

Corso di Laurea Magistrale in  
**INGEGNERIA MECCANICA**



**Politecnico  
di Torino**

**Progettazione e sviluppo di un prototipo  
per una soluzione alternativa  
di servofreno di stazionamento**

**Relatore**

Ch.mo Prof. Ing.  
Giuseppe QUAGLIA

**Candidato**

Lorenzo TOCCACELI  
S278410

**Correlatore**

Dott. Ing.  
Giovanni COLUCCI

A.A. 2022/2023  
*Dicembre 2023*

*“A me stesso,  
per la determinazione e la costanza con cui ho  
affrontato, fra alti e bassi, il mio percorso di laurea  
arrivando all’obiettivo finale e .... ai miei genitori  
per il sempre fiducioso e amorevole supporto”*

*“Un sincero ringraziamento  
al Prof. G. Ing. Quaglia per la fiducia dimostrata  
ed al Dott. Ing. Colucci per la attenta disponibilità  
e per i preziosi suggerimenti”*

# SOMMARIO

## INTRODUZIONE E OBIETTIVI DEL LAVORO

|        |  |    |
|--------|--|----|
| 1.     | STATO DELL' ARTE .....   | 1  |
| 1.1.   | Principali architetture di EPB attuali.....                            | 4  |
| 1.2.   | IL Sistema EPB.QI.....   | 6  |
| 2.     | PROGETTAZIONE FUNZIONALE.....  | 9  |
| 2.1.   | Analisi dei requisiti progettuali per i sistemi EPB.....               | 9  |
| 2.2.   | Analisi cinematica del meccanismo EPB.QI.....                          | 16 |
| 2.2.1. | Configurazione nella fase di accostamento.....                         | 19 |
| 2.2.2. | Configurazione di incipiente serraggio.....                            | 19 |
| 2.2.3. | Configurazione nella fase di serraggio.....                            | 20 |
| 2.2.4. | Configurazione di punto morto.....                                     | 21 |
| 2.2.5. | Configurazione di irreversibilità cinematica.....                      | 23 |
| 2.3.   | Analisi energetica del meccanismo EPB.QI.....                          | 25 |
| 2.4.   | Analisi dinamica del meccanismo EPB.QI.....                            | 26 |
| 2.4.1. | Fase di accostamento.....  | 33 |
| 2.4.2. | Configurazione di incipiente serraggio.....                            | 34 |
| 2.4.3. | Fase di serraggio.....   | 35 |
| 2.4.4. | Configurazione di punto morto.....                                     | 36 |
| 2.4.5. | Configurazione di irreversibilità cinematica.....                      | 38 |
| 2.4.7. | Problematiche dell'extra-corsa.....                                    | 40 |
| 2.5.   | Approfondimento sul meccanismo di arresto.....                         | 43 |
| 3.     | PROGETTAZIONE ESECUTIVA.....   | 52 |
| 3.2.1. | Soluzione 1: Meccanismo su piani paralleli.....                        | 58 |
| 3.2.2. | Soluzione 2: Meccanismo a guida singola.....                           | 60 |
| 3.2.3. | Soluzione 3: Meccanismo speculare.....                                 | 62 |
| 3.2.4. | Soluzione 4: Meccanismo a doppia guida.....                            | 64 |
| 3.3.   | Sviluppo di un banco prova ad azionamento manuale.....                 | 67 |
| 3.4.   | Confronto degli ingombri e implicazioni costruttive.....               | 70 |
| 3.5.   | Scelta della molla di innesco.....                                     | 72 |
| 3.5.1. | Criteri di scelta della molla.....                                     | 72 |
| 3.6.   | Meccanismo generatore di forza lato utilizzatore.....                  | 75 |
| 4.     | CONCLUSIONI.....   | 85 |
| 5.     | APPENDICE.....   | 87 |
| 5.1.   | Diagrammi di corpo libero per il calcolo delle reazioni vincolari..... | 87 |
| 5.1.1. | Fase accostamento.....   | 87 |
| 5.1.2. | Incipiente serraggio.....  | 89 |
| 5.1.3. | Serraggio.....   | 90 |
| 5.2.   | Distinta base dei componenti del banco prova.....                      | 91 |
| 6.     | Bibliografia.....  | 95 |

## **INTRODUZIONE E OBIETTIVI DEL LAVORO**

L'oggetto di studio del presente lavoro di tesi ha affrontato lo sviluppo di un banco prova inerente ad una innovativa trasmissione meccanica per freni di stazionamento elettrici.

Questo è rappresentato dal servosistema di stazionamento elettronico (EPB) e, in modo particolare, dal sistema meccanico che consente di generare, partendo da un attuatore, l'effetto utile richiesto dall'applicazione, ovvero principalmente lo stazionamento del veicolo. Attraverso uno studio di progettazione, l'obiettivo è lo sviluppo e la realizzazione di un prototipo del sistema suddetto proponendone una soluzione innovativa e alternativa rispetto a quanto presente attualmente sul mercato, con particolare riferimento al sistema EPB realizzato dal produttore SKF.

Il primo capitolo è dedicato alla analisi del contesto storico dei freni di stazionamento e presenza un'analisi qualitativa delle soluzioni commerciali attualmente presenti sul mercato, evidenziandone le principali caratteristiche. Successivamente, viene introdotto l'innovativo sistema oggetto di studio, denominato EPB.QI, che verrà presentato e discusso in maniera più approfondita nei capitoli successivi.

Nel secondo capitolo vengono descritti, con particolare attenzione, i requisiti progettuali, principalmente espressi in termini di corse e forze trasmesse, che tali dispositivi sono chiamati a soddisfare. Sulla base di tali requisiti viene condotta una progettazione funzionale del dispositivo, ovvero l'analisi di tutti gli aspetti che riguardano il funzionamento del meccanismo. L'analisi cinematica consente di evidenziare le configurazioni caratteristiche del meccanismo articolato atte a soddisfare i requisiti progettuali. L'analisi dinamica consente, dopo aver introdotto tutti gli elementi necessari al funzionamento complessivo del meccanismo, di evidenziare i problemi di natura tecnica che discendono da alcune considerazioni riguardanti l'equilibrio di forze tra i vari componenti del sistema.

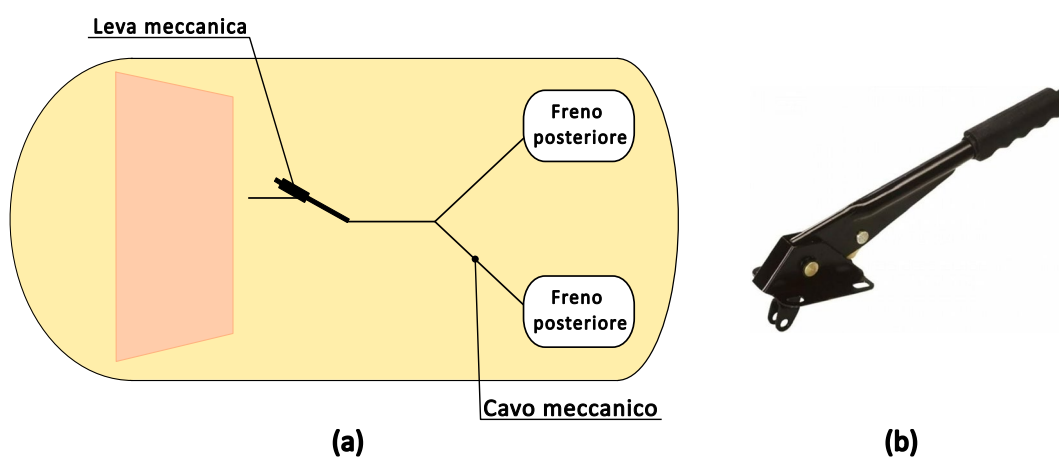
Con il terzo capitolo si affronta la progettazione esecutiva, ovvero la scelta dei componenti reali che riproducono gli elementi introdotti nella progettazione funzionale. In tal senso, verranno utilizzati componenti commerciali mentre la parte meramente strutturale sarà realizzata con fabbricazione additiva FDM. In ultima analisi, dopo aver effettuato il montaggio dell'EPB.QI si verifica il principio di funzionamento del sistema evidenziando le sue configurazioni principali e assicurandosi della corretta evoluzione predetta, solo in teoria, nella progettazione funzionale.

## 1. STATO DELL' ARTE

Il freno di stazionamento è un componente presente sull'autoveicolo con la funzione di garantirne il bloccaggio durante le soste ed eventualmente utilizzabile come freno di emergenza nel caso di malfunzionamento dei freni di servizio [1]. È pertanto un componente di integrazione del sistema di frenatura idraulica primaria e strutturalmente separato da quest'ultimo in quanto agisce, tipicamente, sulle ruote posteriori del veicolo. [2]

Dal punto di vista storico, la diffusione del freno di stazionamento è stata piuttosto tardiva perché inizialmente non ritenuto un elemento strettamente necessario in quanto venivano semplicemente fissati il pedale o la leva in una determinata posizione. Di fatto, a partire dall'inizio del XX secolo si registrò un miglioramento delle prestazioni del motore, tradotto nella pratica in un aumento della coppia e della velocità e quindi della potenza erogabile. La concomitante esigenza di sviluppare una elevata coppia frenante portò all'introduzione dei primi sistemi idraulici a tamburo ma il freno di stazionamento non rappresentava ancora un reale bisogno perché il bloccaggio del veicolo veniva garantito dai freni di servizio. Solo con la diffusione su larga scala dell'autoveicolo, e con la maggiore attenzione agli aspetti prestazionali e di sicurezza, si sono affermati i primi freni di stazionamento come elemento indispensabile ed indipendente dal sistema di frenatura primaria [3].

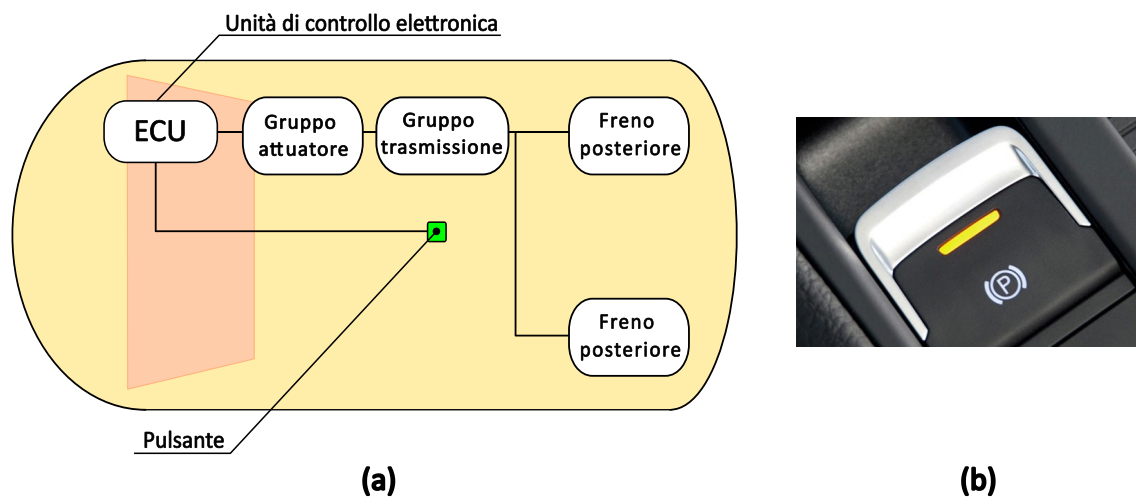
Tradizionalmente di tipo meccanico (o manuale), il funzionamento del freno di stazionamento prevedeva, tramite l'azionamento manuale di una leva o di un pedale posizionati all'interno del veicolo, il tensionamento di un cavo meccanico che permetteva, a sua volta, alle pastiglie (sui freni a disco) o alle ganasce (sui freni a tamburo) di entrare in contatto con il tamburo solidale alle ruote posteriori, generando l'attrito necessario al bloccaggio del veicolo [4]. Nella Figura 1 è riportato uno schema generale di azionamento tramite leva di un freno di stazionamento meccanico.



*Figura 1 – Schema generale di azionamento di un freno di stazionamento meccanico:*

*(a) a leva e (b) particolare di una leva di azionamento*

Nonostante fossero caratterizzati da un design semplice ed efficace, i freni di stazionamento meccanici presentavano alcuni inconvenienti tra cui la possibilità di lasciare il freno parzialmente inserito accelerando di fatto l'usura delle pastiglie o il possibile sbandamento del veicolo nel caso di frenatura di emergenza [5]. In aggiunta, la crescente richiesta di tecnologie automobilistiche avanzate in grado di garantire sempre maggiore sicurezza e comfort ha contribuito, a partire dall'anno 2000, alla progressiva sostituzione del freno di stazionamento meccanico con un freno di stazionamento elettronico (EPB) [2]. Questa tipologia di freno prevede, utilizzando il medesimo principio di funzionamento, che un gruppo attuatore, comprendente tutti gli elementi necessari a generare la forza di bloccaggio del veicolo, venga azionato, invece che con una leva o un pedale meccanici convenzionali, tramite un semplice interruttore collegato all'unità di controllo elettronica (ECU) [6]. Il posizionamento e l'integrazione del gruppo di attuazione, seguito da un gruppo di trasmissione, nel sistema complessivo dipende dall'architettura adottata. Nella Figura 1 è riportato uno schema generale di azionamento di un freno di stazionamento elettronico [7].



**Figura 2 – Schema generale di azionamento di un freno di stazionamento elettronico: (a) e particolare di un pulsante di azionamento (b)**

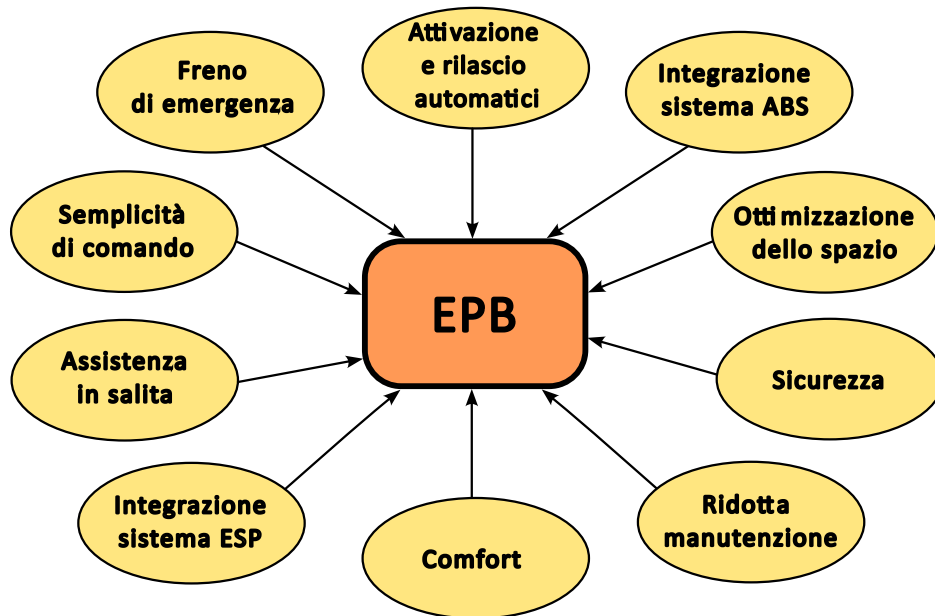
Tutt'oggi, data la sempre maggior esigenza in termini di requisiti tecnici, ambientali, di automazione e di integrazione nei sistemi di rete, i sistemi di freno di stazionamento si stanno evolvendo notevolmente ma allo stesso tempo, a causa della complessità realizzativa delle differenti soluzioni sul mercato, non si riesce ancora a raggiungere una piena convenienza economica [3]. Ulteriori svantaggi rispetto ad un freno manuale sono la difficoltà di raggiungimento del comando in caso di emergenza (più adeguata una leva di grandi dimensioni rispetto ad un piccolo pulsante) e maggiori costi di riparazione e complessità di intervento nel caso di guasto al motore elettrico (non presente nel sistema di frenatura manuale) [8].

