i motori elettrici più diffusi in commercio sono i motori brushed e i motori brushless.

In un motore brushed, anche detto a spazzole, i magneti fissi sono disposti su entrambi i lati di un elettromagnete rotante, uno rivolto verso un polo positivo e l'altro verso un polo negativo. L'elettromagnete è costituito da una serie di bobine, il cosiddetto commutatore. Quando la corrente passa attraverso queste bobine, esse generano un campo magnetico che viene prima respinto e poi attratto nuovamente dai magneti fissi. La corrente viene trasferita alle bobine del commutatore da spazzole metalliche che ruotano con il rotore.

Uno dei limiti che ha fermato sin da subito la valutazione di questo motore è la sua vita limitata. A causa dell'attrito costante le spazzole si consumano nel tempo fino a quando non sono più in grado di svolgere il loro lavoro. Nei motori più costosi possono essere sostituite, ma nella maggior parte dei casi non è possibile. Inoltre i motori a spazzole presentano notevoli svantaggi ad alta velocità, in quanto non sono più in grado di trasmettere potenza a sufficienza.

Il motore brushless, anche detto Permanent Magnet Synchronous Motor, è caratterizzato da un rotore costituito da magneti permanenti ed uno statore avvolto che genera un campo magnetico rotante in sincronismo con il rotore. Come suggerisce il nome, questo motore elettrico non dispone di spazzole metalliche. Nei motori brushless diverse bobine sono installate nell'alloggiamento circostante, e generano il campo magnetico attraverso il passaggio di corrente elettrica. Il campo magnetico attira i magneti fissi del rotore e li respinge di nuovo. In questo modo, il rotore è in costante movimento circolare.

Affinché tale motore funzioni, le bobine del commutatore devono essere sincronizzate con i magneti fissi in modo che i campi magnetici siano costantemente opposti l'uno all'altro. Ciò richiede un controllore elettronico o microprocessore che coordina l'alimentazione di ogni bobina elettromagnetica.

Uno dei maggiori vantaggi è la mancanza di una connessione fisica tra rotore e commutatore, come nel caso dei motori a spazzole. Richiedono quindi una manutenzione minore o nulla, hanno una minore usura e possono essere azionati anche a velocità più elevate. Pertanto, questo tipo di motore è in grado di sopportare meglio le varie velocità. In ultimo, sono meno rumorosi durante il funzionamento.

La caratteristica che migliora la qualità degli attuatori elettrici è la possibilità di controllarli con precisione. Essi, tramite apposite schede elettroniche, sono in grado di compiere rotazioni precise avendo fino a 4096 livelli di risoluzione. Questo significa controllare la rotazione del motore al centesimo di grado, che si converte nell'ottenimento di spostamenti lineari nell'ordine dei micrometri.

Nonostante il costo di tali motori sia generalmente più alto di quelli con le spazzole, per la nostra applicazione sono stati ritenuti i più idonei.

Il motore selezionato per il nostro progetto è prodotto dall'azienda FESTO AG & CO. A questo punto della progettazione si conosce solo il tipo di motore che si vuole utilizzare. Per la determinazione dei dati tecnici che il motore deve essere in grado di garantire bisogna effettuare il calcolo a ritroso. Partendo dalle indicazioni di velocità e coppia che la catena cinematica deve fornire in uscita si deve risalire alle caratteristiche minime dell'attuatore elettrico.



Figura 16 Motore Brushless di marca FESTO

5.3 Sistema di presa

Al fine di garantire un sistema di presa sufficientemente robusto e duraturo, si è reso necessario effettuare una ricerca di mercato per studiare le tipologie di presa impiegate in diversi settori. Sono state analizzate tre tipi di pinze con:

- sistema a cremagliera
- sistema a piano inclinato
- sistema che sfruttasse una vite a rulli satellite

La scelta della tipologia del sistema di presa, fra quelle sopra citate, ha tenuto conto delle seguenti esigenze:

- Specifiche di base già citate relative alla forza di stretta di 3000 kg e peso ridotto.
- Una caratteristica indispensabile che deve avere la pinza è di avere la chiusura simmetrica rispetto ad un piano prescelto. Questo aspetto è particolarmente importante per la fase di chiusura dei becchi della pinza, in quanto garantisce di afferrare il pignone con l'asse della ruota dentata sempre coincidente ad un asse di riferimento del robot, rimanendo invariato al differire delle dimensioni del pignone.
- Gli spazi a disposizione sono limitati, in quanto realizzare un "contenitore" per gli apparati di movimentazione troppo grande allontanerebbe il baricentro della pinza dalla flangia porta utensili e questo graverebbe sulle forze in gioco. Per la precisione lo spazio disponibile coincide con un parallelepipedo di dimensioni 95x910x200 mm.
- Per riuscire a compiere il movimento denominato "lascia un attimo" la precisione del sistema adottato deve essere elevata in modo da assicurare un allontanamento controllato delle ganasce dal pignone; inoltre il gioco tra gli ingranaggi deve essere ridotto al minimo.
- Le dimensioni dei pignoni sono piuttosto variabili, manipolando oggetti con diametri tra i 220 e i 400 mm. Questo comporta la necessità di avere una corsa rilevante che permetta di garantire una stretta efficace, indipendentemente dalla dimensione dell'oggetto afferrato.
- Afferrando pignoni di diverse dimensioni il sistema deve garantire una corsa di almeno 230mm.
- Velocità di chiusura e apertura della pinza nell'ordine dei 10mm/s.

5.3.1 Sistema pignone cremagliera

Una cremagliera (o dentiera) è una ruota cilindrica degenera (raggio infinito) che, utilizzata in coppia ad una ruota dentata, è in grado di convertire il moto rotatorio in moto lineare continuo o viceversa. Il meccanismo pignone-cremagliera viene chiamato anche rocchetto-dentiera.

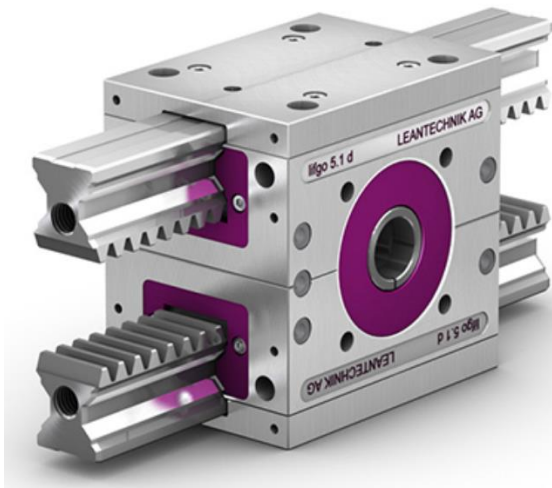
La cremagliera è composta da una barra dritta metallica, con denti simili a quelli degli ingranaggi; l'ingranaggio circolare ruotando fa presa sui denti della cremagliera e la sposta (o sposta il gruppo di ingranaggi se questa è fissa).

Il dimensionamento è identico a quello che viene eseguito fra due ruote dentate cilindriche a denti dritti, l'unica variabile che cambia è il rapporto di trasmissione che nel caso di trasmissione del moto da rotatorio a lineare risulta:

$$\tau = \frac{v_{cre}}{\omega_{pign}} = \frac{\omega_{cre} R_{pign}}{\omega_{pign}} = R_{pign}$$

Perché $\omega_2 = \omega_1$

Nel caso in esame il pignone sarebbe posizionato al centro della struttura con due cremagliere in presa, una per ogni becco, le quali verrebbero azionate in direzioni opposte trovandosi ai due estremi del pignone (concettualmente è come avere tre ruote dentate in serie, le due ruote degeneri hanno entrambe lo stesso verso di rotazione, ma essendo in presa una sopra ed una sotto al pignone si muovono in direzioni opposte). Questa prima soluzione, sebbene a primo impatto risulti la più idonea, presenta limiti ai quali non è stato possibile porre rimedio.



lifgo® series technical data		Unit	5.4
Lifting power	F _{max}	N	25000
Lifting speed	v _{max}	m/s	3
Acceleration	a _{max}	m/s ²	50
Torque	M _{max}	Nm	1000
Pitch diameter	∅ pt.	mm	80
Lifting gear ratio	Stroke	mm/360°	251.3274
Efficiency	h		0.92
Temperature resistance	t	°C	+80
Static torque	M _{k stat.}	Nm	5500
	M _{l stat.}	Nm	3300
	M _{t stat.}	Nm	1600
	M _{k dyn.}	Nm	3300
	M _{l dyn.}	Nm	1600
	M _{t dyn.}	Nm	1600
Static load rating	F stat.	N	161400
Dynamic load rating	F dyn.	N	79600

Figura 17 attuatore a doppia cremagliera con relative specifiche per il modello selezionato

Tra i vari modelli selezionabili nel catalogo dell'azienda LEANTECHNIK, quello con le specifiche più vicine a quelle di progetto è il più grande della famiglia, denominato 5.4. Osservando la tabella in Figura 17 è possibile notare una forza di spostamento di 25000 N. Una volta ripartita su entrambe le ganasce si traduce in 12,5 kN di spinta.

Questo significa generare una stretta inferiore di più della metà del valore prefissato. La possibilità di utilizzare più attuatori in serie, raggiungendo così i valori prefissati, non è stata sufficiente in quanto avrebbe determinato un grande aumento di peso generato da attuatori del peso di circa 23 kg ciascuno.

Ad escludere definitivamente il sistema rappresentato sono state le sue dimensioni (180x200x165 mm), che andavano oltre le dimensioni del parallelepipedo prima definito.

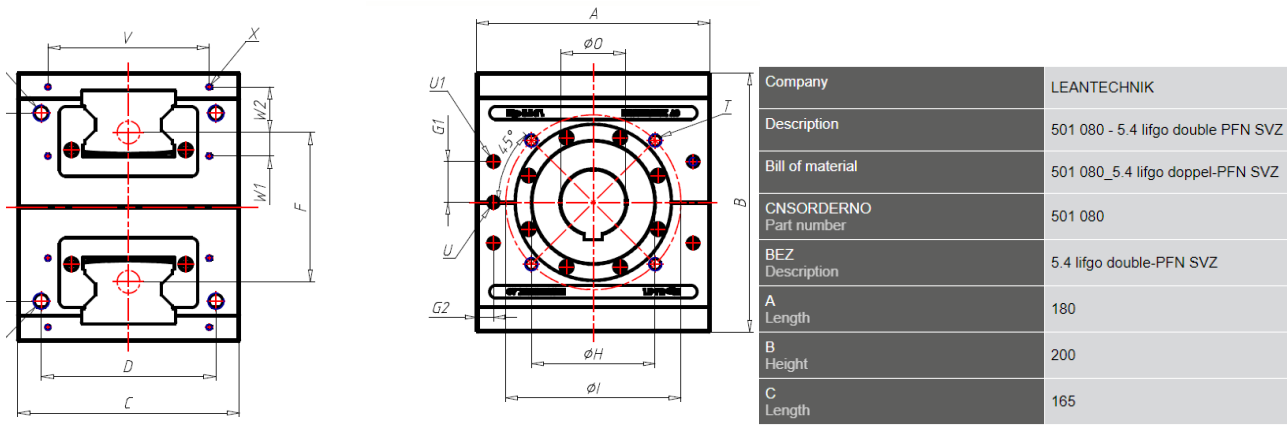


Figura 18 messa in tavola 2D e tabella dimensionale

Nelle ipotesi fatte fino ad ora si è supposto di movimentare il sistema attraverso la conduzione del pignone in posizione centrale. Ammettendo che le forze in gioco siano sostenibili dai denti del pignone in presa, sarebbe necessario un sistema a cinghia o catena che, tramite una ruota dentata vincolata all'albero del pignone, trasmettesse la rotazione. Tale metodologia però non garantirebbe sufficiente precisione per la manipolazione dei pignoni eolici nelle fasi più delicate, permettendo un gioco eccessivo tra gli ingranaggi. Per questo motivo è stato ritenuto non accettabile.

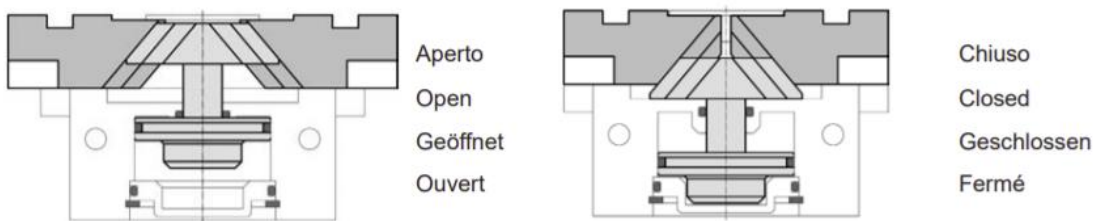
A differenza del metodo più classico appena descritto ci sarebbe la possibilità di sfruttare gli ingranaggi non per convertire il moto rotatorio trasmesso direttamente al pignone in lineare continuo, ma di servirsene per dare rigidità e trasmettere il moto ad entrambe le chele agendo su una sola dentiera.

La soluzione prevista sarebbe stata quella di implementare un sistema pneumatico in grado di spingere e richiamare una sola delle due cremagliere.

I limiti di tale tecnologia, già descritti nel paragrafo precedente, avrebbero portato alla conclusione di non poter usare un solo pistone per movimentare entrambe le cremagliere, ma dover implementare una soluzione che ne prevedesse due (uno per ogni cremagliera), complicando molto l'apparato. Per scongiurare tale problematica e quelle prima descritte si è deciso di non utilizzare la soluzione pignone-cremagliera.

5.3.2 Sistema con guide prismatiche

Le pinze a corsa parallela possono sfruttare svariati principi di movimentazione. Tra questi una tipologia è caratterizzata da oggetti che sfruttano guide prismatiche portanti per garantire elevata concentricità e ripetibilità. Il meccanismo di azionamento avviene secondo il principio del piano inclinato, rettificato per assicurare un ottimo rendimento, un'elevata sicurezza di funzionamento e di presa ed una certa durata. Il principio di funzionamento di tale oggetto consiste nel movimento parallelo delle dita generato da un cilindretto pneumatico a doppia azione che agisce sul piano inclinato.



La diffusione commerciale di queste pinze è però limitata ad oggetti con una forza di chiusura di 3 kN e una corsa massima di 230 mm per le pinze FESTO HGPT. Due valori ben al di sotto delle specifiche del progetto in questione. Sebbene fosse possibile riprogettare da zero una pinza che sfruttasse guide prismatiche ottenendo anche la stretta necessaria, il limite di corsa imposto risulterebbe irrealizzabile in spazi limitati con l'utilizzo del piano inclinato. Questo perché con questa tecnologia per ottenere corse rilevanti l'inclinazione deve essere elevata, rendendo molto difficile l'avanzamento del pistone.

5.3.3 Sistema con viti a rulli satelliti

Avendo scartato i primi due sistemi, l'interesse si è spostato verso sistemi già esistenti per lo spostamento di carichi pesanti.

L'attenzione si è rivolta verso le applicazioni di pressatura o piantaggio e dopo un'attenta analisi delle varie tipologie disponibili è emerso un particolare dispositivo che poteva essere implementato nel sistema di movimentazione della pinza: le viti a rulli satelliti (o viti a rulli).

Come descritto nell'articolo della Expertise by Bosch Rexroth l'invenzione di questo tipo di tecnologia è nata dall'esigenza di trovare una soluzione in grado di fornire la massima potenza in uno spazio minimo, per trasformare il moto rotatorio in traslatorio. L'avvento delle viti a rulli satelliti ha così introdotto un'alternativa alle soluzioni convenzionali, ottenendo una maggiore flessibilità, meno spazio impiegato e una modalità operativa che riduceva notevolmente la quantità di risorse necessarie.

La vite a rulli planetari è nel suo complesso un cinematismo di tipo planetario ad attrito volvente, dove i rulli sono i corpi volventi. Essa serve a trasformare il moto rotatorio in moto rettilineo o viceversa. In sé, il principio di funzionamento di una vite a rulli planetari è semplice da definire, ma

nella prassi sono molteplici le caratteristiche tecniche da prevedere per soddisfare le esigenze applicative. Le viti a rulli planetari sono concepite per la trasmissione di forze elevate e pertanto completano la gamma degli azionamenti a vite “verso l’alto”. Nelle viti a rulli planetari i corpi volventi sono dei rulli filettati (satelliti) le cui estremità sono alloggiare in due corone circolari forate. Il loro asse di rotazione è parallelo all’asse della vite centrale. La vite ruotando genera il moto rettilineo della chiocciola.

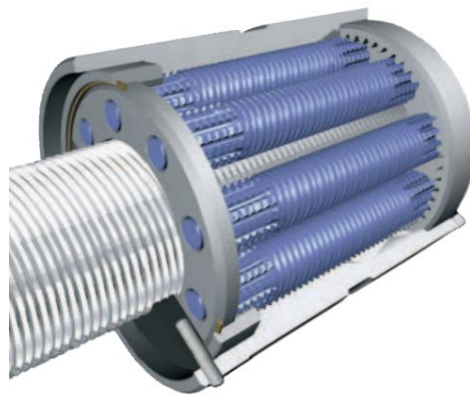


Figura 19 struttura di una vite a rulli satellite

È immediato il confronto con le più comuni viti a ricircolo di sfere in quanto per la realizzazione della pinza era stato valutato l'utilizzo di queste ultime, scartate poi per una serie di motivi generati principalmente dai punti di contatto:

- la capacità di carico di una vite ad elementi volventi dipende dalle caratteristiche dei punti di contatto: diametro, numero, durezza, grado di finitura superficiale e precisione dei contatti nell'assicurare la ripartizione del carico. In una vite a sfere il carico viene trasmesso attraverso le sfere interposte nelle piste tra vite e madrevite. In una vite a sfere monoprincipio il diametro delle sfere è limitato a circa il 70 % del passo; vi è una sola spirale di sfere per madrevite, con un numero ridotto di contatti.

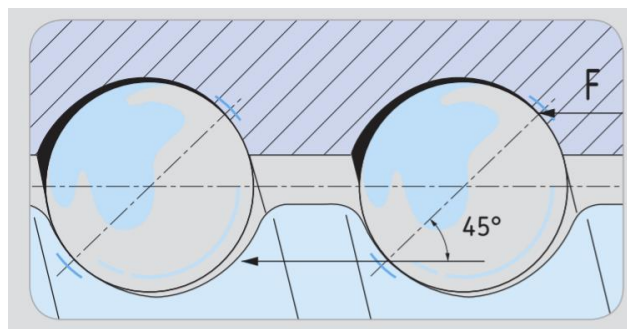


Figura 20 punti di contatto per viti a sfere

- In una vite a rulli, il carico è trasmesso dalla madrevite alla vite attraverso la filettatura dei rulli che sono tutti sotto carico. Il diametro delle superfici di contatto risulta notevolmente aumentato così come il numero dei punti di contatto.