Tuttavia, i sistemi EPB, oltre a garantire maggiore sicurezza e affidabilità nei compiti base di applicazione e rilascio del freno tramite interruttore (funzione di freno statico) e di frenata di emergenza (funzione di freno

dinamico), offrono numerose funzionalità complementari (Figura 3) rispetto ai freni di stazionamento convenzionali che di solito sono facoltative e dipendono dalla strategia del produttore [3] [5] [7] [8] [9] [10] [11]:

- Ottimizzazione dello spazio all'interno del veicolo grazie all'assenza di pedali o leve meccaniche a favore dell'introduzione di un semplice interruttore e relativa maggiore libertà di posizionamento;
- Attivazione e rilascio automatici del freno nel caso, rispettivamente, di spegnimento e accensione del motore;
- Maggiori comfort e semplicità di comando grazie alla pressione di un semplice pulsante che richiede uno sforzo ridotto;
- Integrazione con il sistema anti-bloccaggio (ABS) e il sistemi di controllo elettronico della stabilità (ESP) assicurando una decelerazione sicura e controllata;
- Ridotta manutenzione grazie all'assenza di pedali o leve meccaniche.
- Assistenza in salita, impedendo per qualche secondo all'auto di indietreggiare quando si rilascia il normale pedale del freno.

In Figura 3 sono riassunte le principali caratteristiche dei sistemi EPB in commercio.

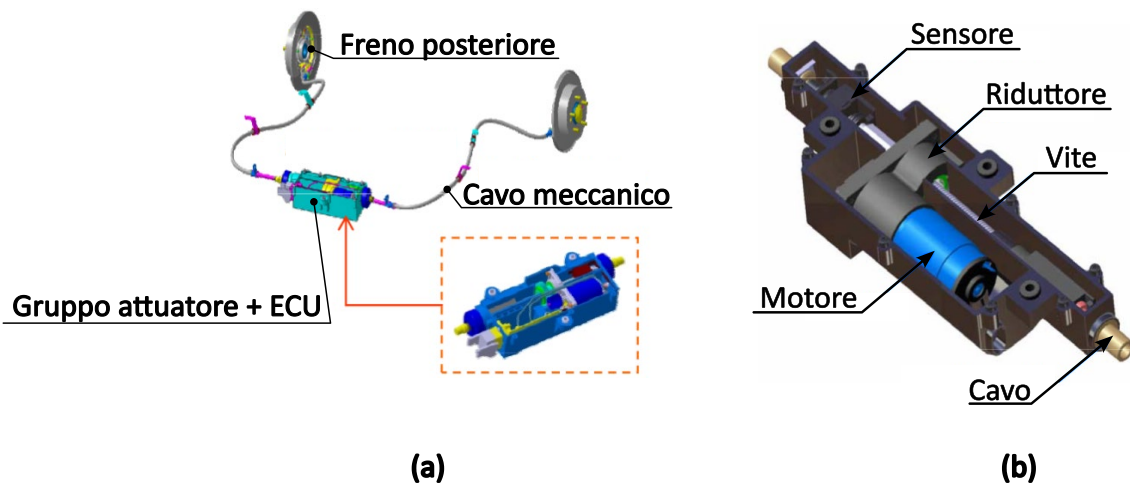


*Figura 3 – Principali caratteristiche dei sistemi EPB*

## 1.1. Principali architetture di EPB attuali

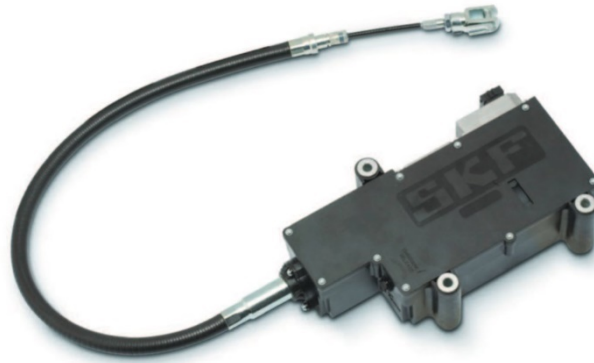
Al giorno d'oggi, il mercato offre due principali soluzioni strutturali di freno di stazionamento elettronico: il sistema tiracavo (*Cable-Puller*) e il sistema integrato nella pinza freno (*Integrated Caliper*).

La trasmissione del tipo "*Cable Puller*" rappresenta una soluzione ibrida tra la nuova e la tradizionale tecnologia [5] perché sfrutta, al posto di un una leva o un pedale manuali, un attuatore elettrico bidirezionale che, comunque, agisce, attraverso un riduttore e una trasmissione vite-madrevite, tirando o rilasciando un cavo meccanico che è collegato al freno a tamburo posteriore. Tale cavo, non dovendo collegare i freni posteriori con un azionamento manuale relativamente distante, risulta di dimensioni più contenute rispetto ad una soluzione tradizionale. La trasmissione è indipendente dal sistema frenante principale consentendo una più semplice integrazione in una architettura meccanica preesistente nonché la possibilità di progettare un unico EPB per tutto il veicolo [7]. Inoltre, la presenza del cavo offre la possibilità di collocare l'EPB anche in una posizione remota rispetto agli elementi frenanti e maggiormente conveniente dal punto di vista della manutenzione. Tuttavia, data la ridotta rigidità del cavo, l'attuatore deve incrementare la sua corsa e garantire una coppia maggiore. In Figura 4 è rappresentato un esempio di integrazione di un sistema EPB del tipo "*Cable Puller*" (a) e i principali elementi costruttivi (b) [12] mentre in Figura 5 è riportato il gruppo di attuazione "*SKF Electronic Parking Brake*" [13].



*Figura 4 – Schema di integrazione di un sistema EPB del tipo: (a) "Cable Puller" e (b) principali elementi costruttivi [12]*





*Figura 5 - SKF Electronic Parking Brake [13]*

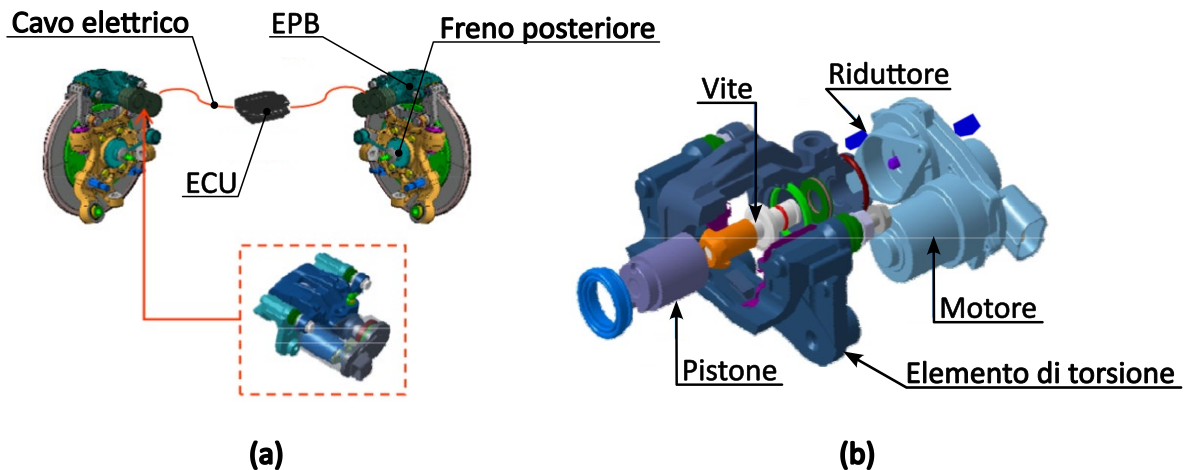
La trasmissione del tipo “*Integrated Caliper*” prevede l’assenza del cavo meccanico e l’integrazione di un piccolo motore elettrico e del relativo sistema di trasmissione all’interno di ognuno dei due gruppi pinza freno delle ruote posteriori, bloccate dunque in maniera indipendente [5]. Pertanto, questa architettura prevede un collegamento tra i motori e l’unità di controllo utilizzando dei cavi elettrici. Questa architettura prevede anch’essa, in generale, l’utilizzo un sistema di riduzione ad ingranaggi e una trasmissione vite-madrevite in modo da riuscire, partendo da un piccolo motore, a garantire al pistone, mosso dalla vite e spinto da quest’ultima contro le pastiglie del freno a disco, l’opportuno valore di forza richiesto dall’applicazione [7] [12].

In aggiunta, si ottiene una maggiore compattezza e, per via dell’assenza del cavo meccanico, maggiore flessibilità nella realizzazione del telaio del veicolo [5].

Di contro, tale trasmissione è caratterizzata da una maggiore difficoltà costruttiva dovendo utilizzare un sistema di attuazione per ogni ruota, con annesso aumento dei costi e degli ingombri. Inoltre, proprio per come è realizzata la trasmissione, è necessario garantire, oltre ad una frenata di tipo statico (bloccaggio del veicolo), anche una frenata di tipo dinamico (veicolo in movimento), comportando una non trascurabile complessità di integrazione, in termini costruttivi e di controllo, all’interno del sistema frenante principale [14].

Ovviamente, la scelta della tipologia di trasmissione dipende dalle specifiche esigenze economico-costruttive in fase di progettazione del veicolo [15].

In Figura 6 è rappresentato un esempio di integrazione di un sistema EPB del tipo “*Integrated Caliper*” (a) e i principali elementi costruttivi (b) [12].



(a) *“Integrated Caliper”* e (b) *principali elementi costruttivi* [12]  
 Figura 6 – Schema di integrazione di un sistema EPB del tipo:

## 1.2. IL Sistema EPB.QI

Sulla base di quanto illustrato si può definire l'EPB come un sistema mecatronico, quindi un insieme di componenti meccanici ed elettronici, in grado di generare la forza di serraggio necessaria a mantenere il veicolo in sicurezza. Nonostante le differenze evidenziate in precedenza, le due principali architetture di EPB presenti sul mercato, *“Cable Puller”* e *“Integrated Caliper”*, possono essere ricondotte ad uno schema comune costituito dai seguenti elementi (Figura 7):

- L'interruttore, che viene fisicamente premuto in maniera da azionare il sistema EPB;
- La centralina elettronica ECU, che impartisce il segnale elettrico al gruppo attuatore e svolge funzioni di controllo;
- Il gruppo attuatore, che, a partire da un segnale elettrico in ingresso, genera la forza di serraggio atta a garantire la messa in sicurezza del veicolo e comprende:
  - Il motore (o servomotore) elettrico, che genera la coppia  $C_M$ , alla velocità angolare  $\omega_M$ , necessaria all'azionamento del freno;
  - Il riduttore, che ha la funzione di elevare la coppia  $C_M$  ad un valore  $C_R$ , richiesto dagli elementi successivi e riducendo di pari passo la velocità angolare ad un valore  $\omega_R$ ;
  - Il meccanismo di conversione del moto, che trasforma il moto rotativo, caratterizzato dalla velocità  $\omega_R$ , e la coppia  $C_R$  in un moto lineare caratterizzato da una velocità  $y$  e da una forza  $F_U$  richieste dall'applicazione. È tipicamente costituito da una trasmissione vite-madrevite, una trasmissione che, sebbene sia caratterizzata da una

bassa efficienza meccanica a causa della dissipazione dovuta a fenomeni di attrito, offre la possibilità di ottenere un elevato rapporto di riduzione in un ingombro contenuto [16];

- Il meccanismo di irreversibilità del moto, indispensabile a garantire che in assenza di alimentazione dell'attuatore si possa evitare il trascinamento dell'asse motore e il conseguente rilascio indesiderato del freno di stazionamento. Nel caso di utilizzo di una trasmissione vite-madrevite, la caratteristica di irreversibilità viene ottenuta dalla stessa trasmissione attraverso la scelta di un opportuno angolo della filettatura della vite. Pertanto, sotto queste condizioni, i meccanismi di conversione e irreversibilità sono un tutt'uno;
- Il cedente, che può essere genericamente indicato come l'utilizzatore finale del sistema EPB e che si connette fisicamente agli elementi frenanti che agiscono sulle ruote posteriori del veicolo. Ad esempio, con riferimento le Figure 4-5, il cedente è rappresentato dal cavo meccanico di collegamento con i freni posteriori nel sistema "Cable Puller" e dal pistone, che andrà poi in contatto con le pastiglie, nel sistema "Integrated Caliper". Il suo comportamento può essere descritto da una caratteristica che lega la forza richiesta dall'utilizzatore  $F_U$  alla sua corsa  $Y$ .

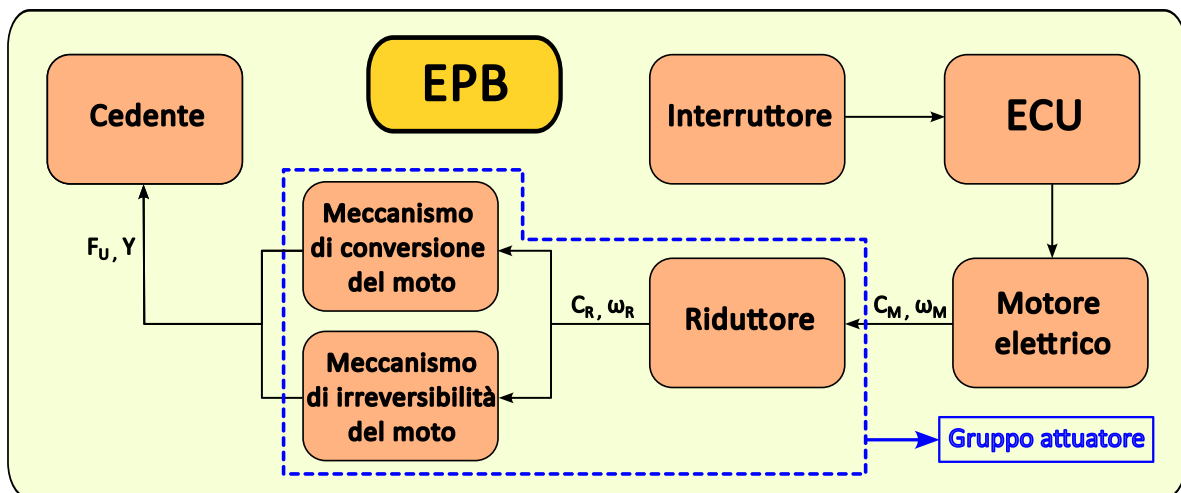


Figura 7 – Schema di un generico sistema EPB

L'idea innovativa alla base del sistema EPB.QI, appartenente alla tecnologia "Cable Puller", è l'introduzione di un meccanismo articolato riconfigurabile che consente, previo dimensionamento, di ottenere il rapporto di trasmissione congeniale ai livelli di forza richiesti dall'applicazione. Il sistema svolge, quindi, a tutti gli effetti la funzione del riduttore ma, a differenza di quest'ultimo che lavora su una coppia, agisce amplificando una forza. Pertanto, è necessario prevedere, a monte del meccanismo di amplificazione, un meccanismo di

conversione del moto (Figura 8) che ha la funzione di trasformare la coppia in uscita dal motore in una forza di azionamento in ingresso al sistema stesso. Inoltre, le caratteristiche cinematiche del meccanismo articolato permettono, come si vedrà successivamente, di integrare al suo interno anche il requisito di irreversibilità del moto richiesto dall'applicazione. Il meccanismo articolato, visto come black box, lega funzionalmente la caratteristica di forza richiesta dall'utilizzatore  $F_U$  e una forza di attuazione in ingresso  $F_A$  con la corrispondente corsa  $X$ .