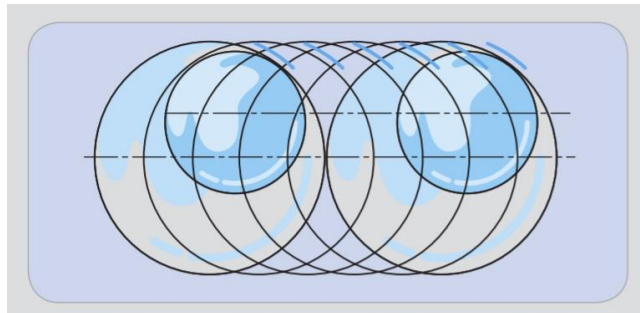


Figura 21 punti di contatto per viti a rulli

La sostituzione del sistema a sferette con quello a rulli ha quindi portato ad una migliore distribuzione dei carichi, migliorando le seguenti caratteristiche:

1. aumento sostanziale dei punti di contatto e del diametro di superficie di contatto;
2. conseguente possibilità di aumentare notevolmente la capacità di carico statico, raggiungendo 150 tonnellate, e di quello dinamico, raggiungendo 55 tonnellate;
3. il passo delle viti a sfere, proprio per la loro struttura che prevede un filetto sufficientemente largo da ospitare le sferette, non può essere minore di 5 mm, mentre nelle viti a rulli in certi casi può essere di solo 1 mm;
4. la riduzione del passo del filetto comporta una precisione maggiore, realizzando un movimento altamente affidabile;
5. la vita dei componenti risulta maggiorata, abbattendo anche i costi di manutenzione;
6. aumento della velocità di rotazione ammissibile e, di conseguenza, dello spostamento della chiocciola, arrivando fino a 3000 rpm;

Tra i vari produttori di viti a rulli la scelta è ricaduta sui prodotti Bosch per la loro affidabilità, assistenza e per le esperienze positive già avute da CONSTRUCTA SISTEMI s.r.l.

Le viti a rulli planetari PLSA (planetary screw assembly) Rexroth hanno fino a undici rulli che ruotano attorno alla vite. Questo design consente di occupare grandi aree di contatto in proporzione alle dimensioni del componente e di coprire un ampio range di applicazioni. Le viti a rulli planetari PLSA possono raggiungere velocità fino a 60 m/min e capacità di carico dinamico fino a 1496 kN, in base alla loro dimensione e il loro passo. Le PLSA hanno quindi caratteristiche significative di precisione e ripetibilità nel posizionamento.

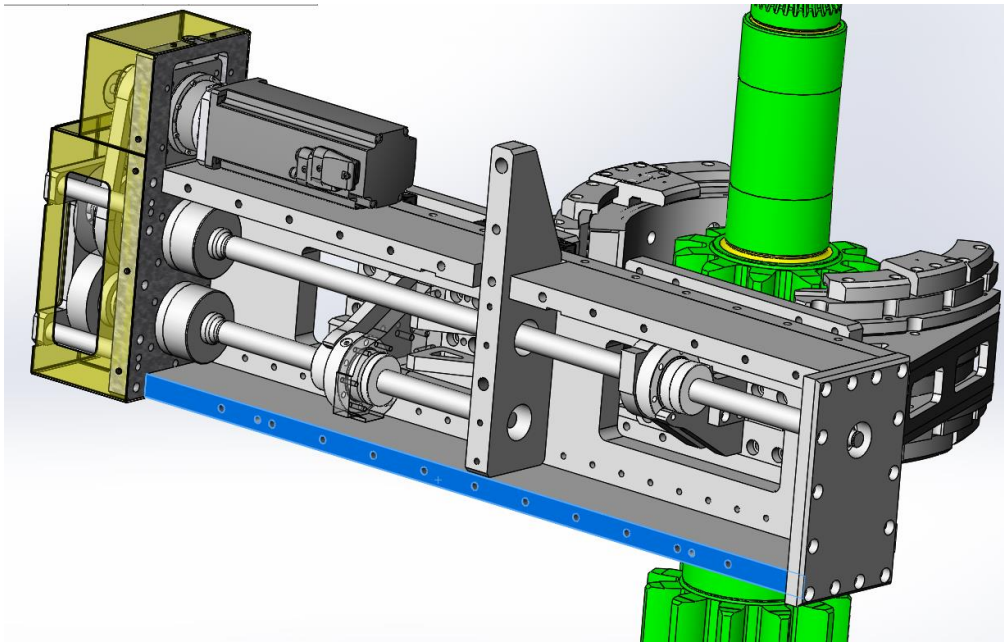


Figura 22 viti a rulli per il movimento delle ganasce della pinza

Come visibile in Figura 22 ciascuna ganascia è stata vincolata a una chiocciola flangiata, prediligendo la vite più corta per il becco che lavora in compressione, mentre la vite più lunga è vincolata al becco che lavora in trazione. Tale accorgimento è stato adottato per diminuire i problemi di deformazioni e vibrazioni della vite soggetta a forze elevate. Alla chiocciola flangiata sono bullonati due bracci per ciascuna ganascia. Essi si trovano da entrambi i lati della chiocciola per assicurare una corretta distribuzione dei carichi, sia in apertura (quasi nulli) che in chiusura (rilevanti). In corrispondenza del lato della chiocciola che esercita la pressione di 30 kN, durante tutta la fase di stretta, la flangia ricopre interamente la circonferenza della vite, mentre sul lato opposto è disegnata ad arco per agevolare l'installazione.

Per aumentarne la resistenza a flessione in corrispondenza del centro di presa della pinza, e quindi il punto in cui termina la vite più corta, è stata inserita una staffa. Al centro della staffa sono state ricavate due sedi per cuscinetti. La sede inferiore (visibile in Figura 22) ha il compito di sorreggere l'estremità della vite corta non ancorata al sistema di trasmissione del moto permettendogli la rotazione e contrastando le forze che si scaricano a telaio. La sede superiore non è in corrispondenza dell'estremità della vite più lunga, ma si trova al suo centro. Questo perché deve trasmettere maggiore rigidità alla barra filettata. Questo risultato è ottenuto mediante un cuscinetto opportunamente dimensionato. Alla sua estremità, in corrispondenza del bordo della carcassa della pinza è presente un cuscinetto di vincolo assiale a doppia corona di sfere a contatto obliquo precaricati.

Il gruppo cuscinetti di vincolo che fissa le viti a telaio e ne permette la rotazione permette la vincolatura assiale con cuscinetto a doppia corona di sfere a contatto obliquo, ed è composto da:

- supporto di precisione flangiato in acciaio
- cuscinetto a doppia corona di sfere a contatto obliquo
- ghiera a tacche

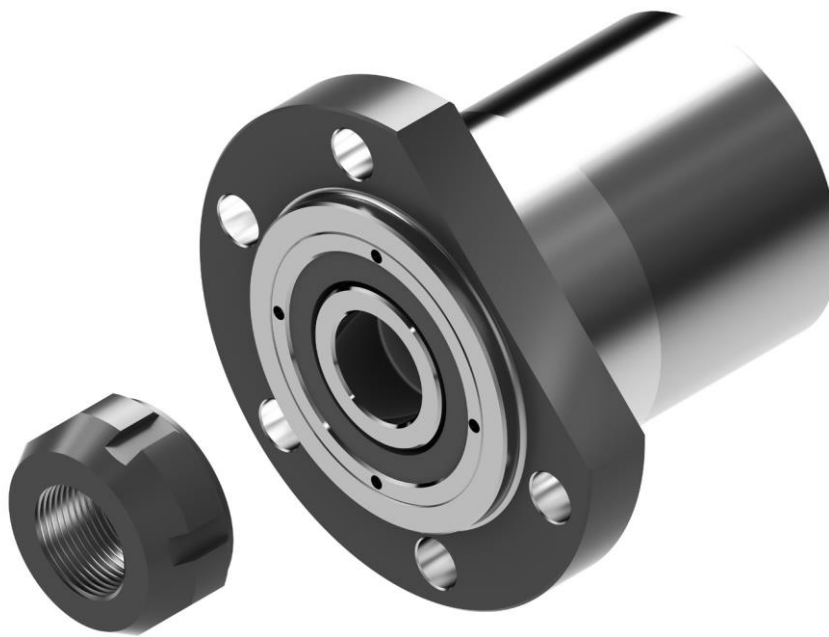
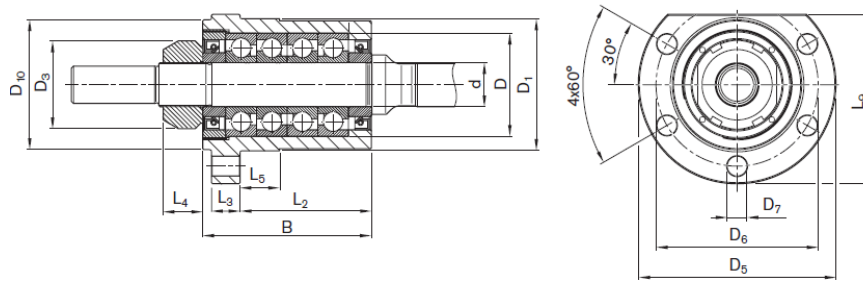


Figura 23 Gruppo cuscinetti di vincolo per le viti a rulli

5.4 Scorrimento della pinza

Le ganasce della pinza sono progettate per scorrere linearmente in modo da aprirsi e chiudersi scorrendo su guide lineari.