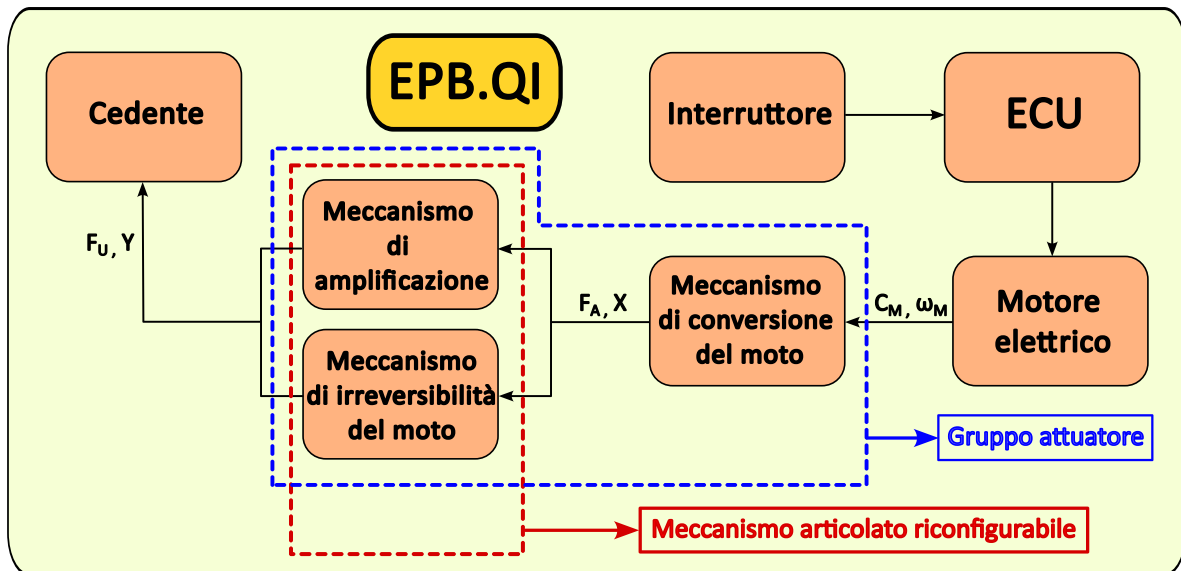


Figura 8 – Schema dell'EPB.QI

## 2. PROGETTAZIONE FUNZIONALE

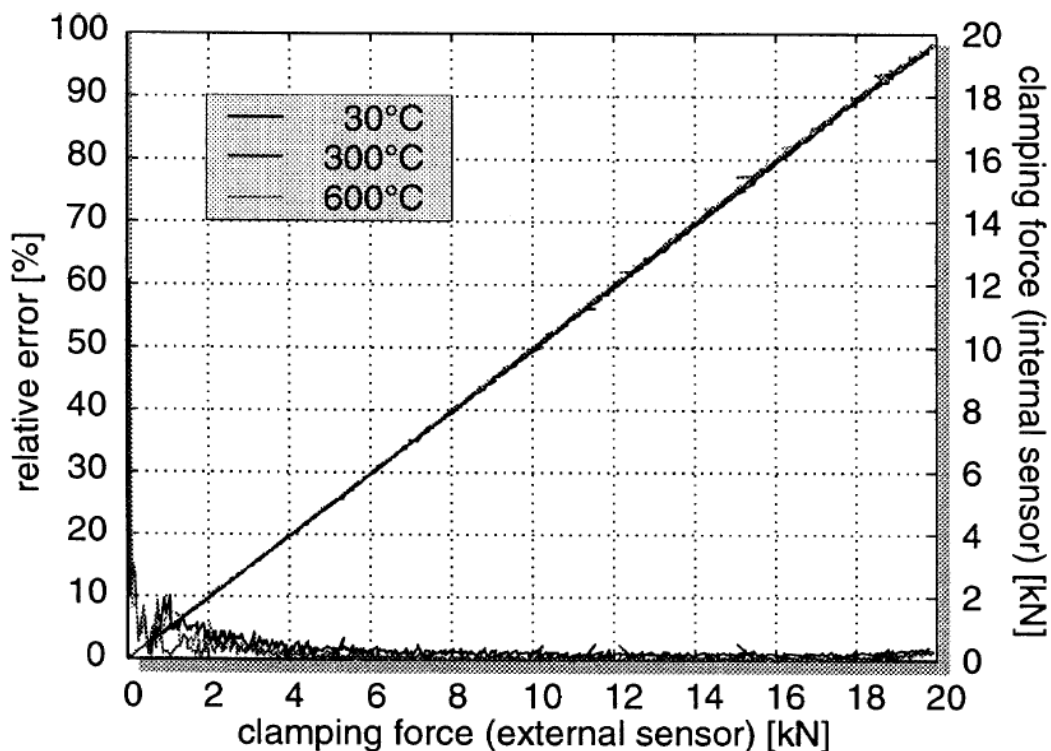
### 2.1. Analisi dei requisiti progettuali per i sistemi EPB

La progettazione di un generico sistema EPB si basa su alcuni requisiti fondamentali:

- Durabilità: il sistema deve garantire il corretto funzionamento per uno specifico numero minimo di variazioni di carico, solitamente pari a 100.000 e avendo raggiunto il massimo valore della forza di serraggio [9]. Si cerca, a tal fine, di far lavorare il motore nelle condizioni di maggiore efficienza [12];
- Tempo di risposta: il sistema deve garantire l'azionamento e il rilascio del freno negli intervalli di tempo prestabiliti, in genere dell'ordine di  $[0.5 \div 2]$  s, [9];
- Adattabilità alle condizioni di usura: il sistema deve, tramite un opportuno algoritmo di controllo, deve essere in grado di modificare il suo comportamento in conseguenza dell'inevitabile usura che si verifica a livello degli elementi frenanti;
- Caratteristiche cinematiche: al variare delle condizioni di funzionamento, le specifiche di corsa minima e massima devono essere sempre rispettate [14];
- Caratteristiche dinamiche: la forza massima richiesta per il serraggio deve essere sempre garantita [9];
- Caratteristiche di irreversibilità: in assenza di alimentazione del motore, il sistema deve evitare un rilascio indesiderato del freno di stazionamento.

Nel presente lavoro ci si concentrerà con maggiore attenzione sugli ultimi quattro requisiti. In particolare, il sistema EPB.QI, caratterizzato dalla presenza di un meccanismo articolato riconfigurabile, si dimostra ampiamente versatile in termini specifiche di corsa e di forza: queste sono dipendenti dal rapporto di trasmissione, una caratteristica cinematica del meccanismo che può essere modificata variandone la geometria. Inoltre, la presenza di una configurazione singolare del meccanismo, denominata configurazione di "punto morto", consente, come si vedrà, di ottemperare al requisito di irreversibilità.

Le specifiche di forza e di corsa, legate alle prestazioni del meccanismo, variano a seconda del produttore per cui non trovano riscontro un comune e ben definito andamento della caratteristica di forza richiesta dall'utilizzatore durante l'applicazione del freno di stazionamento. È possibile però rintracciare in letteratura una caratteristica sperimentale di forza di serraggio sulla quale costruire il modello di riferimento, come quelle riportate nel grafico di Figura 9 [17].



**Figura 9 – Caratteristica sperimentale di forza di serraggio del servofreno di stazionamento “FN-Caliper” sviluppato da Continental Teves [17]**

Più nel dettaglio, la prerogativa di questi dati sperimentali è la stima della forza di serraggio del servofreno di stazionamento a disco “FN-Caliper” sviluppato da *Continental Teves*, nell’ottica dello sviluppo di un algoritmo di controllo ad anello chiuso. Il grafico riporta il confronto, tramite errore relativo per diverse temperature del disco, tra la forza di serraggio misurata da un sensore interno al freno (in corrispondenza del mandrino che spinge la pastiglia interna) e la forza misurata un sensore esterno, opportunamente raffreddato ad acqua per evitare un eccessivo innalzamento della temperatura.

Come si può notare dal grafico, l’errore relativo è trascurabile per cui si può affermare che la relazione tra la forza e la corsa richieste dall’utilizzatore nella fase di serraggio può essere ragionevolmente modellata con una relazione lineare.

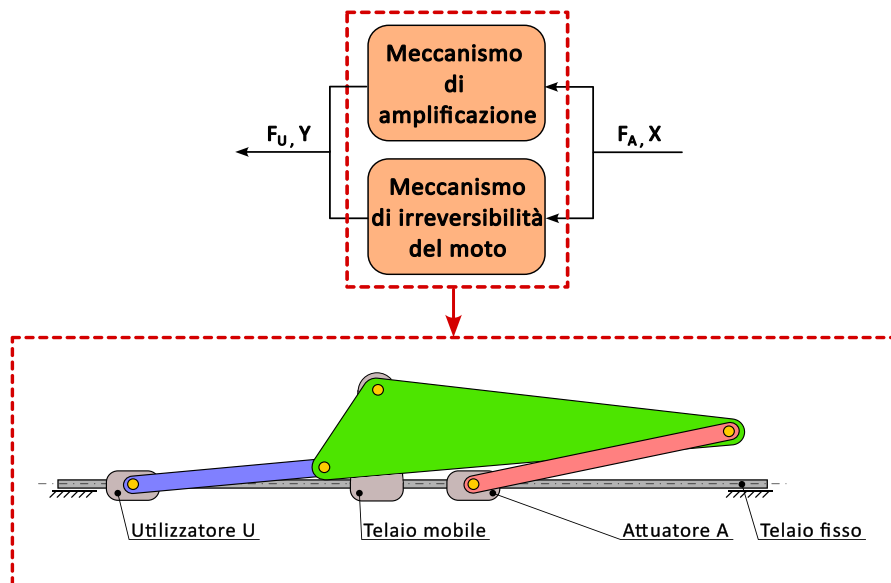
Tuttavia, la fase di serraggio non è esaustiva nella completa modellizzazione dell’applicazione statica (“*Static Apply*”) di un servofreno di stazionamento. Infatti, il modello complessivo della caratteristica di forza richiesta dall’utilizzatore  $F_U$ , che va a semplificare ragionevolmente gli andamenti sperimentali, prevede la presenza di un’ulteriore fase e, quindi, di due distinti campi di funzionamento in cui il meccanismo articolato, cuore del sistema EPB.QI, opera:

- Una fase di accostamento, che modella l'avvicinamento degli elementi frenanti (i ceppi nel caso dei freni a tamburo e le pastiglie nel caso dei freni a disco) prima dell'effettivo contatto. È una fase non ben definita dal punto di vista dell'andamento ma contraddistinta da un aumento contenuto di forza richiesta dall'utilizzatore, dovuto essenzialmente ai fenomeni di attrito. Quest'ultima condizione, contraddistinta da forze richieste piuttosto ridotte, può quindi essere ragionevolmente riprodotta da una pura traslazione, quindi rapporto di trasmissione unitario, del meccanismo articolato che quindi compie, in questa fase, una corsa la cui estensione è fortemente influenzata dalle condizioni di usura degli elementi frenanti;
- Una fase di serraggio, che modella l'effettivo contatto degli elementi frenanti atto ad assicurare lo stazionamento del veicolo. È la fase in cui, attraverso un opportuno meccanismo di innesto, si attiva il meccanismo articolato che, ruotando, garantisce l'amplificazione di forza desiderata. In questo caso, il rapporto di trasmissione è inferiore all'unità e ciò agevola la scelta di motori di taglia ridotta. Al termine di questa fase, e in assenza di forza di attuazione, il sistema deve assicurare il requisito di irreversibilità per continuare a fornire la forza richiesta lato utilizzatore.

La Figura 10 mostra, anche con riferimento alla Figura 8, un primo schema generale del meccanismo articolato riconfigurabile oggetto di studio di cui è possibile elencare principali elementi costitutivi:

- Attuatore (cursore) A: è il membro movente del meccanismo e al quale è collegato il sistema di conversione del moto dell'EPB.QI;
- Utilizzatore (cursore) U: è il membro cedente del meccanismo che si collega al cedente dell'EPB.QI, rappresentato dal cavo bowden, a sua volta collegato al sistema frenante;
- Telaio fisso: è il membro fisso del meccanismo rispetto al quale avviene il moto degli altri elementi. Permette di garantire il funzionamento desiderato del meccanismo andando a sostenere le azioni che si vengono a creare sul telaio mobile;

- Telaio mobile: è il membro che scorre sul telaio fisso e che durante la fase di accostamento è solidale con i cursori attuatore e utilizzatore mentre durante la fase di serraggio, rimanendo solidale con il telaio fisso, permette l'attivazione del meccanismo.



**Figura 10 – Principali elementi costitutivi del meccanismo articolato del sistema EPB.QI**

Prima di introdurre le grandezze di interesse, necessarie a definire la caratteristica di forza  $F_U$  del meccanismo, vengono fissati degli opportuni sistemi di riferimento:

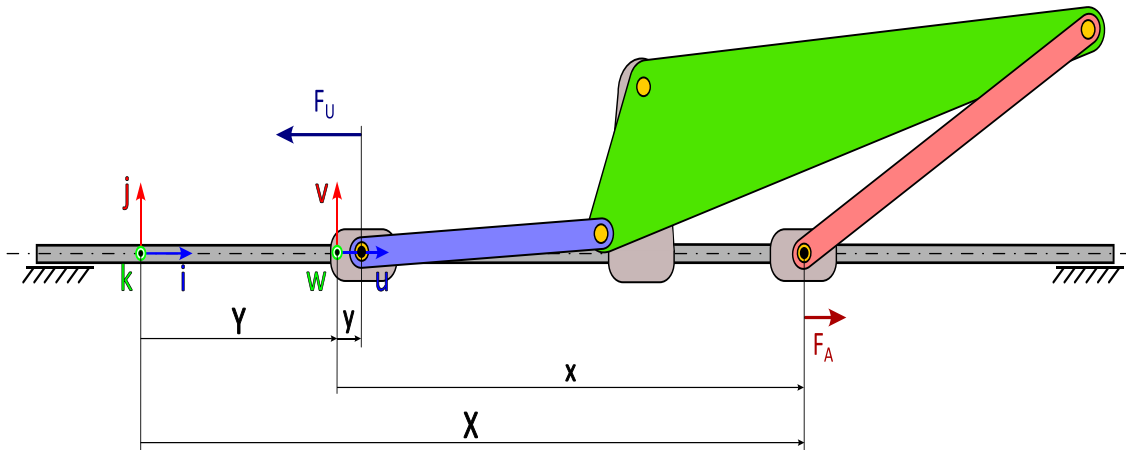
- Sistema di riferimento di versori  $\{\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}\}$  solidale al telaio fisso;
- Sistema di riferimento di versori  $\{\hat{u}, \hat{v}, \hat{w}\}$  solidale al telaio mobile ed avente origine in corrispondenza del cursore U durante la fase di accostamento.

Tenendo conto dell'ordine dei versori di ognuna dei due sistemi di riferimento, gli assi corrispondenti possono essere denominati, rispettivamente, asse longitudinale, asse verticale e asse trasversale della terna cartesiana.

Le grandezze di input e output al meccanismo (Figura 11) risultano:

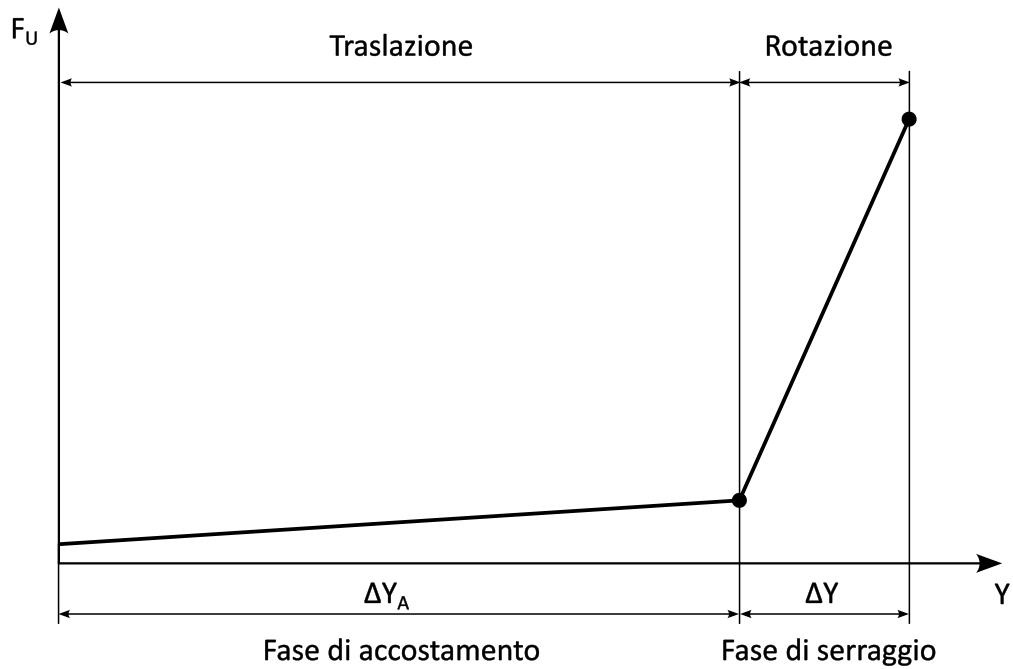
- $F_U$ : forza esercitata dall'utilizzatore (cursore) U;
- $F_A$ : forza esercitata dall'attuatore (cursore) A;
- $Y$ : coordinata lungo  $\hat{i}$  del cursore U;
- $X$ : coordinata lungo  $\hat{i}$  del cursore A;
- $y$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore U durante la fase di serraggio;
- $x$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore A durante la fase di serraggio.





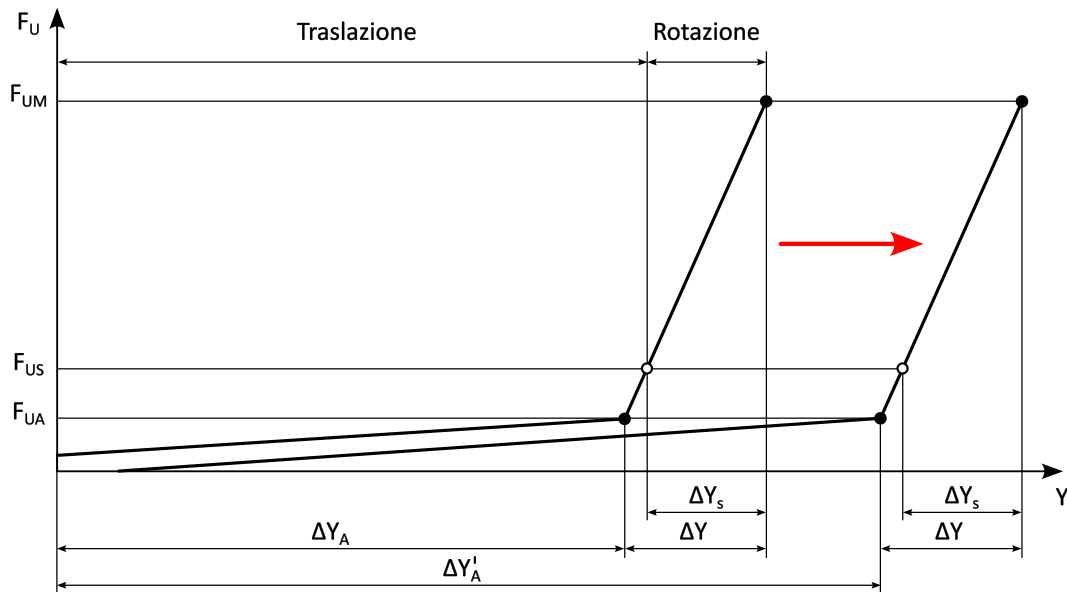
**Figura 11 - Grandezze di input e di output del meccanismo articolato**

Sulla base della definizione di tali grandezze e sulle precedenti osservazioni sull'andamento sperimentale di Figura 8, l'andamento di forza richiesto dall'utilizzatore  $F_U$  (Figura 12), in entrambi i campi di funzionamento, può essere descritto da una forza elastica con rigidità differente nelle due fasi di accostamento e serraggio in funzione della coordinata  $Y$ . Le due fasi sono caratterizzate da corse indicate, rispettivamente, con  $\Delta Y_a$  e  $\Delta Y$ .



**Figura 12 - Caratteristica di forza richiesta dall'utilizzatore  $F_U$  in funzione della sua corsa  $Y$**

Come già evidenziato, la modifica delle condizioni di usura degli elementi frenanti comporta un adattamento nel tempo della caratteristica di forza nella fase di accostamento ad una corsa maggiore e genericamente indicata con  $\Delta Y'_a$  (Figura 13).



**Figura 13 - Caratteristica di forza richiesta dall'utilizzatore  $F_U$  in funzione della sua corsa  $Y$  in differenti condizioni di usura**

Come si vede dalla figura,  $F_{UA}$  rappresenta il valore di forza richiesta dall'utilizzatore, denominato "punto di ginocchio", per il quale il meccanismo passa da una modalità operativa ad un'altra, ovvero un valore di transizione tra la pura traslazione della fase di accostamento e la rotazione della fase di serraggio. Questo è, tuttavia, un punto di transizione ideale poiché bisogna considerare delle condizioni reali in cui la caratteristica è affetta da disturbi di forza, in modo particolare nella fase di accostamento che è caratterizzata, oltre che da un andamento incerto, da valori di forza relativamente ridotti quindi maggiormente influenzabili.

Siccome la tipologia di funzionamento del meccanismo in esame (traslazione o rotazione) è regolata da un equilibrio di forze e non da una cinematica imposta, questi disturbi potrebbero pregiudicarne la corretta evoluzione: il meccanismo potrebbe avvertire, a causa ad esempio dei fenomeni di attrito inevitabilmente presenti nel sistema, il valore  $F_{UA}$  prima di aver completato la corsa di accostamento  $\Delta Y_a$ , attivandosi così prematuramente e pregiudicando la sua corretta evoluzione.

Per queste ragioni si sceglie di considerare punto di transizione tra le due fasi il valore  $F_{US}$ , arbitrariamente scelto e sufficientemente superiore ad  $F_{UA}$  in modo che non si verifichi la condizione indesiderata descritta. Parallelamente, tale scelta comporta un valore della corsa di serraggio pari a  $\Delta Y_s$ , minore di  $\Delta Y$ , che rappresenta la corsa necessaria a portare il valore di forza da  $F_{US}$  a  $F_{UM}$ , registrato al termine della fase considerata.

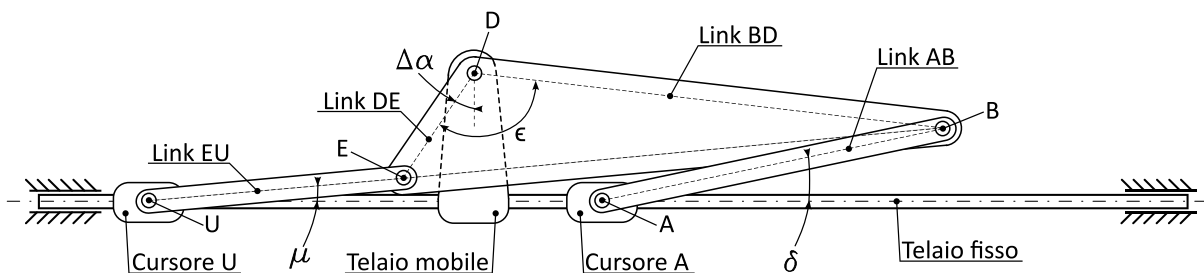
In definitiva, in conseguenza dello spostamento del punto di transizione ad un valore superiore ad  $F_{UA}$ , si verifica che l'attivazione del meccanismo articolato al valore  $F_{US}$ , legata dal dimensionamento del meccanismo di innesto, dipende risulta indipendente dalla modifica delle condizioni di usura, ottenendo un adattamento intrinseco a tali condizioni. Inoltre, si evidenzia che la corsa  $\Delta Y_s$ , che dipende esclusivamente dal dimensionamento del meccanismo, e il valore  $F_{UM}$ , legato a  $\Delta Y_s$ , risultano costanti al variare delle condizioni di usura.

Nella Tabella 1 sono indicati i requisiti progettuali, di carattere cinematico e dinamico, utilizzati per definire la caratteristica di forza  $F_U$  nella fase di serraggio. La fase di accostamento, che non è comunque una fase di primario interesse nello studio progettuale, sarà successivamente definita sulla base di come questa può essere realizzata dal punto di vista esecutivo.

|              |        |
|--------------|--------|
| $\Delta Y_a$ | 40 mm  |
| $F_{US}$     | 400 N  |
| $\Delta Y_s$ | 15 mm  |
| $F_{UM}$     | 4200 N |

**Tabella 1 - Requisiti progettuali cinematici e dinamici**

## 2.2. Analisi cinematica del meccanismo EPB.QI



**Figura 14 - Meccanismo articolato riconfigurabile nella configurazione iniziale** ①

L'analisi cinematica del meccanismo articolato riconfigurabile può essere effettuata visualizzando quest'ultimo come l'insieme di due sotto-meccanismi biella-manovella eccentrici (Figura 14), uno lato motore ed uno lato utilizzatore. Gli elementi principali del meccanismo sono:

- Cursore A: è il membro movente del sotto-meccanismo e al quale è collegato il sistema di conversione del moto dell'EPB.QI;
- Link AB: rappresenta la biella del sotto-meccanismo lato motore e collega le cerniere A e B;
- Utilizzatore (cursore) U: è il membro cedente del meccanismo che si collega al cedente dell'EPB.QI, rappresentato dal cavo *bowden*, a sua volta collegato al sistema frenante;
- Link EU: rappresenta la biella del meccanismo lato utilizzatore e collega le cerniere E ed U;

- Link BDE: denominato anche elemento ternario, collega rigidamente i link AB e EU in modo da trasmettere rigidamente la rotazione tra i due sotto-meccanismi e trasmette le azioni dinamiche risultanti di questi ultimi al telaio mobile attraverso la cerniera D;
- Telaio fisso: è il membro fisso del meccanismo complessivo rispetto al quale avviene il moto degli altri elementi. Permette di garantire il funzionamento desiderato del meccanismo andando a sostenere le azioni che si vengono a creare sul telaio mobile;
- Telaio mobile: è il membro che scorre sul telaio fisso e che durante la fase di accostamento è solidale con i cursori attuatore e utilizzatore mentre durante la fase di serraggio, rimanendo solidale con il telaio fisso, permette l'attivazione del meccanismo. Attraverso la cerniera D, ad esso solidale, riceve le azioni dinamiche risultanti del meccanismo articolato complessivo.

Tenendo conto dell'evoluzione complessiva del sistema vengono fissati degli opportuni sistemi di riferimento:

- Sistema di riferimento di versori  $\{\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}\}$  solidale al telaio fisso;
- Sistema di riferimento di versori  $\{\hat{u}, \hat{v}, \hat{w}\}$  solidale al telaio mobile ed avente origine in corrispondenza del cursore U durante la fase di accostamento.

Tenendo conto dell'ordine dei versori di ognuna delle due sistemi di riferimento, gli assi corrispondenti possono essere denominati, rispettivamente, asse longitudinale, asse verticale e asse trasversale della terna cartesiana.

Le variabili necessarie a descrivere l'evoluzione cinematica risultano:

- $X$ : coordinata lungo  $\hat{i}$  del cursore A;
- $Y$ : coordinata lungo  $\hat{i}$  del cursore U;
- $Y_i$ : coordinata lungo  $\hat{i}$  del sistema di riferimento  $\{\hat{u}, \hat{v}, \hat{w}\}$ , e quindi del cursore U, nella configurazione di inizio serraggio;
- $X_i$ : coordinata lungo  $\hat{i}$  del cursore A nella configurazione di inizio serraggio;
- $x$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore A durante la fase di serraggio;
- $y$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore U durante la fase di serraggio;
- $x_i$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore A nella configurazione di inizio serraggio;
- $x_f$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore A nella configurazione di fine serraggio;
- $y_i$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore U nella configurazione di inizio serraggio, coincidente con l'origine del sistema di riferimento;

- $y_f$ : coordinata lungo  $\hat{u}$  del cursore U nella configurazione di fine serraggio;
- $\Delta x$ : corsa del cursore A durante il serraggio e pari a  $x - x_i$ ;
- $\Delta y$ : corsa del cursore U durante il serraggio e pari a  $y - y_i$ , coincidente numericamente con  $y$  data la scelta dei sistemi di riferimento;
- $\Delta x_f$ : corsa complessiva del cursore A durante il serraggio e pari a  $x_f - x_i$ ;
- $\Delta y_f$ : corsa complessiva del cursore U durante il serraggio e pari a  $y_f - y_i$ , coincidente numericamente con  $y_f$  data la scelta dei sistemi di riferimento.

Le grandezze geometriche del sistema sono:

- AB: lunghezza di biella lato motore, link AB;
- BD: lunghezza di manovella lato motore, link BD;
- DE: lunghezza di manovella lato utilizzatore, link DE;
- EU: lunghezza di biella lato utilizzatore, link EU;
- $\delta$ : angolo di biella lato motore;
- $\varepsilon$ : angolo di fasatura tra i due meccanismi;
- $\Delta\alpha$ : angolo di rotazione dell'elemento ternario, link BDE;
- $\mu$ : angolo di biella lato utilizzatore.

Possono essere ora determinate le principali configurazioni caratteristiche della cinematica del meccanismo:

- ① Configurazione nella fase di accostamento
- ② Configurazione in condizioni di incipiente serraggio (all'inizio della fase di serraggio)
- ③ Configurazione nella fase di serraggio
- ④ Configurazione di punto morto
- ⑤ Configurazione di irreversibilità cinematica

### 2.2.1. Configurazione nella fase di accostamento

La cinematica della fase di accostamento è banale perché prevede una traslazione rigida dell'intero meccanismo (Figura 15) per cui non è una fase di interesse.

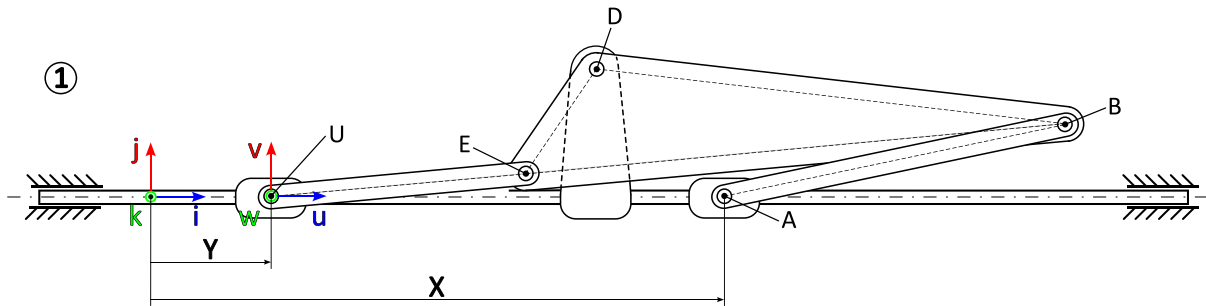


Figura 15 - Configurazione del meccanismo articolato nella fase di accostamento

### 2.2.2. Configurazione di incipiente serraggio

Al termine della fase di accostamento il meccanismo ha compiuto una traslazione rigida pari alla corsa di accostamento per cui i cursori A e U hanno coordinata, rispetto al sistema di riferimento solidale con il telaio fisso, pari a  $X_i$  e  $Y_i$  (Figura 16).

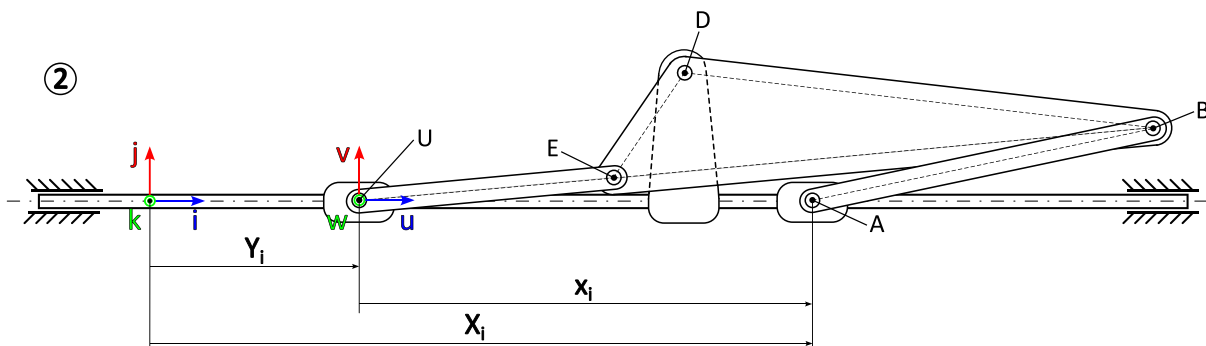


Figura 16 - Configurazione del meccanismo articolato in condizioni di incipiente serraggio

### 2.2.3. Configurazione nella fase di serraggio

La cinematica della fase di serraggio prevede l'attivazione del meccanismo e il conseguente movimento relativo dei due cursori rispetto al telaio mobile, che rimane solidale al telaio fisso in questa fase (Figura 17).