Il principio di base delle guide lineari può essere considerato un'evoluzione dei primi sistemi impiegati dagli Egizi per il trasporto dei carichi pesanti, dove venivano posizionati tronchi sotto i blocchi di pietra, lubrificati con acqua per ridurre ulteriormente l'attrito. Tuttavia oggi i corpi volventi non devono più essere condotti manualmente nella posizione desiderata bensì ricircolano all'interno del sistema di guida stesso. Inoltre, con il tempo sono mutate anche le esigenze relative alla rigidità, alla capacità di carico ed alla resistenza dello spostamento.

I sistemi lineari sono delle unità di guida e di azionamento, pronte per l'installazione, in grado di facilitare l'utente nelle fasi di progettazione e assemblaggio per le loro applicazioni. Non è necessario effettuare calcoli dimensionali per i singoli componenti in quanto i sistemi lineari vengono utilizzati come unità complete.

È possibile distinguere le guide in base:

- al tipo di movimento;
- alla tipologia di contatto;
- alle modalità di ricircolo dei corpi volventi.

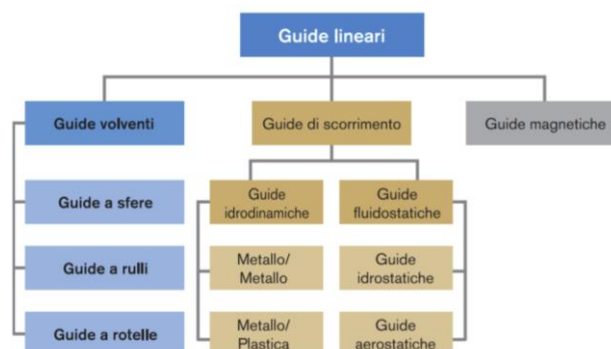
5.4.1 Classificazione delle guide secondo il tipo di movimento

I movimenti della macchina sono resi possibili solo attraverso le guide. A seconda del tipo di guida, la trasmissione di forze e momenti è consentita solo in determinate direzioni. Nelle guide lineari (di traslazione) il movimento avviene lungo una direzione di un dato asse. Nelle guide rotanti il moto circolare avviene intorno ad un asse.

5.4.2 Classificazione delle guide lineari in base alla tipologia di contatto

Le guide lineari possono essere suddivise in base al principio fisico di funzionamento della tipologia di contatto. Il seguente schema illustra questa suddivisione.

Tabella 2 Tipologie di guide lineari









Tra le guide in commercio vengono analizzate le tipologie di guide lineari più idonee al nostro progetto: guide volventi e guide di scorrimento idrodinamiche.

Guide lineari		Principio di funzionamento
Guide volventi	Guide a sfera	Tra le parti fisse e quelle mobili di una macchina si trovano le sfere.
	Guide a rulli	Tra le parti fisse e quelle mobili di una macchina si trovano i rulli.
	Guide a rotelle	Tra le parti fisse e quelle mobili di una macchina si trovano le rotelle sorrette da cuscinetti a sfere.
Guide di scorrimento idrodinamiche	Metallo/metallo	Entrambe le parti della macchina vengono a contatto in posizione di arresto. Con l'inizio del movimento si crea gradualmente uno strato di lubrificazione tra le parti mobili e quelle fisse. La separazione completa tra le parti mobili e fisse della macchina tramite lo strato di lubrificante avviene solo in presenza di elevate velocità di scorrimento.

Per restringere ulteriormente il campo è necessario prendere visione della tabella relativa alle proprietà delle guide lineari:

Tabella 3 proprietà delle guide lineari

Proprietà	Guide volventi			Guide a scorrimento idrodinamiche		Guide fluido:
	Guide a sfere	Guide a rulli	Guide a rotelle	Metallo/metallo	Metallo/plastica	idro:
						
Carico	+++	+++	++	+++	+++	
Rigidità	++	+++	+	+++	++	
Precisione	++	++	++	+	+	
Scorrevolezza	++	++	++	+	+	
Velocità	+++	+++	+++	+	+	
Capacità ammortizzanti	+	+	+	+++	+++	
Sicurezza di funzionamento	+++	+++	+++	+++	+++	
Standardizzazione	+++	+++	+++	+	+	
Durata a fatica	++	++	++	++	++	
Costi	++	++	++	+++	+++	

+++ Ottimo
 ++ Buono

+ Discreto
 o Sufficiente

La tabella mostra come le guide volventi ottengano le valutazioni migliori per quanto riguarda le proprietà maggiormente richieste. Se si considera il rapporto prezzo/prestazione, non stupisce il fatto che negli ultimi anni le guide volventi si siano sempre più sostituite alle guide a strisciamento e

rappresentino ormai la normalità nelle componenti delle macchine. Questo restringe la scelta alle guide a rulli o a sfere.

Un aspetto, motivo di confronto tra le due alternative appena citate, è la tipologia del contatto volvente per sfere e rulli, nel quale si analizzano le superfici di contatto e la distribuzione della pressione.

5.4.3 Superfici di contatto nel caso di sfere e rulli

Le considerazioni sul contatto volvente delle sfere si basano sulla teoria di Hertz che descrive il comportamento di due corpi, aventi superfici curve, compressi l'uno contro l'altro da una forza. Grazie alla teoria di Hertz, nel contatto volvente delle sfere, è possibile prevedere le deformazioni elastiche, le dimensioni delle superfici di contatto, la pressione massima di contatto e lo stato di sforzo al di sotto della superficie dovuto al contatto di rotolamento. Il caso più semplice è quello di contatto tra una sfera ed un piano. In questo caso si genera un'area di contatto circolare relativamente piccola, il che comporta una pressione di contatto elevata.

Mettendo a confronto sfere di diverso diametro, è possibile notare che in quelle più grandi le deformazioni e le pressioni di contatto sono minori sebbene sottoposte ad un carico di ugual misura. Pertanto, la capacità di carico cresce all'aumentare del diametro della sfera.

La teoria di Hertz non è applicabile alla deformazione da contatto lineare. Quando due rulli con profilo cilindrico vengono compressi l'uno contro l'altro, si avrà un contatto lineare, da cui ne deriva una superficie di contatto oblunga. La forma e la dimensione della superficie di contatto dipendono solo dal carico e dalla lunghezza della linea di contatto. Il cedimento elastico che avviene con il contatto lineare non dipende dal diametro dei rulli.

Nel caso di diametro costante la capacità di carico cresce con l'aumentare della lunghezza dei rulli. Rispetto alla sfera, il rullo presenta una superficie di contatto maggiore che gli permetterà di trasmettere forze più grandi dando luogo ad una rigidità più elevata. Di conseguenza, per reggere il medesimo carico esterno, si possono utilizzare rulli di diametro inferiore rispetto alle sfere.

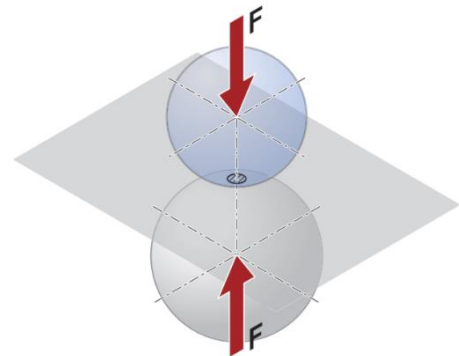


Figura 24 Contatto puntiforme nel caso di corpi volventi sferici

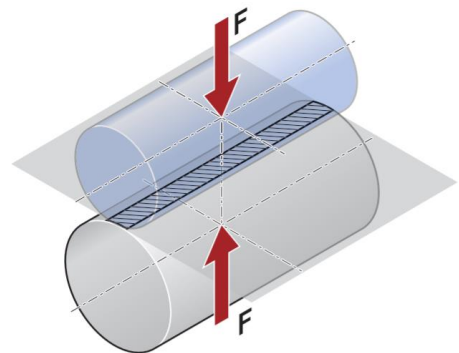


Figura 25 Contatto lineare nel caso di corpi volventi cilindrici

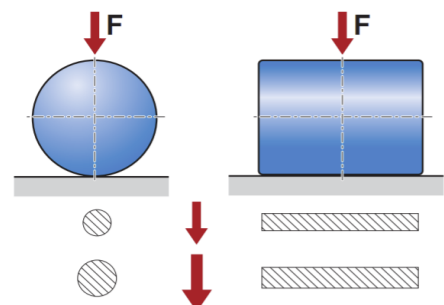


Figura 26 Superfici di contatto nel caso di sfere e rulli con carico crescente

5.4.4 Distribuzione della pressione per sfere e rulli

Nel contatto volvente tra sfere e superfici di rotolamento piatte, influiscono in maniera negativa le elevate pressioni di contatto e la mancanza di un movimento guidato. Per questi motivi vengono impiegate delle piste profilate con un dato rapporto di osculazione. In tal modo, la superficie di appoggio si ingrandisce facendo diminuire proporzionalmente la pressione di contatto e di conseguenza si potranno ottenere capacità di carico più elevate. Inoltre, si otterrà anche un movimento guidato dei corpi volventi. Con rapporto di osculazione si intende il rapporto tra il raggio della superficie di rotolamento ed il diametro della sfera espresso in percentuale:

$$\kappa = \frac{R_{Lb}}{D_W} * 100\%$$

κ = rapporto di osculazione [%]
 R_{Lb} = raggio della superficie di rotolamento [mm]
 D_W = Diametro della sfera [mm]

Una sfera su una superficie di rotolamento con rapporto di osculazione mostra un cedimento notevolmente inferiore rispetto ad una sfera su una superficie di rotolamento piatta. Inoltre, una sfera su di una pista con rapporto di osculazione presenta una durata a fatica maggiore rispetto ad una sfera con contatto puntiforme, grazie ad una superficie di contatto maggiore ed una migliore distribuzione della pressione di contatto.