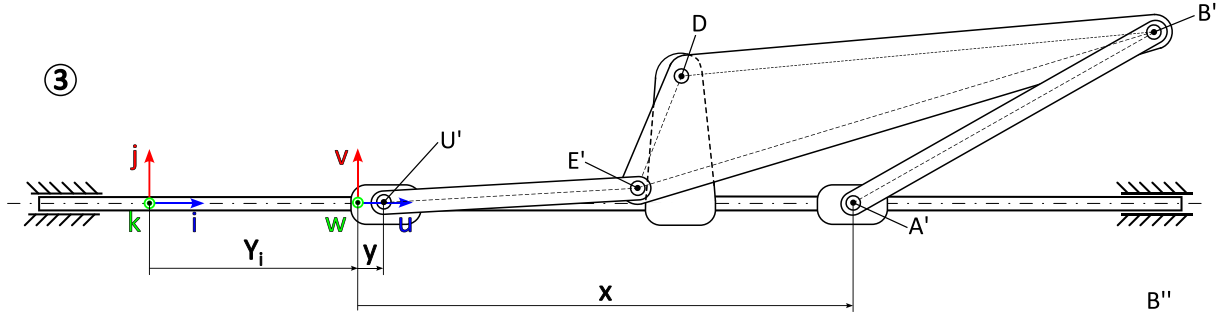


Figura 17 - Configurazione del meccanismo articolato nella fase di serraggio

Sotto queste condizioni, è possibile calcolare la configurazione iniziale del sistema ragionando su ogni sotto-meccanismo in maniera indipendente. La cinematica di posizione del meccanismo nella fase di serraggio può dunque essere condotta calcolando prima le incognite che riguardano il sotto-meccanismo lato utilizzatore. Quindi, utilizzando il sistema di riferimento  $\{\hat{u}, \hat{v}, \hat{w}\}$  che ha origine in  $U_i$  si scrive il seguente sistema di equazioni:

$$\begin{cases} (E - U)^T (E - U) = e^2 \\ (E - D)^T (E - D) = c^2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} (E_u - y)^2 + E_v^2 = e^2 \\ (E_u - D_u)^2 + (E_v - D_v)^2 = c^2 \end{cases}$$

Si tratta di un sistema di 2 equazioni nelle sole 2 incognite  $E_u$  e  $E_v$ , ovvero le coordinate del punto E, perché le coordinate del punto D,  $D_u$  e  $D_v$ , sono note e pari, rispettivamente, a  $e + \Delta y_f$  e c. Il sistema ammette due soluzioni:

$$E_1 = \begin{cases} E_u = \frac{D_u(D_v^2 + e^2 - c^2 - y^2 - D_u y + D_u^2) + y(D_v^2 - e^2 + c^2 + y^2) - D_v \sqrt{-((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e - c)^2)((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e + c)^2)}}{2((D_u - y)^2 + D_v^2)} \\ E_v = \frac{D_v((D_u - y)^2 + e^2 - c^2 + D_v^2) + (D_v - y) \sqrt{-((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e - c)^2)((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e + c)^2)}}{2((D_u - y)^2 + D_v^2)} \end{cases}$$

$$E_2 = \begin{cases} E_u = \frac{D_u(D_v^2 + e^2 - c^2 - y^2 - D_u y + D_u^2) + y(D_v^2 - e^2 + c^2 + y^2) + D_v \sqrt{-((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e - c)^2)((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e + c)^2)}}{2((D_u - y)^2 + D_v^2)} \\ E_v = \frac{D_v((D_u - y)^2 + e^2 - c^2 + D_v^2) - (D_v - y) \sqrt{-((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e - c)^2)((D_u - y)^2 + D_v^2 - (e + c)^2)}}{2((D_u - y)^2 + D_v^2)} \end{cases}$$

La soluzione di interesse, fisicamente realizzabile per evitare una compenetrazione dei link, è quella con coordinata y maggiore, ovvero  $E_2$ . Per una maggiore semplicità di trattazione, si intenderà da qui  $E = E_2$ . Dalle coordinate di E si ricavano i corrispondenti angoli  $\mu$  e  $\Delta\alpha$  in funzione di y:



$$\mu = \tan^{-1} \left( \frac{E_v}{E_u - y} \right) \quad \Delta\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{D_u - E_u}{D_v - E_v} \right)$$

Dall'angolo  $\Delta\alpha$  si ricavano le coordinate del punto  $B$

$$B = \begin{cases} B_u = D_h + b \sin(\varepsilon - \Delta\alpha) \\ B_v = D_v - b \cos(\varepsilon - \Delta\alpha) \end{cases}$$

Successivamente, è possibile calcolare il valore dell'angolo  $\delta$

$$\delta = \sin^{-1} \left( \frac{c - b \cos(\varepsilon - \Delta\alpha)}{a} \right)$$

Le coordinate  $U_u$  e  $A_u$ , coincidenti rispettivamente con le variabili cinematiche  $y$  e  $x$ , risultano

$$\begin{aligned} U_u = y &= D_u - e \cos \mu - c \sin \Delta\alpha \\ A_u = x &= D_u + b \sin(\varepsilon - \Delta\alpha) - a \cos \delta \end{aligned}$$

Secondo i sistemi di riferimento scelti, ad inizio serraggio si ha

$$\begin{aligned} y &= y_i = 0 \\ x &= x_i = D_u + b \sin(\varepsilon - \Delta\alpha_i) - a \cos \delta_i \end{aligned}$$

con  $\Delta\alpha_i$  e  $\delta_i$  valori degli angoli  $\Delta\alpha$  e  $\delta$  nella configurazione di inizio serraggio.

A fine serraggio si ha

$$\begin{aligned} y &= y_f = \Delta y_f \\ x &= x_f = D_u + b \sin(\varepsilon - \Delta\alpha_f) - a \cos \delta_f \end{aligned}$$

con  $\Delta\alpha_f$  e  $\delta_f$  valori degli angoli  $\Delta\alpha$  e  $\delta$  nella configurazione di fine serraggio e pari, rispettivamente a  $0$  e  $\pi/2$ .

Le corse di movente e cedente durante la fase di serraggio sono

$$\begin{aligned} \Delta y &= y - y_i = y_f + e(1 - \cos \mu) - c \sin(\Delta\alpha) \\ \Delta x &= x - x_i = b(\sin(\varepsilon - \Delta\alpha) - \sin(\varepsilon - \Delta\alpha_i)) - a(\cos \delta - \cos \delta_i) \end{aligned}$$

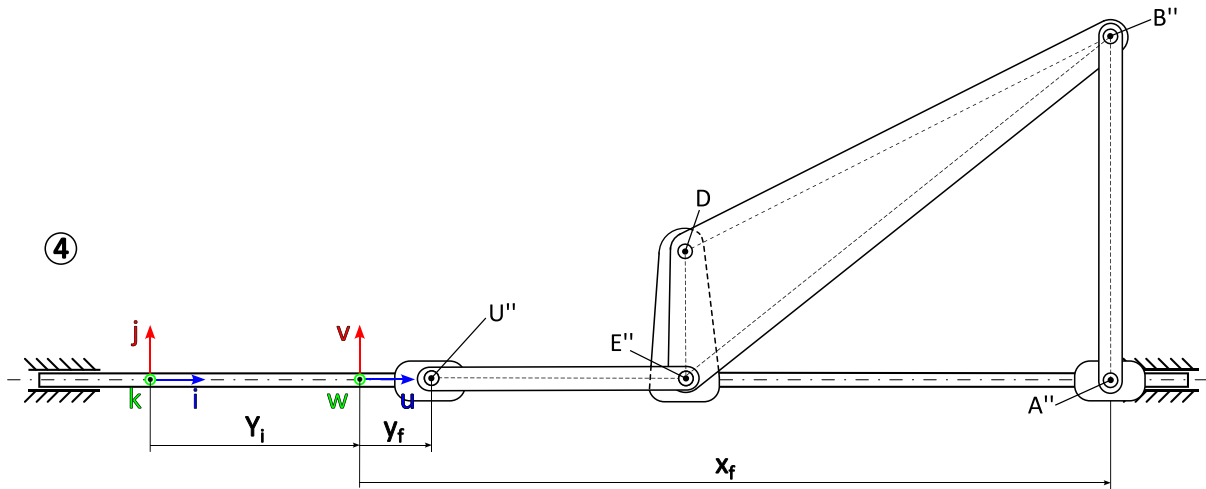
Le corrispondenti corse complessive risultano

$$\begin{aligned} \Delta y_f &= y_f - y_i = y_f \\ \Delta x_f &= x_f - x_i = b(\sin(\varepsilon - \Delta\alpha_f) - \sin(\varepsilon - \Delta\alpha_i)) - a(\cos \delta_f - \cos \delta_i) \end{aligned}$$

#### 2.2.4. Configurazione di punto morto

Una volta completata la fase di serraggio il meccanismo si porta in una particolare configurazione, tipica dei

meccanismi articolati, denominata “configurazione di punto morto”, nella quale i link UE e AB si dispongono, rispettivamente, in maniera parallela e perpendicolare rispetto all’asse  $\hat{u}$  (Figura 18).

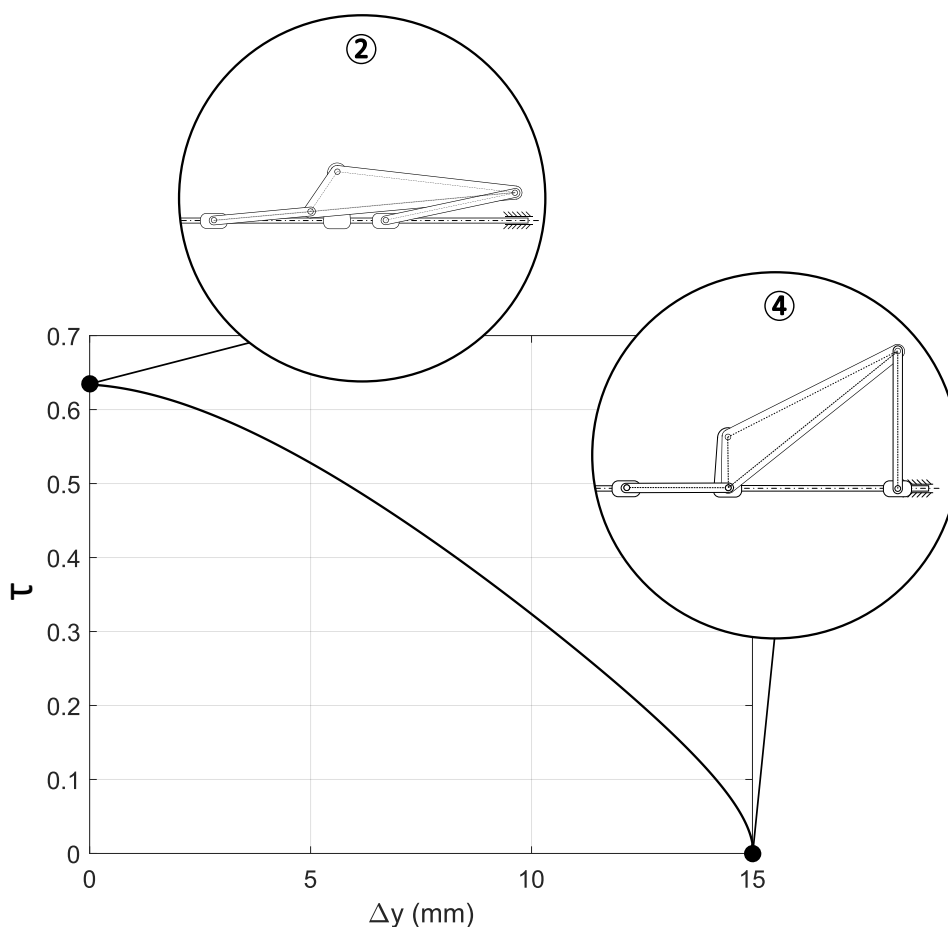


**Figura 18 - Configurazione del meccanismo articolato in condizioni di punto morto**

A tal proposito, si definisce un’ulteriore grandezza cinematica, denominata rapporto di trasmissione istantaneo, come:

$$\tau = \frac{dy(x)}{dx}$$

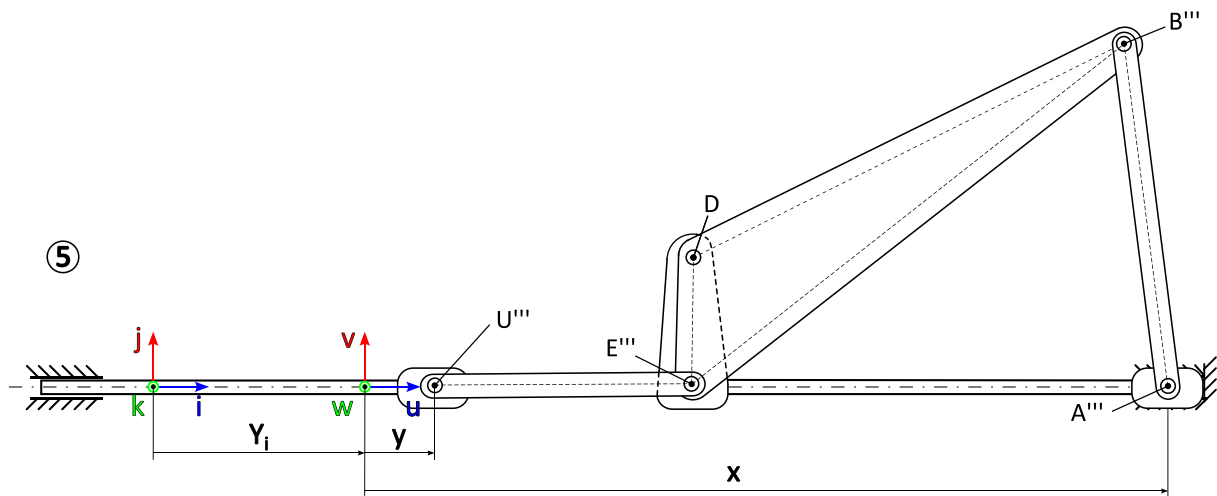
Il rapporto di trasmissione istantaneo è unitario nella fase di accostamento per via della traslazione rigida del meccanismo mentre è inferiore all’unità nell’intera fase di serraggio. In termini cinematici, nel corso di questa fase, a “grandi” spostamenti del cursore A corrispondono, tramite la rotazione dell’elemento BDE, “piccoli” spostamenti del cursore U. In Figura 19 è riportato l’andamento di  $\tau$  in funzione della corsa  $\Delta y$  del cedente.



**Figura 19 - Andamento del rapporto di trasmissione durante la fase di serraggio in funzione della corsa del cedente  $\Delta y$**

### 2.2.5. Configurazione di irreversibilità cinematica

Superata questa configurazione si realizza l'inversione cinematica del meccanismo: mentre il cursore A prosegue la sua corsa nella direzione positiva di  $\hat{u}$ , il cursore U ritorna verso la posizione di inizio serraggio e l'elemento BDE ruota in senso orario (Figura 20). L'utilità del superamento della configurazione di punto morto risiede esclusivamente nella possibilità di garantire l'irreversibilità del moto nel momento in cui viene rimossa la forza di attuazione. Sotto queste condizioni e grazie al posizionamento di un opportuno finecorsa, la forza lato utilizzatore non sarà in grado di trascinare l'asse motore provocando un rilascio indesiderato del freno di stazionamento.



**Figura 20 - Configurazione del meccanismo articolato in condizioni di irreversibilità cinematica**

Nel momento in cui il freno di stazionamento deve essere rilasciato il meccanismo compie un'ulteriore fase, la fase di rientro che completa dunque un ciclo di attivazione-rilascio del freno. Tale fase è caratterizzata dalle medesime configurazioni cinematiche, partendo dalla configurazione di auto-serraggio e terminando con la configurazione di incipiente serraggio dove sono necessari alcuni accorgimenti tecnici che saranno descritti in maniera più adeguata nell'analisi dinamica. Solo attraverso quest'ultima è possibile caratterizzare in maniera completa la fase di rientro in modo da evitare evoluzioni che comprometterebbero il corretto funzionamento del meccanismo.

### 2.3. Analisi energetica del meccanismo EPB.QI

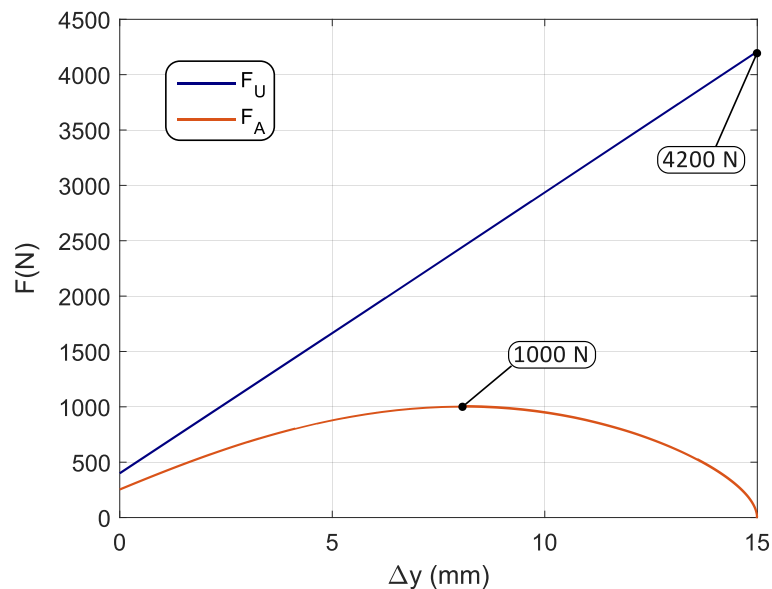
Dopo aver stabilito le variabili cinematiche è possibile scrivere un bilancio di energia preliminare sull'intero meccanismo come segue

$$F_U dy = F_A dx$$

Da questa equazione è possibile ricavare la forza di azionamento, conoscendo il rapporto di trasmissione istantaneo che è una caratteristica del meccanismo articolato

$$F_A = \frac{dy}{dx} F_U$$

In Figura 21 è riportato l'andamento di  $F_U$  e  $F_A$  in funzione della corsa del cedente.



**Figura 21 - Andamento della forza lato utilizzatore e della forza di azionamento in funzione della corsa del cedente**

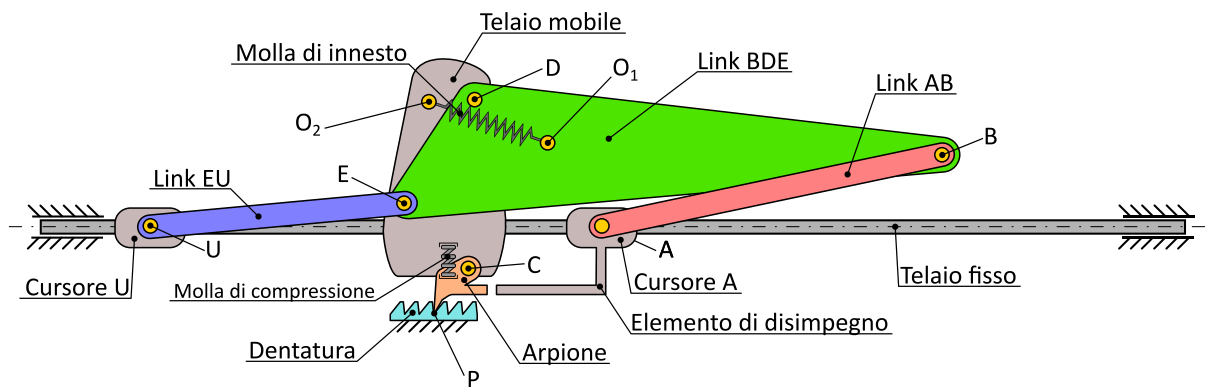
Come si può notare, ad un progressivo aumento della forza lato utilizzatore corrisponde, per mezzo del rapporto di trasmissione, una forza di azionamento che raggiunge un massimo di 1000 N per poi decrescere fino ad arrivare al punto morto del meccanismo in cui si annulla. Il rapporto tra la forza lato utilizzatore di fine serraggio e il massimo della forza di azionamento è circa pari a 4 e questo è un vantaggio importante nella scelta futura di motori di taglia ridotta.

## 2.4. Analisi dinamica del meccanismo EPB.QI

Per poter comprendere l'entità delle forze in gioco viene condotta un'analisi dinamica del meccanismo articolato che si fonda sulle seguenti ipotesi semplificative:

- Approccio quasi-statico che prevede di trascurare le azioni inerziali. Tale ipotesi, ragionevole data la bassa velocità di attuazione, comporta che le reazioni vincolari interne dei link EU e AB siano dirette lungo i loro assi;
- Assenza di fenomeni dissipativi.

In Figura 22 è rappresentato uno schema generale del meccanismo comprendente tutti gli elementi necessari al funzionamento desiderato.



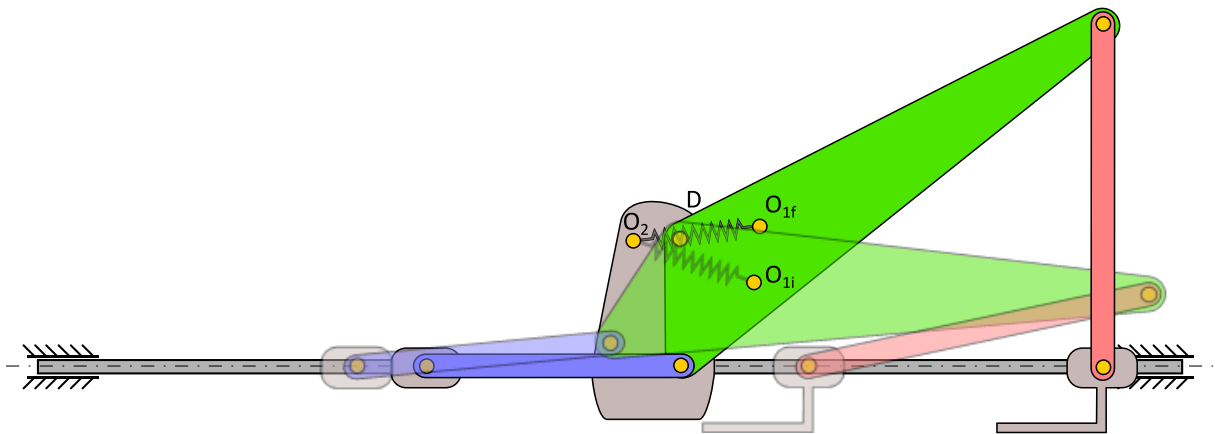
**Figura 22 - Elementi caratteristici del meccanismo articolato**

Il funzionamento desiderato del meccanismo, descritto nella sezione sui requisiti progettuali, si fonda sulla presenza di due ulteriori meccanismi, intesi come sistemi di elementi:

- Meccanismo di innesto: consente l'attivazione del meccanismo al valore di forza  $F_{US}$  ed è costituito da una molla di trazione interposta tra le due cerniere  $O_1$  e  $O_2$  solidali, rispettivamente al link BDE e al telaio mobile;
- Meccanismo di arresto: nella fase di serraggio rende solidale il telaio mobile al telaio fisso. Tale effetto viene conseguito grazie all'interazione dinamica di un arpione, che può ruotare intorno ad una cerniera  $C$  solidale al telaio mobile, e di una dentatura solidale con il telaio fisso. Una molla di compressione, interposta tra i due, consente di garantire il continuo contatto del primo con il secondo. Si immagina in un primo momento che la forza scambiata tra arpione e dentatura necessaria a garantire l'arresto del telaio mobile sia concentrata in un punto  $P$ .

Prima di addentrarsi nell'analisi dinamica è necessario descrivere il comportamento del meccanismo di innesto durante il funzionamento del meccanismo.

Il meccanismo di innesto ha la funzione di consentire l'attivazione del meccanismo, ovvero la rotazione antioraria del suo link BDE, in corrispondenza di un determinato valore di  $F_U$ . È costituito da una molla di trazione i cui estremi sono fissati con le cerniere  $O_1$  e  $O_2$  solidali, rispettivamente, con il link BDE e con il telaio mobile. Durante la fase di serraggio la rotazione di BDE comporta la rotazione dell'estremo  $O_2$  da una configurazione iniziale  $O_{2i}$  ad una configurazione finale  $O_{2f}$ , l'estremo  $O_2$  ruota intorno a D mentre  $O_1$  rimane fisso con il telaio mobile (Figura 23).



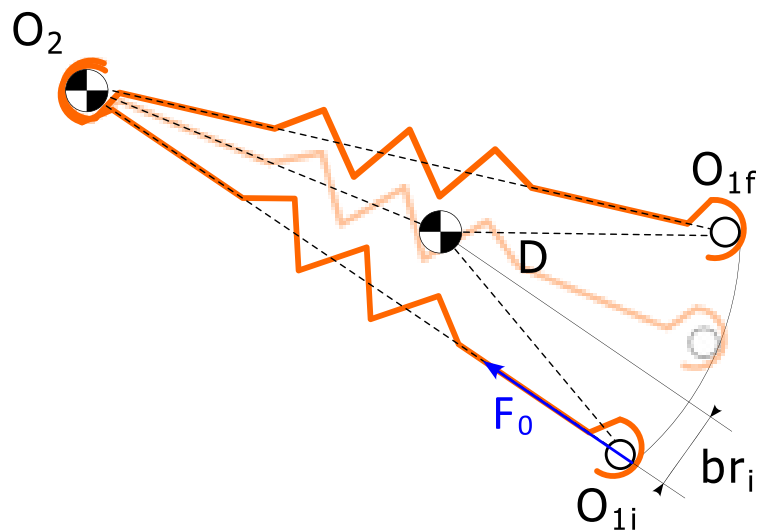
**Figura 23 - Evoluzione del meccanismo di innesto durante la fase di serraggio**

In particolare, un posizionamento dell'estremo  $O_2$  della molla, solidale al telaio mobile, in alto e a sinistra rispetto alla cerniera D genera un momento orario sul link BDE e questo garantisce che il meccanismo si attivi al valore di forza  $F_{US}$ , che costituisce pertanto il valore di forza di riferimento per determinare il precarico  $F_0$  della molla, ovvero il valore al di sotto del quale la molla non subisce un allungamento. Tale valore dipende dal sistema complessivo di forze che caratterizza il link BDE. Prima di tutto, è necessario descrivere il comportamento del meccanismo di innesto attraverso i valori assunti dalla forza lato utilizzatore:

- $F_U < F_{US}$ : tale campo di valori è associato sia alla fase di accostamento che al campo di funzionamento della caratteristica compreso tra  $F_{UA}$  e  $F_{US}$  durante il quale deve essere garantita l'assenza di rotazione antioraria del meccanismo articolato e una configurazione del meccanismo che coincide con quella di attivazione. Tale requisito viene conseguito dalla molla, che esplicando una forza corrispondente al precarico  $F_0$ , genera un momento orario sul link BDE rispetto alla cerniera D dato dal prodotto di  $F_0$  e di un braccio  $br_i$ . Più precisamente, in questo campo di valori, il momento risultante agente sul link BDE ne genererebbe una rotazione oraria non desiderata.

Questo comportamento viene impedito dalla presenza di un finecorsa interposto tra il link BDE e il telaio mobile;

- $F_U = F_{US}$ : questa condizione rappresenta l'istante di attivazione del meccanismo durante la quale il sistema di forze agenti sul link BDE supera il precarico della molla che, pertanto, comincia a ruotare intorno alla cerniera D e ad allungarsi (Figura 24);
- $F_U > F_{US}$ : tale campo di valori è associato alla fase di serraggio durante la quale il link BDE ruota in senso antiorario. La molla continua ad esercitare un momento orario sul link BDE ma questo si riduce progressivamente in intensità man mano che l'asse della molla, collineare con il segmento  $O_1-O_2$  si avvicina al segmento  $D-O_2$ . Quando quest'ultima condizione restituisce un momento della molla istantaneamente nullo. Inoltre, siccome la rotazione del link BDE è costante e pari a  $\Delta\alpha_i$ , è possibile posizionare la molla in maniera che durante la fase di serraggio il segmento  $O_1-O_2$  possa superare nella rotazione la cerniera D generando un momento antiorario che quindi favorisca la rotazione di BDE durante il serraggio.



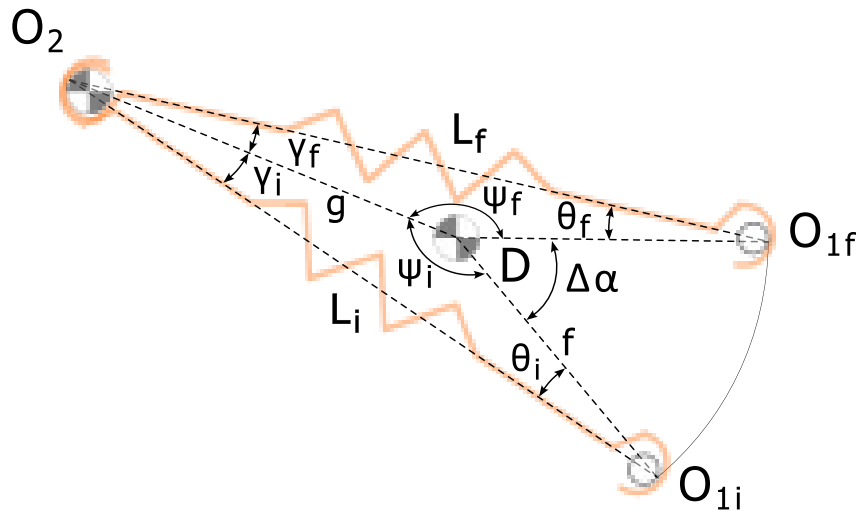
**Figura 24 – Comportamento dinamico del meccanismo di innesto durante la fase di serraggio**

Per descrivere il comportamento della molla si utilizzano le seguenti grandezze geometriche (Figura 25):

- $\Delta\alpha$ : angolo di rotazione dell'elemento ternario;
- $f$ : distanza tra D e O1;
- $\theta$ : angolo formato tra  $f$  e l'asse della molla;
- $g$ : distanza tra D e O2;
- $\gamma$ : angolo formato tra  $g$  e l'asse della molla;
- $\psi$ : angolo formato tra  $f$  e  $g$ ;



- L: lunghezza istantanea della molla.



**Figura 25 - Grandezze caratteristiche della molla**

Ad eccezione di  $f$  e  $g$ , costanti durante l'evoluzione del meccanismo, tutte le grandezze elencate variano da un valore iniziale, che verrà indicato con il pedice  $i$ , ad un valore finale, indicato con il pedice  $f$ .

Se vi sono le condizioni affinché il segmento  $O_1-O_2$  possa superare nella rotazione la cerniera  $D$ , la molla genera sull'elemento ternario un momento antiorario che ne favorisce la rotazione durante il serraggio riducendo pertanto la forza di attuazione.

La presenza della molla implica necessariamente un contributo aggiuntivo sulla forza di attuazione. Tuttavia, un importante vantaggio di questa soluzione di innesto è la riduzione progressiva di tale contributo con l'aumentare della corsa di serraggio.

Inizialmente, si calcola la coppia di innesto necessaria a garantire la traslazione del meccanismo fino al valore di forza  $F_{US}$ . Tale coppia è valutabile sia da un bilancio di energia sul meccanismo che dall'equilibrio dell'elemento ternario ed entrambi i metodi sono valutati nella configurazione del meccanismo in incipiente serraggio. Seguendo il primo approccio, dal bilancio di energia sul meccanismo si ha

$$F_U dy + C_I d\alpha = F_A dx$$

In condizioni di incipiente serraggio, dall'equilibrio dinamico sull'intero sistema, vale  $F_A = F_U$ . Sostituendo il valore di forza arbitrariamente scelto  $F_{US}$  si esplicita la coppia di innesto del meccanismo come

$$C_{IT} = \frac{F_{US} \left( 1 - \frac{dy}{dx} \Big|_S \right)}{\frac{d\alpha}{dx} \Big|_S}$$

La coppia di innesto calcolata risulta pari a 4.28 Nm.

Tale coppia può essere ottenuta attraverso differenti configurazioni iniziali della molla ovvero differenti posizionamenti della molla rispetto alla cerniera D. Nella figura viene riportata una generica configurazione iniziale della molla, individuata graficamente dal segmento O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub> dove con O<sub>1</sub> e O<sub>2</sub> si indicano i punti di attacco della molla, rispettivamente, sull'elemento ternario e sul telaio mobile. Ovviamente, la posizione dell'estremo O<sub>1</sub> delle molle cade al di sotto e a sinistra rispetto alla posizione della cerniera D per cui le molle lavorano a trazione generando, dunque, una coppia oraria sull'elemento ternario che si oppone alla rotazione di quest'ultimo nel serraggio.

In generale, per minimizzare il contributo aggiuntivo della molla sulla forza di attuazione è bene ridurre il più possibile il braccio della forza esplicata della molla, che corrisponde dalla distanza tra il segmento O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub> e la cerniera D, nella configurazione di inizio serraggio. Così facendo, infatti, è più probabile che il segmento O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub> oltrepassi la cerniera riducendo addirittura la forza di attuazione necessaria. Tuttavia, se si riduce il braccio, a parità di coppia di innesto, aumenta il valore del precarico F<sub>IT</sub> per cui per evitare eccessivi allungamenti iniziali della molla che non sarebbero compatibili con le dimensioni del meccanismo, si va intrinsecamente verso rigidzze più elevate che permettano di ottenere un dato precarico per un allungamento contenuto. Allo stesso tempo, una maggiore rigidzza comporta comunque un aumento della forza motrice ma tale aumento potrebbe essere compensato da un superamento della cerniera D con annesso contributo favorevole sulla forza di attuazione.