Il contatto volvente delle sfere ha un comportamento diverso rispetto a quello dei rulli. I rulli si dividono in rulli con profilo logaritmico e rulli con profilo cilindrico. Entrambi presentano un comportamento al cedimento elastico pressoché simile. I rulli con profilo logaritmico offrono ulteriori vantaggi:

- Distribuzione della pressione di contatto più uniforme.
- Valori massimi della pressione di contatto inferiori ai bordi.
- Ridotta pressione laterale corrispondente.

Ne risulta una maggiore durata a fatica rispetto ai rulli con profilo cilindrico.

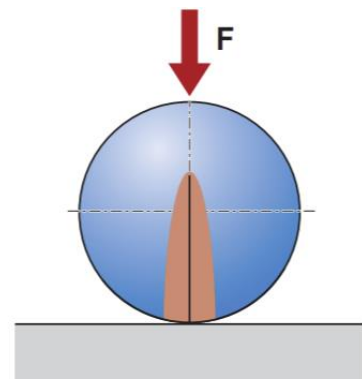


Figura 27 Distribuzione della pressione all'interno di una superficie di contatto senza rapporto di osculazione

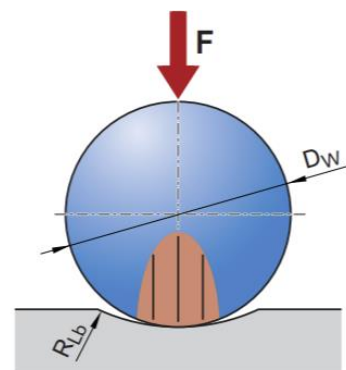


Figura 28 Distribuzione della pressione all'interno di una superficie di contatto con rapporto di osculazione

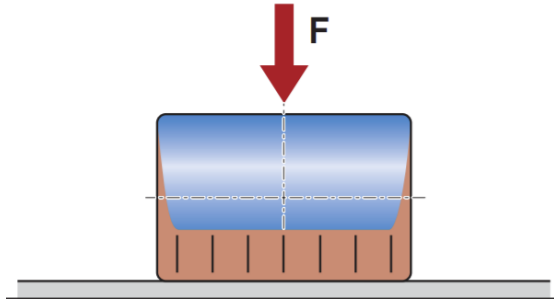


Figura 29 Distribuzione della pressione di contatto nei rulli con profilo cilindrico

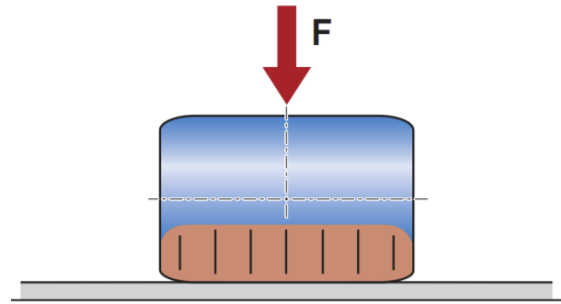


Figura 30 Distribuzione della pressione di contatto nei rulli con profilo logaritmico

Analizzate le principali differenze tra i contatti generati dalle sfere o dai rulli la scelta è ricaduta su pattini a rulli standard SNS-35 mm (stretta, normale, altezza standard) in quanto generalmente più performanti e in grado di rispettare tutti i parametri di progetto. Per un'ulteriore verifica è possibile confrontare, per la stessa tipologia di prodotto a sfere o rulli, i grafici relativi alla deformazione elastica rispetto al tipo di carico applicato (compressione, strappo e laterale).

- precarico C3
- Esempio**
Pattino a sfere SNS
Versione stretta, normale, altezza standard
 Grandezza 35:
- a) Pattino a sfere R1622 31. 20 con precarico C1
 - b) Pattino a sfere R1622 32. 20 con precarico C2
 - c) Pattino a sfere R1622 33. 20 con precarico C3
- Esempio**

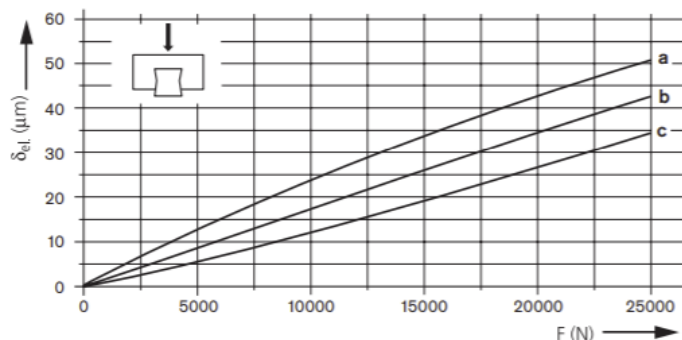


Figura 31 Diagramma di carico a compressione per guide a sfere su rotaia

- Rigidezza della guida a rulli su rotaia in caso di precarico C2**
Pattino a rulli in versione standard SNS R1822/ SNH R1821
 Pattino a rulli con 6 viti della classe di resistenza 12.9

Carico a compressione

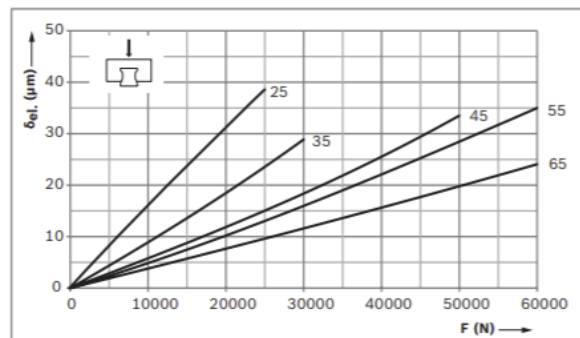


Figura 32 Diagramma di carico a compressione per guide a rulli su rotaia

È possibile notare come il medesimo componente si diversifichi in base al tipo di tecnologia adottata provocando, a parità di carico applicato (ad esempio 20 kN) e precarico in classe C2, una deformazione elastica molto maggiore (35 μm per i pattini a sfere contro i 18 μm per i pattini a rulli).

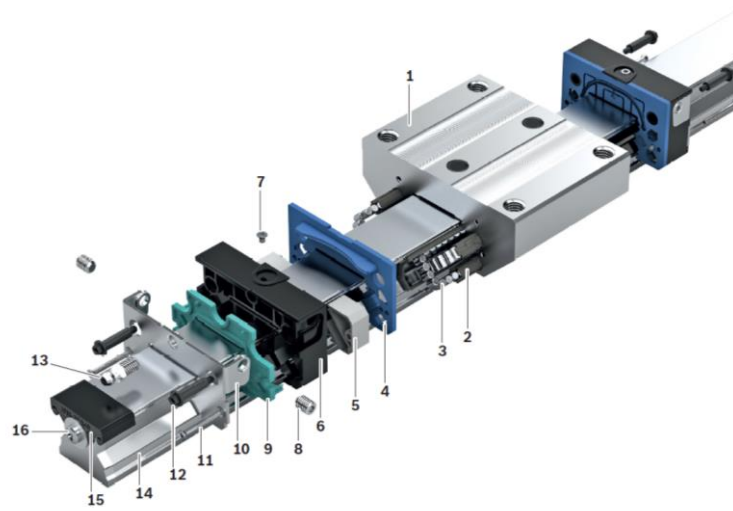


Figura 33 Struttura di un pattino a rulli

5.5 Catena cinematica per la trasmissione del moto

Per la trasmissione e conversione del moto rotatorio continuo del motore sincrono in moto lineare continuo delle ganasce è necessario un sistema in grado di generare le forze dettate dalle specifiche iniziali. La trasmissione di un moto rotatorio da un movente a un cedente con rapporto di trasmissione costante è uno dei problemi che si presentano più frequentemente nella progettazione delle macchine. Il problema viene comunemente risolto con l'impiego di ruote o organi flessibili. Ricordando le specifiche (forza di stretta di 30 kN e velocità di avanzamento circa 10mm/sec) la progettazione si è volta rispettando tali valori.

Dato per assodato l'impiego di un'attuazione elettrica è necessario progettare un meccanismo in grado di garantire forze e coppie elevate in spazi ristretti, rispettando tutti i vincoli cinematici:

- Le due viti a rulli satelliti, avendo la stessa filettatura destrorsa, devono ruotare in senso discorde per permettere alle ganasce di lavorare in opposizione. Mentre una lavora in compressione, l'opposta lavora in trazione
- Per garantire perfetta simmetria il movimento deve avvenire con stessa velocità di traslazione delle chiocchie e quindi rotazione delle viti a rulli, assicurata dall'accoppiamento delle 2 ruote dentate
- Per occupare il minor spazio possibile e permettere l'impiego di organi flessibili la trasmissione deve avvenire tra assi paralleli.
- Rispetto alla linea già esistente si vuole adottare un sistema a catena e non più a cinghia.
- Dovendo sviluppare una coppia piuttosto elevata è necessaria una riduzione consistente, da effettuare in due stadi di riduzione.
- La distanza tra l'asse del motore e della prima vite a rulli è di 130 mm

Per l'ideazione del movimento intrinseco della pinza il progettista Maicol Pasini ha prima deciso lo schema della macchina e successivamente dimensionato tutti i componenti.

5.5.1 Schema della trasmissione

Conoscendo gli spazi già occupati da altri componenti e quelli da dover lasciare liberi, per permettere il corretto funzionamento del robot e della pinza, l'unica posizione ritenuta idonea per la collocazione del motore elettrico è stata quella sul lato stretto della scatola in alluminio contenente le viti a rulli. È stato poi collocato nel lato superiore per mantenere il baricentro dell'oggetto il più vicino possibile al centro della flangia porta utensili. L'uscita dell'albero del motore è rivolta verso l'esterno, per riuscire a posizionare tutti gli ingranaggi esternamente alla struttura della pinza per una manutenzione più comoda. Posizionare la trasmissione al di fuori della scatola della pinza ha permesso di posizionare tutti gli ingranaggi lungo lo stesso asse verticale, migliorando il rendimento di tutta la trasmissione.