Al fine di caratterizzare la configurazione iniziale della molla si scelgono come parametri di riferimento  $f$  e  $\vartheta_i$  e partendo da questi si possono ricavare le rimanenti grandezze geometriche attraverso le seguenti relazioni

$$\begin{aligned} \gamma_i &= \tan^{-1} \left( \frac{f \sin \vartheta_i}{L_i - f \cos \vartheta_i} \right) \\ g &= \frac{f \sin \theta_i}{\sin \gamma_i} \\ \psi_i &= \pi - \vartheta_i - \gamma_i \\ L_i &= \sqrt{g^2 + f^2 - 2fg \cos \psi_i} \end{aligned}$$

È possibile, per semplicità, descrivere l'evoluzione della molla attraverso un coefficiente  $w$ , denominato coefficiente di inversione, che esprime il rapporto tra l'angolo istantaneo di cui è ruotato l'elemento ternario e l'angolo necessario affinché il segmento O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub> superi la cerniera D. In simboli

$$w = \frac{\Delta\alpha_i - \Delta\alpha}{\pi - \psi_i}$$

Tale parametro assume un valore ad inizio serraggio  $w_i = 0$ , quando  $\Delta\alpha = \Delta\alpha_i$ , e un valore a fine serraggio  $w_f = \frac{\Delta\alpha_i}{\pi - \psi_i}$ , quando  $\Delta\alpha = 0$ . In particolare, se  $w_f > 1$  il segmento  $O_1-O_2$  supera la cerniera D, viceversa la molla non contribuisce a ridurre la forza di attuazione richiesta.

L'angolo  $\psi$  nella configurazione finale può variare a seconda del valore assunto da  $w_f$  come segue

$$\begin{aligned} \psi_f &= \psi_i + \Delta\alpha_i \quad \text{se } w_f < 1 \\ \psi_f &= 2\pi - \Delta\alpha_i - \psi_i \quad \text{se } w_f \geq 1 \end{aligned}$$

Le grandezze geometriche relative alla configurazione finale della molla risultano

$$\begin{aligned} L_f &= \sqrt{g^2 + f^2 - 2fg \cos \psi_f} \\ \gamma_f &= \cos^{-1} \frac{(g - f \cos \psi_f)}{L_f} \end{aligned}$$

È possibile valutare l'allungamento massimo della molla durante la rotazione in base al valore assunto da  $w_f$  tenendo conto che, se  $w > 1$ , il massimo allungamento si raggiunge nella configurazione in cui  $w = 1$ .

$$\begin{aligned} \Delta L_{max} &= L_f - L_i \quad \text{se } w < 1 \\ \Delta L_{max} &= f + g - L_i \quad \text{se } w > 1 \end{aligned}$$

La lunghezza massima e l'allungamento residuo, ovvero l'allungamento ancora disponibile, sono rispettivamente pari a

$$\begin{aligned} L_{max} &= L_i + \Delta L_{max} \\ \Delta L_{res} &= L_1 - L_{max} \end{aligned}$$

In una configurazione generica, la coppia generata dalla molla sull'elemento ternario risulta essere

$$C_I = F_I br = F_I f \sin \vartheta$$

dove  $F_I$  è la forza esplicita dalla molla e diretta lungo il suo asse e  $br$  è la distanza tra la cerniera D e l'asse della molla, come si può vedere nella figura seguente.

Il funzionamento complessivo del meccanismo articolato, associato ad un ciclo di attivazione-rilascio del freno di stazionamento, prevede la presenza di tre distinte fasi, due delle quali già introdotte nell'analisi cinematica, di cui si riportano anche i ruoli dei vari elementi caratteristici:

- Una fase di accostamento durante la quale il meccanismo trasla rigidamente grazie ad un opportuno precarico, garantito dalla presenza di una molla di innesto agente tra il telaio mobile e l'elemento BDE. I cursori U, A e il telaio mobile si muovono solidalmente e il rapporto di trasmissione durante tale fase è banalmente unitario ( $\tau = 1$ );
- Una fase di serraggio durante la quale il meccanismo ruota comportandosi come l'unione di due meccanismi biella-manovella eccentrici collegati rigidamente dall'elemento BDE. Più nel dettaglio, al raggiungimento di un valore di forza utile pari ad  $F_{US}$ , il momento delle forze agenti sull'elemento BDE supera il precarico imposto e la molla non risulta più in grado di garantire l'assenza di moto relativo tra l'elemento BDE e il telaio mobile. Pertanto, l'elemento BDE comincia a ruotare in senso antiorario rispetto alla cerniera D attraverso la quale si trasmette una forza sul telaio mobile che tende a spingerlo nella direzione -x e che deve essere opportunamente bilanciata. Infatti, in questa fase il telaio mobile deve necessariamente rimanere solidale con il telaio fisso al fine di garantire il corretto funzionamento del meccanismo. Questa azione di bilanciamento viene conseguita dalla presenza di un arpione che, grazie alla sua geometria, si impunta sul telaio fisso se il telaio mobile si sposta nella direzione  $-\hat{u}$ . Sotto queste condizioni, si ottiene un'amplificazione di forza dettata dal rapporto di trasmissione ( $\tau < 1$ );
- Una fase di rientro durante la quale il meccanismo ritorna nella configurazione assunta all'inizio della fase di accostamento concludendo di fatto un ciclo di applicazione-rilascio del freno di stazionamento. Come si vedrà, è una fase particolarmente delicata dal punto di vista del disimpegno del meccanismo di arresto.

L'analisi viene condotta separatamente per le varie fasi di funzionamento del meccanismo. Si trascura per semplicità l'azione esercitata alla molla di compressione interposta tra l'arpione e il telaio mobile.

### 2.4.1. Fase di accostamento

Durante la fase di accostamento (Figura 26), il meccanismo trasla in maniera rigida per cui risulta

$$F_A = F_U$$

dove  $F_A$  è la forza applicata dall'attuatore sul cursore A mentre  $F_U$  è la forza applicata dall'utilizzatore sul cursore U.

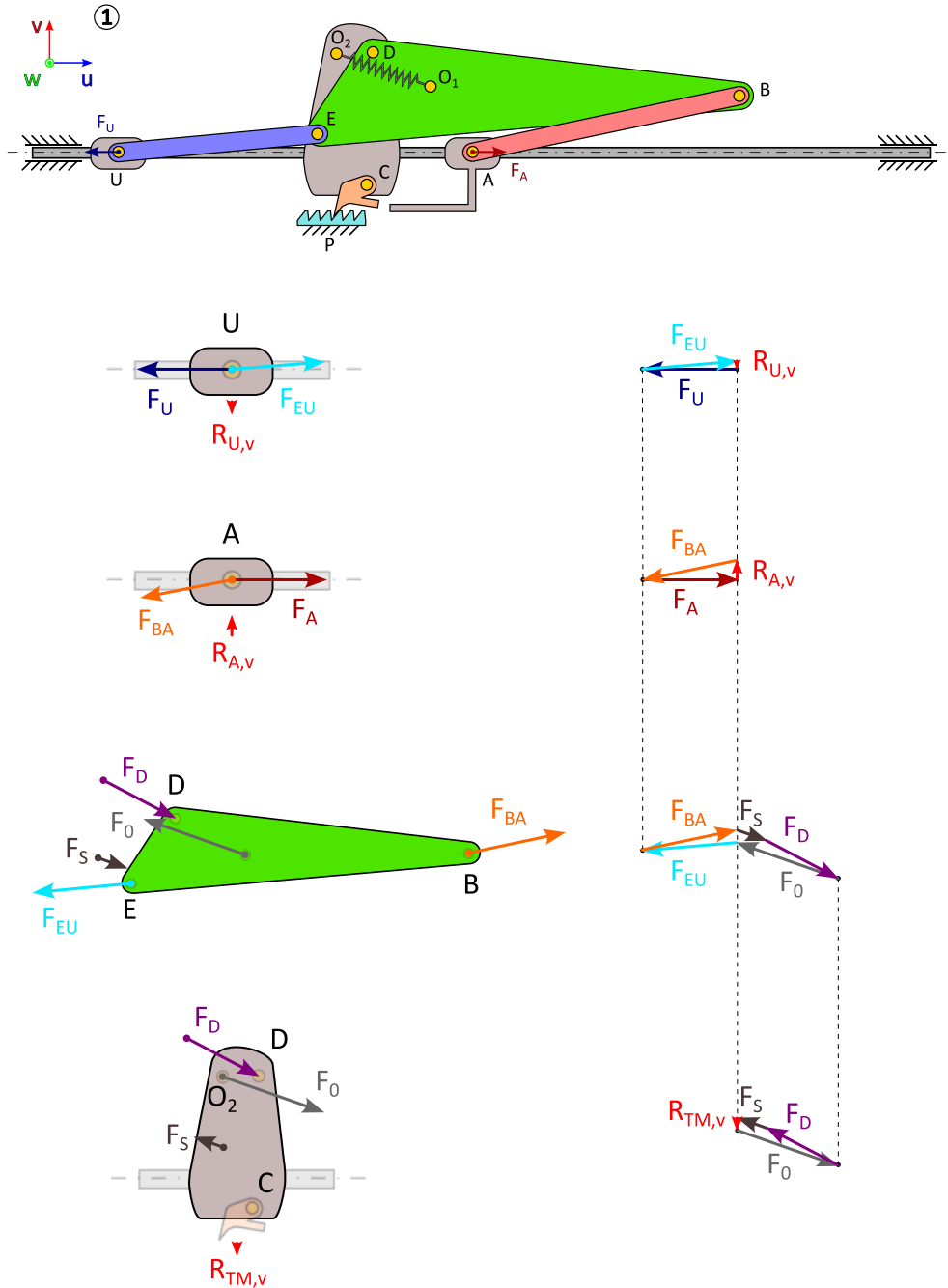


Figura 26 - Schema statico durante la fase di accostamento

La traslazione del meccanismo viene garantito dalla presenza della molla di innesto, la quale da un lato

impedisce la rotazione dell'elemento ternario e dall'altro trasmette il moto di traslazione al telaio mobile. Più nel dettaglio, l'assenza di moto relativo tra il telaio mobile e i cursori viene garantita fintanto che

$$F_{I,u} \geq F_{D,u}$$

con  $F_{I,u}$  e  $F_{D,u}$  che rappresentano, rispettivamente, le componenti longitudinali della forza che la molla esercita in  $O_2$  e della forza scaricata sulla cerniera D.

### 2.4.2. Configurazione di incipiente serraggio

La situazione rimane invariata fino al raggiungimento di un valore di forza utile pari a  $F_{US}$ , valore utilizzato per la taratura del precarico della molla, corrispondente alla condizione di incipiente serraggio (Figura 27).

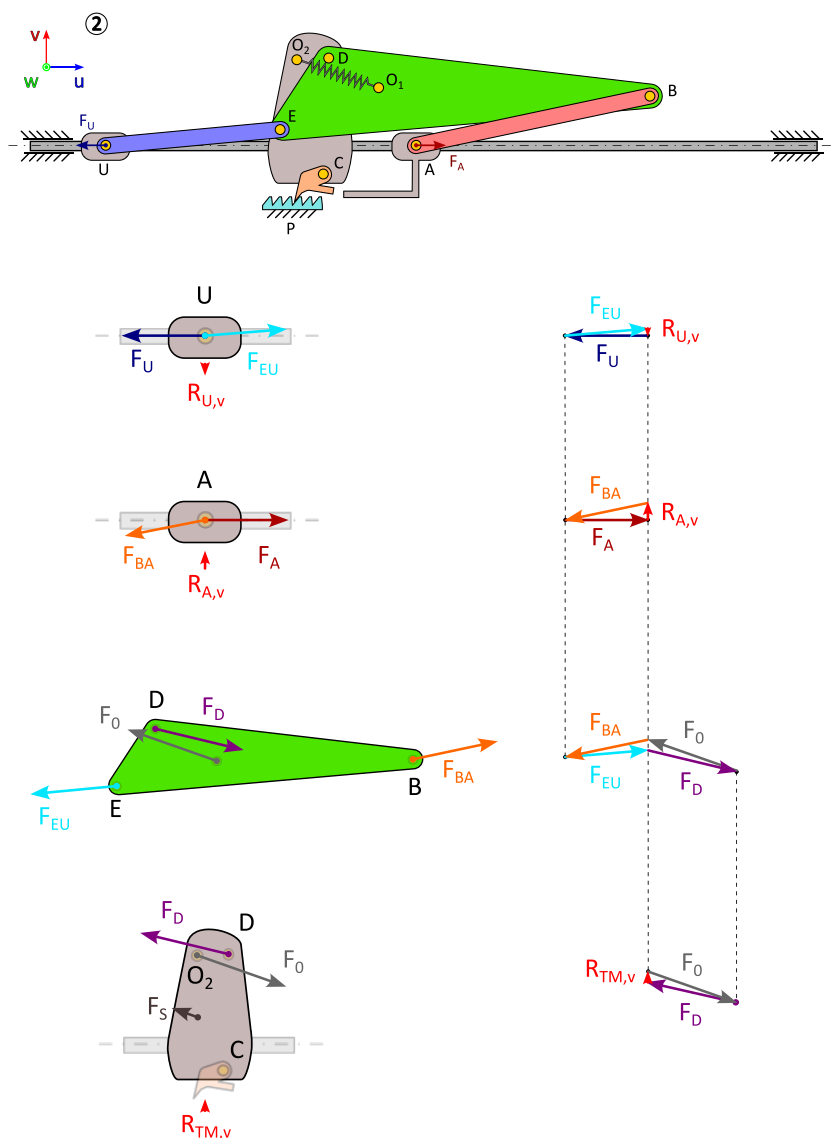


Figura 27 - Schema statico in condizioni di incipiente serraggio

### 2.4.3. Fase di serraggio

Al raggiungimento di un valore di forza utile pari a  $F_{US}$  la molla di innesto non è più in grado di evitare la rotazione di BDE (Figura 28). Sotto queste condizioni, il meccanismo si aziona permettendo l'amplificazione di forza desiderata per cui si ha

$$F_U \geq F_A$$

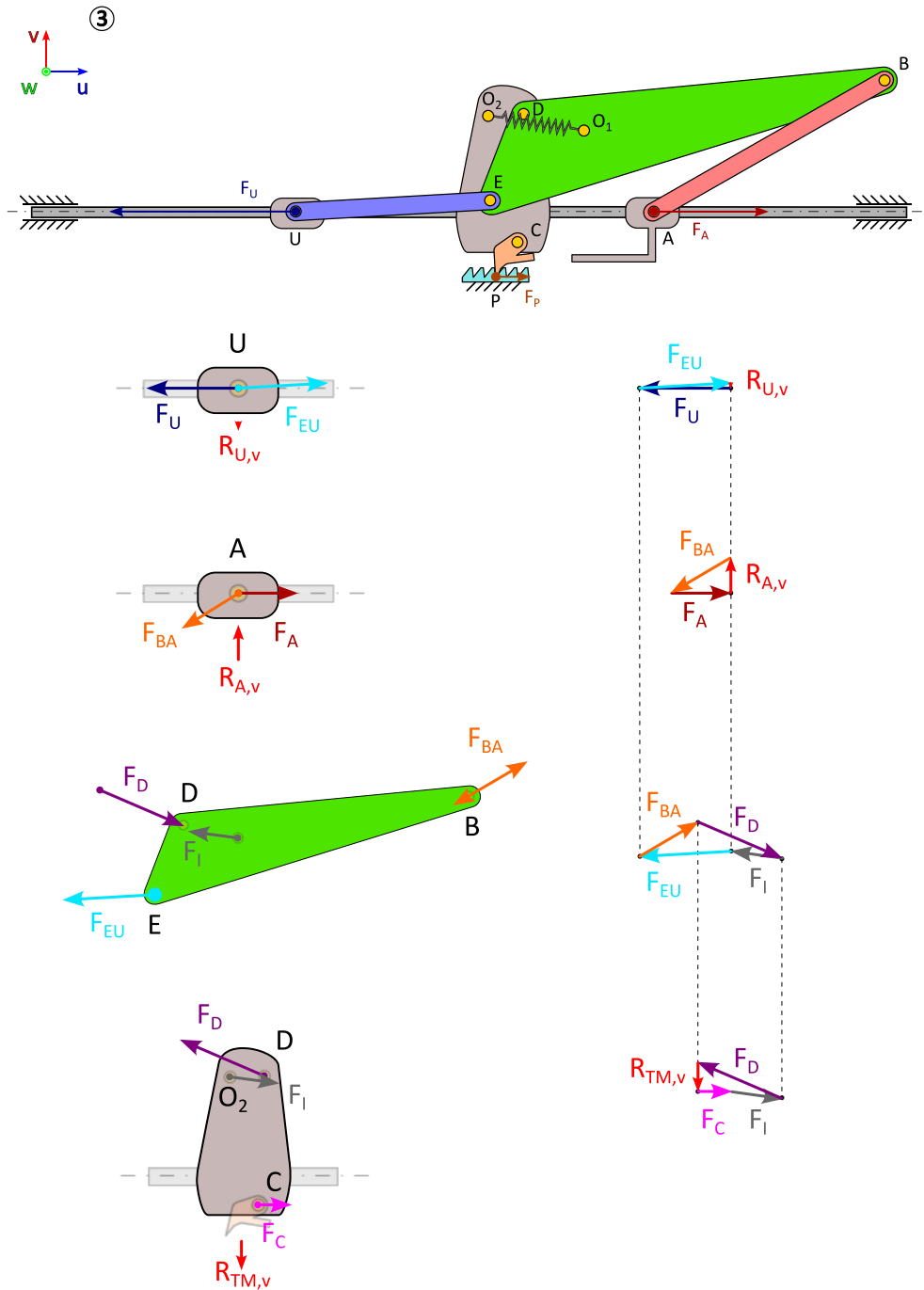


Figura 28 - Schema statico durante la fase di serraggio

A seguito della rotazione dell'elemento ternario il telaio mobile è sottoposto ad una componente di forza nella direzione negativa di  $\hat{u}$  che viene opportunamente bilanciata da una azione  $F_P$  che il telaio fisso esercita sul telaio mobile per cui deve risultare

$$F_P = F_{D,u} - F_{I,u}$$

con  $F_{D,u}$  componente orizzontale che si scarica sul telaio mobile attraverso la cerniera D.