Come da configurazione classica in cascata al motore è stato posizionato un riduttore epicicloidale, avente asse di uscita parallelo a quello del motore.

Per la trasmissione del moto dall'albero lento del riduttore alla vite a rulli che lavora in trazione è stata pensata una trasmissione a catena. Questo ha comportato la necessità di accoppiare un pignone, tramite chiavetta, all'albero del riduttore.

Il sistema pignone-corona deve essere in grado di ridurre la velocità di rotazione ed amplificare la coppia agente. Per garantire il minimo numero di ingranaggi la ruota lenta del sistema è stata vincolata all'asse della vite a rulli satellite che lavora in trazione.

Sullo stesso albero al quale è accoppiata la ruota condotta del sistema pignone-corona è fissato un pignone. Tale ingranaggio ha la medesima velocità della corona.

Per concludere la trasmissione con la corretta inversione di moto si è voluta sfruttare la proprietà della trasmissione del moto tra ingranaggi a dentatura esterna: dovendo assicurare la medesima velocità di rotazione ad entrambe le viti a rulli si è deciso di invertirne la rotazione utilizzando due ruote dentate con stesse caratteristiche. Sarà così la sola trasmissione di forza e coppia dalla ruota movente e quella ricevente a garantire l'inversione del moto e la medesima velocità di rotazione. La ruota condotta è pertanto accoppiata all'albero della vite che lavora in compressione.

Tale sistema necessita di un corretto posizionamento delle due viti a rulli ed i rispettivi alberi per assicurare un corretto ingranamento dei denti delle ruote.

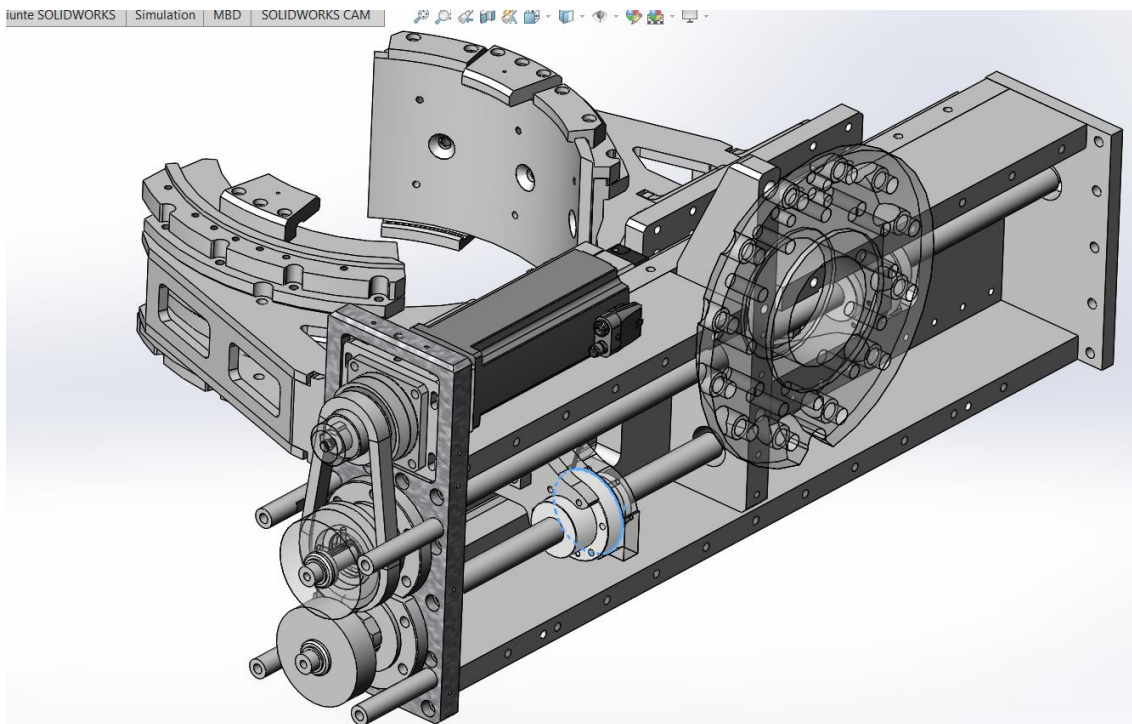


Figura 34 Visibile sulla sinistra, in ordine dall'alto verso il basso, la catena cinematica composta da motore, riduttore, sistema pignone corona e le due ruote dentate per l'inversione del moto.

5.5.2 Dimensionamento dei componenti

Per ottenere un corretto dimensionamento di tutti i componenti, i calcoli da effettuare hanno avuto origine dalle specifiche prioritarie:

- la valutazione della coppia di uscita da applicare ad una singola vite a rulli è fornita sul catalogo
- la velocità di uscita è nota, quella di ingresso è ipotizzabile conoscendo i motori presenti sul mercato
- la dimensione della scatola ove alloggiavano le due viti a rulli deve essere il più contenuta possibile, limitando le dimensioni degli ingranaggi e di conseguenza i rapporti di riduzione

Prima di passare all'analisi della catena cinematica è necessario soffermarsi sul posizionamento dei cuscinetti reggispinta delle viti a rulli. Essi devono essere ancorati al telaio quanto più vicino possibile per mantenere contenute le dimensioni della pinza. Tale vicinanza deve rispettare i limiti di ingranamento delle ruote dentate. In uscita dall'albero dei cuscinetti reggispinta ci sono infatti accoppiate le due ruote responsabili dell'inversione della rotazione delle viti a rulli.

Sapendo il diametro degli alberi sui quali vincolare le ruote, sono state selezionate quelle con il raggio primitivo che assicurasse la resistenza della ruota alla coppia di 30 Nm. La scelta è ricaduta su ruote con diametro primitivo di 93 mm. Il che ha imposto il distanziamento tra i due assi delle viti a 93 mm.

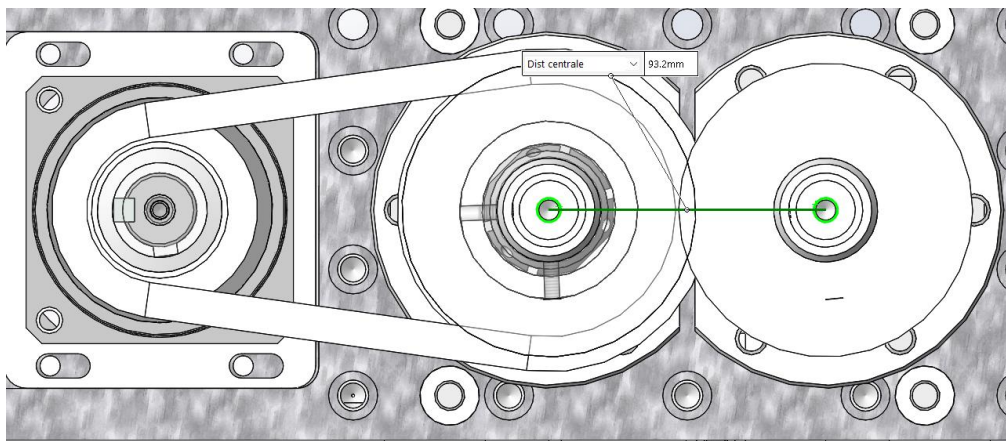


Figura 35 Distanza dell'interasse delle viti a rulli satellite di 93.2 mm

La condizione che detta l'ordine di processo è la coppia.

All'interno del catalogo delle viti a rulli satellite, fornito da Rexroth, è possibile trovare le formule relative alla coppia e potenza motrice.

Tabella 4 Estrapolazione delle formule fornite a catalogo

<p>Coppia motrice M_{ta} Con trasformazione del moto rotativo in moto rettilineo:</p>	$M_{ta} = \frac{F_L * P}{2000 * \pi * \eta}$
<p>Coppia in uscita M_{te} Con trasformazione da moto rettilineo in moto rotativo:</p>	$M_{te} = \frac{F_L * P * \eta'}{2000 * \pi}$
<p>Potenza Motrice P_a</p>	$P_a = \frac{M_{ta} * n}{9550}$

Essendo nel caso di trasformazione del moto rotativo della vite in moto rettilineo della chiocciola la formula corretta è quella per il calcolo della coppia motrice. Sebbene si sia sempre parlato di una forza di stretta di 3000 kg (30kN) totale, andando a studiare correttamente l'apparato è necessario raddoppiare questa forza, in quanto deve essere ripartita ad entrambe le chele della pinza.

$$M_{ta} = \frac{60kN * 5 mm}{2000 * \pi * 0.8} = 59.7 Nm$$

Tale coppia verrà poi equamente ripartita fra viti. È importante sottolineare che le approssimazioni fatte fino ad ora sono tutte per eccesso e atte a garantire una corretta presa:

- il peso massimo dei pignoni è stato identificato con 300 kg, ma attualmente i pignoni più pesanti, realmente lavorati nella linea, raggiungono al massimo i 220kg
- la forza necessaria per il corretto sollevamento dell'ingranaggio è stata calcolata moltiplicando per dieci la massa del pignone (già sovradimensionata). Questo aspetto è ulteriormente in favore di sicurezza, evitando di perdere la presa.

Il sovradimensionamento degli apparati è stato appositamente pensato per un eventuale ampliamento della gamma dei prodotti da lavorare. Come si nota in Figura 36, la forza necessaria allo scorrimento del pignone è ben superiore al valore della sua massa.

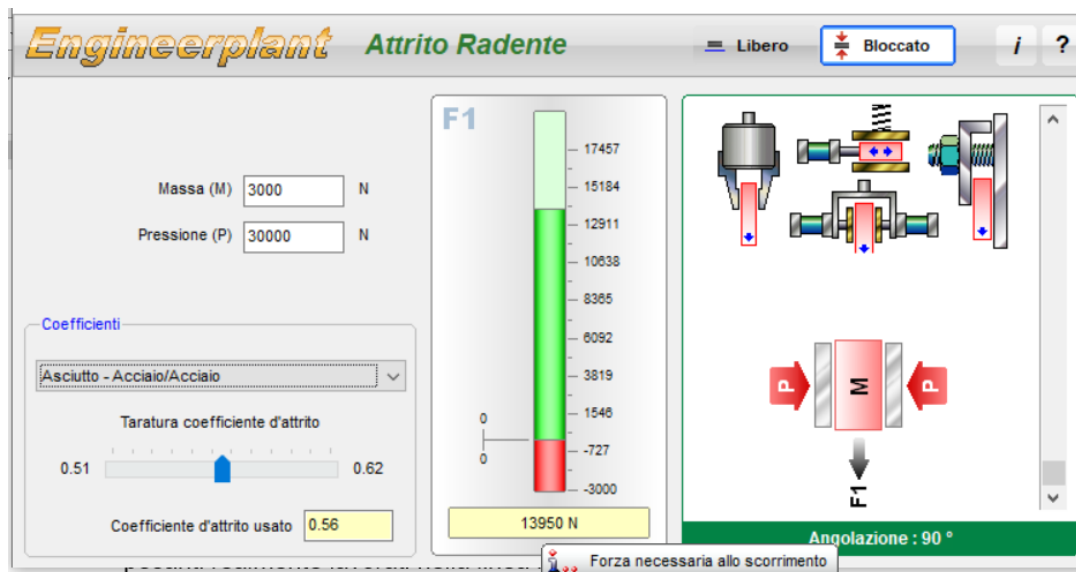


Figura 36 Simulazione delle forze di gravità e attrito agenti al momento della presa

I motori brushless più diffusi sul mercato hanno generalmente velocità nominali di tre entità:

- 3000 rpm
- 4500 rpm
- 6000 rpm

Una maggiore velocità di rotazione permetterebbe sicuramente una diminuzione dei tempi di apertura e chiusura delle chele della pinza. Non avendo però la necessità di velocizzare tali movimenti, a causa dei tempi ciclo molto lunghi dettati dalla macchina dentatrice, utilizzare motori troppo veloci comporterebbe rapporti di riduzione elevati, non utilizzabili perché:

- comportano maggiori stadi di riduzione, il che significa più ingranaggi. Non idonei agli spazi ristretti.
- amplificano troppo la coppia in uscita, rischiando di compromettere la meccanica delle viti a rulli.

È stato allora scelto un motore con velocità nominale di riferimento di 3000 rpm.

Di conseguenza sono scaturiti i calcoli per il rapporto di riduzione.

Data la velocità di traslazione di 10 mm/s, con passo della vite di 5 mm si può risalire alla velocità di rotazione della vite:

$$rpm = \frac{10 \frac{mm}{s} * 60}{5mm} = 120 rpm$$

ed il rapporto di riduzione:

$$i_{tot} = \frac{3000rpm}{120rpm} = 25$$

Nota la riduzione da realizzare è necessario analizzare il sistema pignone corona per garantire il massimo rapporto ammissibile.

Nell'albero della vite che lavora in trazione gli spazi ristretti permettono l'utilizzo di una ruota dentata con raggio primitivo massimo di 102 mm, che si traduce in una ruota con 24 denti. Conoscendo le dimensioni più comuni dell'albero lento di un riduttore (diametro di 25 mm) per garantire una resistenza adeguata della ruota dentata si predilige un mozzo superiore di almeno 30 mm, il quale ha portato alla scelta di un ingranaggio con raggio primitivo di 65mm e 15 denti.

La riduzione del sistema è quindi di: $i_{pc} = \frac{24}{15} = 1.6$

Il riduttore deve essere dimensionato di conseguenza: $i_{rid} = \frac{i_{tot}}{i_{pc}} = \frac{25}{1.6} = 15.5$

Il riduttore selezionato per l'applicazione ha valore standard di 15.

Il rapporto di riduzione dato dall'intero sistema è quindi di: $i_{reale} = i_{rid} * i_{pc} = 15 * 1.6 = 24$

La coppia di stallo che il motore brushless deve fornire per garantire la forza richiesta alle due viti a rulli è pertanto: $M_{mn} = \frac{M_{ta}}{i_{reale} * \eta_{rid} * \eta_{pc}} = \frac{59.7}{24 * 0.9 * 0.9} = 3.07 Nm$

Tra i motori con le caratteristiche e dimensioni più vicine a quelle riscontrate con i calcoli ci sono due componenti prodotti da FESTO AG & Co., con taglia S o taglia M. Avendo medesima velocità nominale, il valore di coppia che il motore deve assicurare è quello relativo alla fase di stallo, in quanto nei momenti più sollecitati lavorerà sempre a velocità nulla e coppia costante.

Il servomotore selezionato è il FESTO EMME-AS-80-M-HS-AMB, visibile nella colonna di destra, per i valori di coppia di stallo superiori a quelli ottenuti con i calcoli:

Technical data					
Flange size		80			
Length		S		M	
Winding		LS	HS	LS	HS
Motor					
Nominal voltage	[V DC]	360	565	360	565
Nominal current	[A]	2.6	1.6	3.7	2.1
Continuous stall current	[A]	3.1	1.8	3.9	2.2
Peak current	[A]	12.4	7.2	15.6	8.8
Nominal power	[W]	750	720	1000	1000
Nominal torque	[Nm]	2.4	2.3	3.2	3.2
Peak torque	[Nm]	11.2	11.2	14.0	14.0
Stall torque	[Nm]	2.8	2.8	3.5	3.5
Nominal rotational speed	[rpm]	3000	3000	3000	3000
Max. rotational speed	[rpm]	4690	4192	4627	4097
Motor constant	[Nm/A]	0.923	1.438	0.865	1.524
Voltage constant (phase-to-phase)	[mV/min]	54.3	95.3	55	97.5
Number of pole pairs		3	3	3	3
Winding resistance	[Ω]	4.6	14.2	2.8	9.0
Winding inductance	[mH]	11.8	36.2	8.4	26.0
Total output moment of inertia					
Without brake	[kgcm ²]	1.40		1.93	
With brake	[kgcm ²]	1.68		2.20	
Shaft load at nominal rotational speed					
Radial	[N]	350		360	
Axial	[N]	70		72	

Figura 37 Specifiche dei motori HS in taglia S ed M

Coppia di uscita data da quella di stallo $\rightarrow M_{viti} = \frac{M_{stallo}}{i_{tot} * \eta_{rid} * \eta_{pc}} = 3.5 * 24 * 0.9^2 = 68.04 Nm$

Ricordando che le tre tonnellate di spinta equivalgono a 59,7 Nm.

Come si evince da quest'ultimo calcolo, il motore di taglia M garantisce una corretta spinta di oltre tre tonnellate per assicurare la presa del pignone. Garantendo anche un certo margine per eventuali future lavorazioni che richiedano forze più elevate.

5.6 Sostituzione della pinza

La linea in questione si occupa, come già descritto, della dentatura di pignoni eolici. Tali pignoni sono destinati a diverse aziende produttrici di pale eoliche, il che si traduce in diverse esigenze di dimensioni per il loro corretto adattamento nel cuore delle turbine. Gli ingranaggi sono forniti come semilavorati che hanno già subito la fase di tornitura e di dentatura del profilo scanalato, in diverse taglie da lavorare con le macchine di Bonfiglioli S.p.a. La presenza di diverse partite di pignoni comporta l'esigenza di ottimizzare l'ordine delle lavorazioni dentando in sequenza tutti gli ingranaggi con le medesime caratteristiche. Completata la lavorazione di tutti i pezzi di una data tipologia, l'isola di lavoro deve essere preparata per la nuova varietà.

La preparazione comporta varie modifiche da apportare alle macchine utensili:

Nella stazione 2 \rightarrow devono essere sostituiti gli utensili per la realizzazione della dentatura montando sulla macchina il creatore e la fresa per la sgrossatura delle corrette dimensioni. Inoltre, deve essere caricato, via software, il corretto programma di lavorazione da fare eseguire alla macchina.

Nella stazione 4 \rightarrow devono essere sostituiti, a fine vita, le teste dei robot responsabili della smussatura ed eliminazione della bava residua e della spazzolatura. L'adattamento delle movimentazioni alle nuove dimensioni del pignone è intrinseco al caricamento del programma corretto.

Nella pinza \rightarrow per garantire una presa salda su pignoni di diverso raggio le ganasce della pinza devono avere lo stesso raggio della ruota dentata, in modo da generare una superficie di contatto il più estesa possibile

Nell'isola già esistente, con la quale abbiamo più volte fatto un confronto, l'operazione di modifica del raggio delle ganasce è piuttosto complessa e laboriosa. Il sistema infatti prevede l'intera sostituzione di entrambi i becchi della pinza con quelli aventi il corretto raggio compatibile ai nuovi prodotti da lavorare. A complicare la procedura subentrano i pesi rilevanti da movimentare: ciascun becco ha un peso di circa 60 kg, il che comporta la necessità di ancorarli ad un paranco per movimentarli, con tutti i rischi annessi dalla sospensione di un oggetto con tale massa.

Per la nuova struttura è stato richiesto un sistema più pratico e sicuro per l'esecuzione di tale mansione. Il tecnico progettista, Maicol Pasini, ha dovuto ideare un dispositivo in grado di superare tutte le mancanze o i difetti presenti nella macchina precedente. Come primo step ha deciso di evitare la sostituzione completa dei becchi, lasciandoli così sempre vincolati ai pattini su cui scorrono, il che ha comportato all'introduzione di una soluzione alternativa per variare il raggio del modulo di presa.

L'obiettivo era ideare un sistema che permettesse di variare la geometria della ganaschia senza ridurne le caratteristiche meccaniche. Per rendere più flessibile il processo di presa automatizzato, un metodo efficace è la sostituzione manuale o automatica dei moduli di presa.

Nello specifico, il sistema consiste nel posizionamento in corrispondenza dell'interno delle ganasce di appositi distanziali a raggio interno variabile (Figura 39). La loro geometria è paragonabile a quella di una parte di corona circolare avente raggio esterno fisso (corrispondente a quello della ganaschia "spoglia"), e raggio interno compatibile con la dimensione del pignone da lavorare. Essi sono composti da tre elementi:

- Piastra a scorrimento radiale;
- Il distanziale, ossia la riduzione del raggio del modulo presa;
- i denti, ossia i supporti che sorreggono il pignone durante il posizionamento all'interno del vulcano.

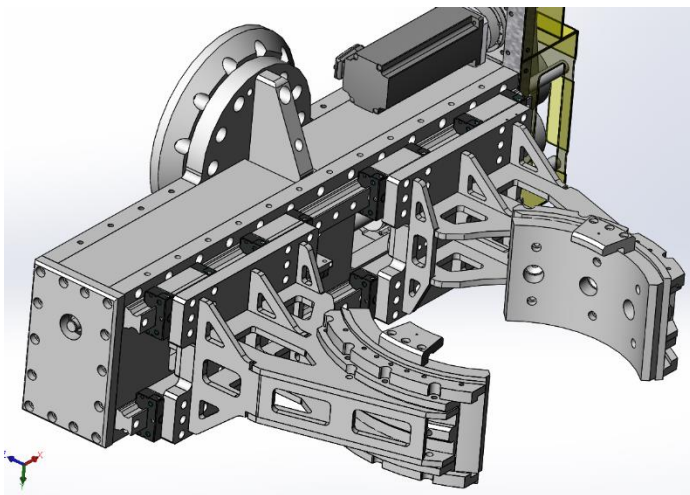


Figura 38 Pinza con moduli di riduzione



Figura 39 Modulo di presa, visibili la guida posteriore per l'accoppiamento al becco, la zeppa ed il dente di supporto

La piastra a scorrimento radiale e la chela fissa sono accoppiate e visibili in Figura 38.

Nella fase di set-up la piastra a scorrimento radiale, tramite profilo a "L", viene inserita nella chela.

Il tutto viene assicurato con l'ausilio di 3 bulloni M12, la zeppa è invece vincolata alla piastra di scorrimento radiale da 6 viti M8.

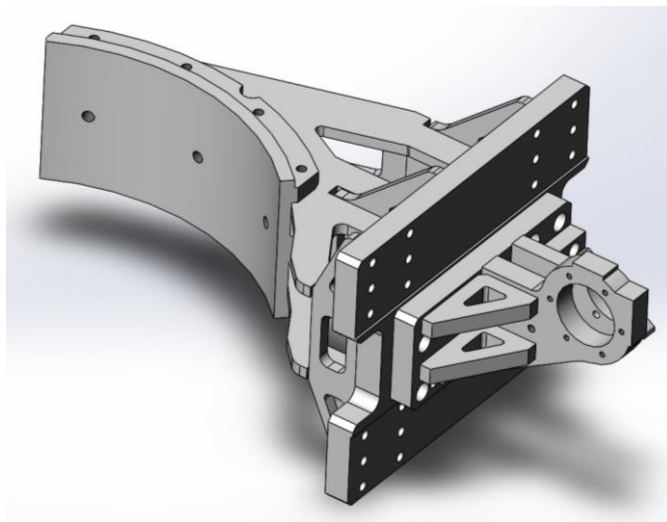


Figura 40 Struttura della ganascia priva di modulo di presa

5.7 Scelte utilizzate

Come descritto durante l'elaborato per la realizzazione della pinza sono state effettuate più decisioni in accordo con le specifiche di progetto e i vincoli fisici del robot e dei meccanismi.

La pinza ultimata è così composta:

- la struttura è quasi interamente realizzata in alluminio FIBRAL, impiegato per la diminuzione del peso complessivo a discapito della resistenza della struttura. Le parti in ferro sono quelle più sollecitate, come il modulo di presa e la piastra sulla quale esso viene imbullonato;
- la movimentazione è di tipo elettrica, utilizzando un motore brushless da 3.5 Nm di coppia di stallo e 720 W;
- il sistema di presa, atto a garantire una stretta di tre tonnellate, è composto da due viti a rulli satellite sulle quale sono assicurate le due ganasce;
- lo scorrimento di ciascuna ganascia avviene su quattro pattini, sfruttando la tecnologia delle guide a rulli su rotaia;
- la riduzione principale è compiuta dal riduttore in cascata al motore, avendo un rapporto di riduzione $i=15$ a due stadi;
- la trasmissione dall'albero lento del riduttore alla vite a rulli satellite è garantita dal sistema corona-pignone. La riduzione applicata è data dall'inverso del rapporto di trasmissione:
$$\tau = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{15}{24} = 0.625 \rightarrow i_{rid} = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{0.625} = 1.6$$
- la riduzione del sistema di trasmissione assicura una buona velocità di apertura e chiusura dei becchi, garantendo una coppia in uscita di almeno 30 Nm

6 Conclusioni

La fase di progettazione e costruzione dell'isola di lavoro per la dentatura di pignoni eolici ha necessitato di un costante confronto tra le parti, rispettivamente CONSTRUCTA s.r.l. come commissionario e Bonfiglioli S.p.a come committente.

La competenza del team di lavoro, integrata da un'efficace comunicazione e interscambio con le aziende esterne coinvolte nell'attuazione dell'impianto, ha portato, attraverso una rapida successione di scelte progettuali, alla sua effettiva realizzazione nell'arco di alcuni mesi.

L'esperienza dei progettisti porta di frequente ad effettuare valutazioni e stime senza applicare rigorosamente le procedure di analisi e calcolo apprese nel corso di studi accademici, arrivando velocemente ad un risultato comunque efficace.

La descrizione di tutti gli step progettuali, acquisita attraverso il "racconto" del team, è stata proposta in ordine logico, esplicitando i passaggi, le scelte, le modifiche in corso d'opera, assunte in parte empiricamente. Ciascun passaggio è stato quindi verificato attraverso gli strumenti analitici acquisiti dagli studi delle diverse materie del percorso universitario, spaziando dalla meccanica applicata alle macchine, alla meccanica degli azionamenti alla tecnica delle costruzioni meccaniche.

Da questa analisi ho potuto constatare che la creatività e l'esperienza di campo dei progettisti sono sempre supportate da una puntuale e solida conoscenza teorica che ricorre, in particolare, nella risoluzione delle situazioni di criticità che possono emergere nella fase di progettazione e di realizzazione.

Bibliografia

ABB robotics “dati tecnici del prodotto” IRB 8700

ABB robotics datasheet IRB 8700

Catalogo di CAMAR spa, ROEMHELD Hilma-Stark

Catalogo FESTO “Servo motors EMME-AS”

Catalogo Sumitomo Drive Technologies “New IB Series P1 Type”

Carricato M. Dispensa di appunti: scelta motoriduttore

Legnani G., Tiboni M., Adamini R., Meccanica degli Azionamenti – Vol. 1 Azionamenti elettrici, Progetto Leonardo, Bologna, 2003.

Funaioli E. – Maggiore A. – Meneghetti U., Lezioni di meccanica applicata alle macchine – Prima Parte: Fondamenti di meccanica delle macchine, Patron, Bologna, 2005

Funaioli E. – Maggiore A. – Meneghetti U., Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine - Seconda Parte: Elementi di Meccanica degli Azionamenti, Patron, Bologna, 2009.

Rexroth Bosch Group “Manuale di Tecnica Lineare”

Ringraziamenti

Il primo ringraziamento, sentito e dovuto, è rivolto a Giorgio Bernacchi, che mi ha permesso di conoscere il mondo dell'automazione di fabbrica dandomi la possibilità di svolgere tirocinio presso l'azienda CONSTRUCTA SISTEMI S.r.l, facendo crescere il mio bagaglio di conoscenze e competenze.

Ringrazio i ragazzi dell'azienda, che mi hanno aiutato e guidato durante il mio percorso, in particolare il tecnico Maicol Pasini, il quale mi ha dato la possibilità di svolgere la tesi su questo progetto, ripercorrendo insieme a me tutti i passaggi svolti per arrivare alla sua realizzazione.

Ringrazio i professori Giangiacomo Minak e Marco Troncossi per le indicazioni fornite.

Ringrazio Claudio Gaudenzi, il quale mi ha concesso (in piena sicurezza) un tour guidato all'interno dello stabilimento Bonfiglioli S.p.A., spiegandomi nel dettaglio tutta la linea di lavorazione dei pignoni eolici.

Ringrazio infine i miei assidui lettori, i quali hanno aiutato a rendere l'elaborato come si presenta.