Dall'equilibrio dell'intero meccanismo risulta invece

$$F_P = F_U - F_A$$

#### **2.4.4. Configurazione di punto morto**

L'amplificazione di forza procede fino al raggiungimento della configurazione di punto morto del meccanismo (Figura 29), ovvero quando  $\delta = \frac{\pi}{2}$ , dove l'equazione precedente non è più valida. In questa configurazione il meccanismo non è più in grado di trasmettere forza dall'utilizzatore all'attuatore e dall'equilibrio alla traslazione dell'intero meccanismo si verifica puntualmente che

$$F_P = F_U$$



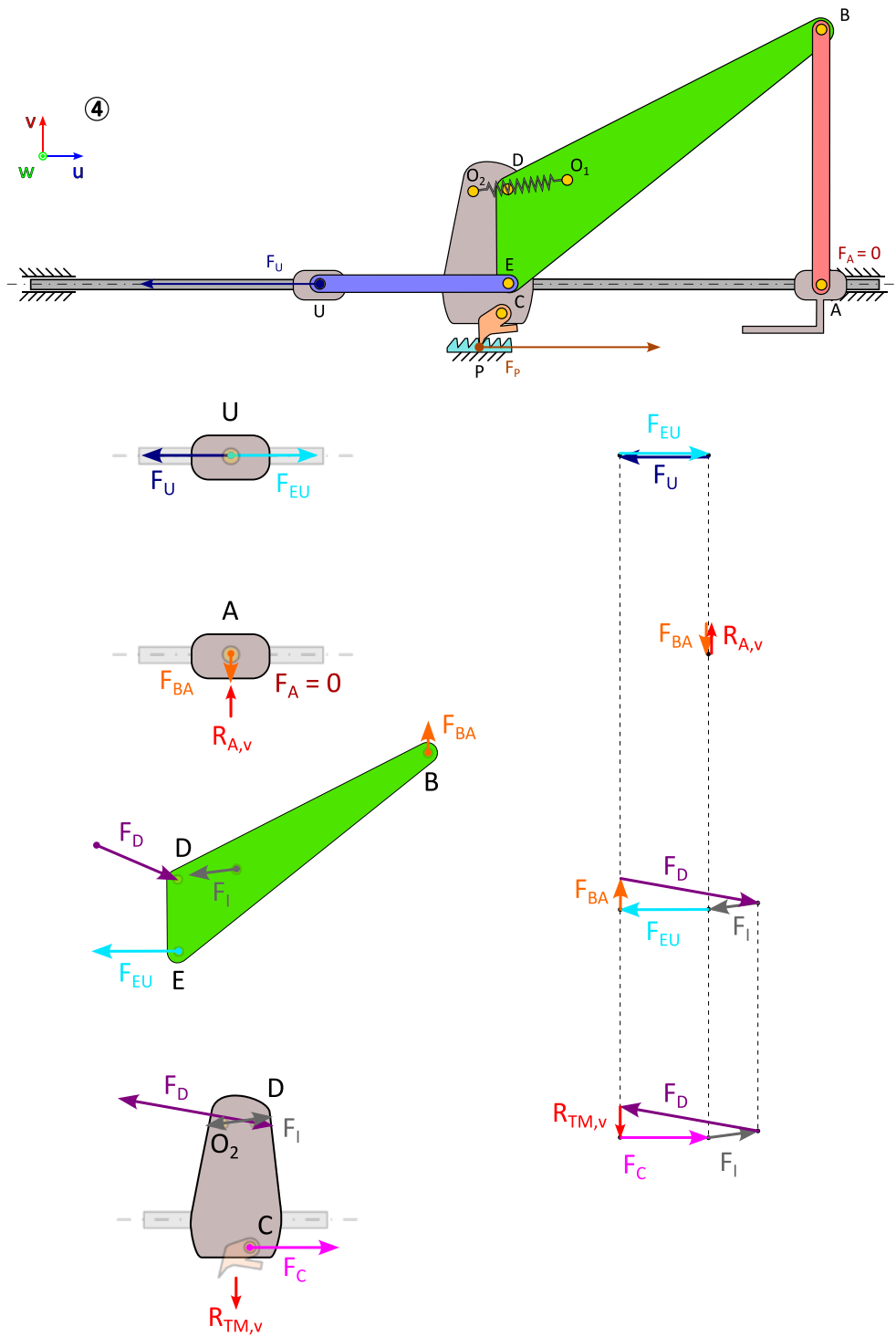


Figura 29 - Schema statico della configurazione di punto morto

### 2.4.5. Configurazione di irreversibilità cinematica

Se si supera questa configurazione si verifica l'inversione cinematica del meccanismo: mentre il cursore A procede nella direzione positiva di  $\hat{u}$ , il cursore U inverte il suo moto, procedendo nella direzione negativa di  $\hat{u}$ . Tuttavia, tramite un opportuno finecorsa posizionato tra il telaio mobile e il cursore A è possibile bilanciare un'azione da parte dell'utilizzatore garantendo il requisito progettuale di irreversibilità (Figura 30).

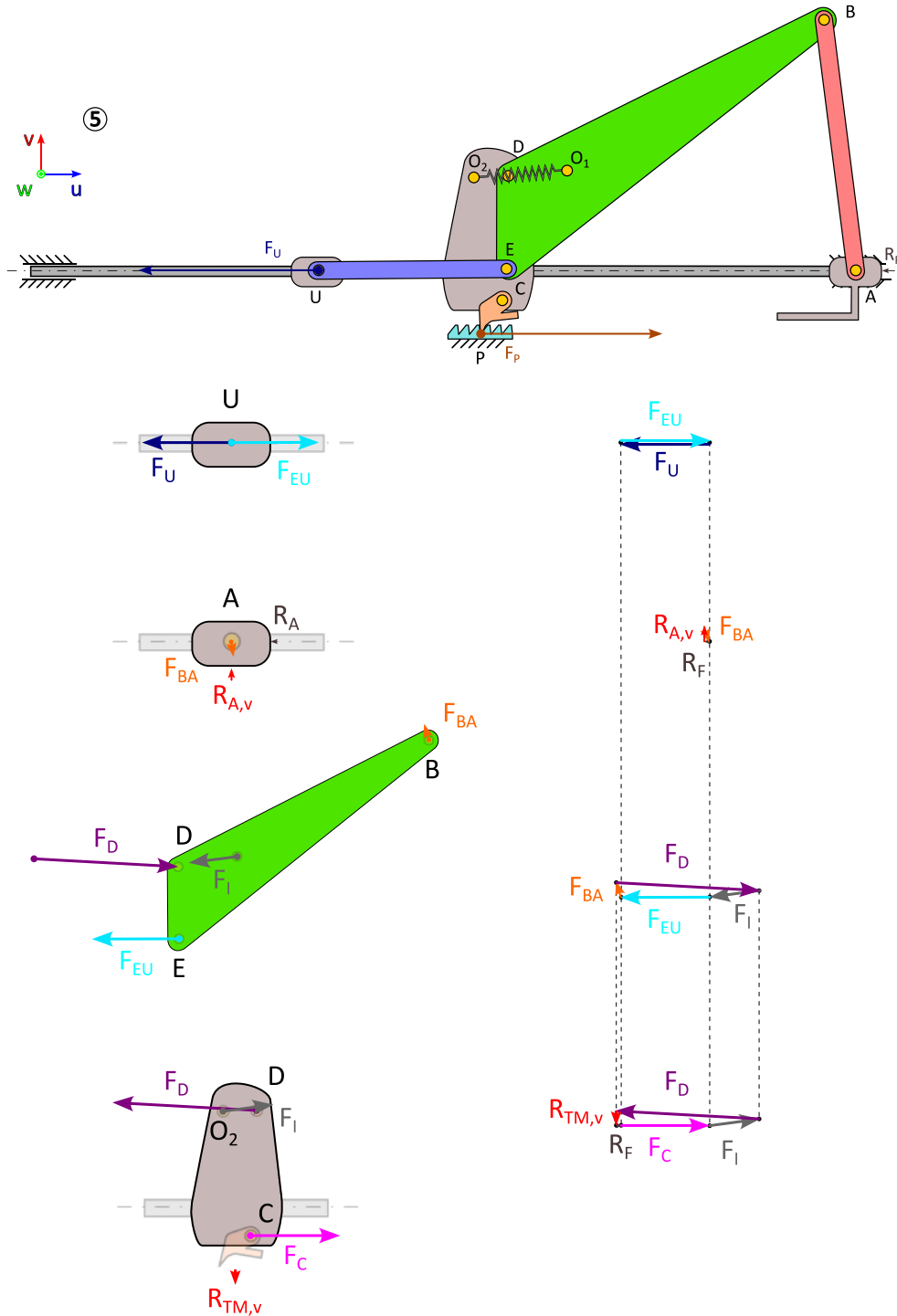


Figura 30 - Schema statico nella configurazione di irreversibilità cinematica

### 2.4.6. Fase di rientro ⑥

Le fasi di serraggio e accostamento costituiscono la fase di andata del meccanismo che corrisponde all'attivazione del freno di stazionamento. Un ciclo completo di funzionamento del freno comprende anche il rilascio per cui alle fasi descritte segue una fase di rientro del meccanismo. Durante questa fase, il meccanismo segue i medesimi schemi statici relativi alla fase di serraggio fino al raggiungimento della configurazione di incipiente serraggio. In questa configurazione gli arpioni sono praticamente scarichi e pronti per essere disimpegnati dal telaio fisso.

Se questo accade, il telaio mobile si trova sottoposto ad una componente di forza che tende istantaneamente a spingerlo nella direzione  $-\hat{u}$ , quindi ad allontanarlo dal cursore A, ma la molla non è in grado di equilibrare tale componente e di garantire l'assenza di moto relativo tra elemento ternario e telaio mobile proprio perché il suo precarico è tarato su questa configurazione. Se questo accade si verifica, in maniera congiunta, una istantanea rotazione dell'elemento ternario per cui l'effetto finale è un'apertura anomala del meccanismo. Inoltre, se un qualsiasi spostamento istantaneo del telaio mobile nella direzione  $-\hat{u}$  comporta un nuovo impuntamento della camma quindi, a cavallo del punto di innesco del meccanismo, si verificano, in maniera ripetitiva, il disimpegno e l'impuntamento della camma causando un moto irregolare del telaio mobile. Nella Figura 31 seguente è rappresentata l'evoluzione del meccanismo descritta.

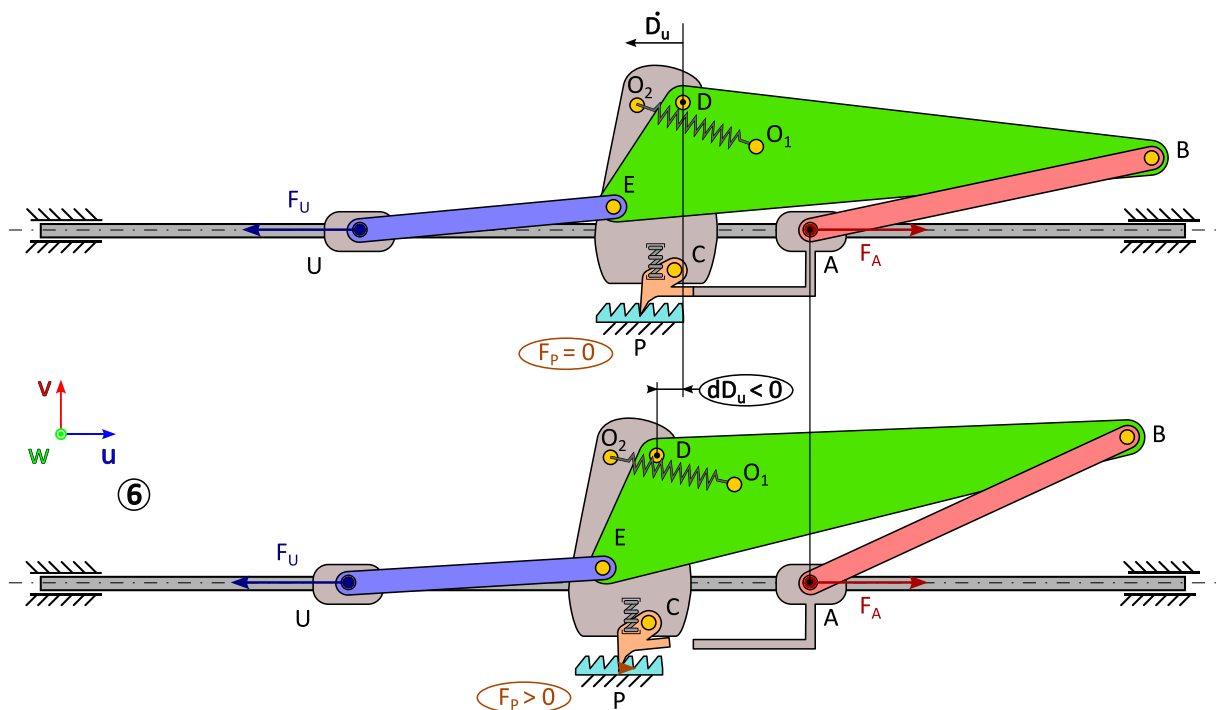


Figura 31 – Evoluzione del meccanismo a seguito di un disimpegno dell'arpione nella configurazione di incipiente serraggio ⑥



La soluzione per evitare questa ulteriore evoluzione indesiderata è evitare che la molla lavori durante l'extra-corsa. Pertanto, è possibile rendere solidale anche l'estremo  $O_2$  della molla con l'elemento ternario e ciò può essere costruttivamente realizzato tramite la presenza di un elemento a forcella, fisso con BDE. L'estremo  $O_2$  può scorrere in un'asola praticata sul telaio mobile e dimensionata sulla base di una rotazione rigida di  $O_2$  intorno a D compiuta durante l'extra-corsa. In questo modo, la molla ruota rigidamente intorno alla cerniera D, la sua lunghezza rimane invariata e pari alla lunghezza di incipiente serraggio. Dal punto di vista dinamico, invece,  $F_I$  diventa una forza interna a BDE e senza alcun impatto sulla forza di attuazione.

L'assenza del contributo della molla, la quale tende dinamicamente a scaricare le camme, provoca, in corrispondenza del punto di innesco, un nuovo impuntamento degli elementi del meccanismo di arresto, i quali si ricaricano di una forza legata al solo rapporto di trasmissione istantaneo. Le camme si scaricheranno poi con il progredire dell'extra-corsa e fino al valore di forza scelto per il disimpegno. Al termine di questa corsa aggiuntiva, un finecorsa posizionato opportunamente garantirà la traslazione rigida del meccanismo in modo da completare la fase di rientro. La configurazione finale sarà differente rispetto alla configurazione di innesco ma quest'ultima potrà essere recuperata in una nuova fase di accostamento. Nelle figure seguenti sono rappresentate l'evoluzione del meccanismo nell'extra-corsa, e gli andamenti di  $F_U$ ,  $F_A$  e di  $F_C$ . Si rappresenta, per completezza, il contributo della molla sulla forza di attuazione valutabile, dal bilancio di energia, come

$$M = C_I \frac{d\beta}{dx}$$

In Figura 33 sono riportate le configurazioni notevoli del meccanismo.

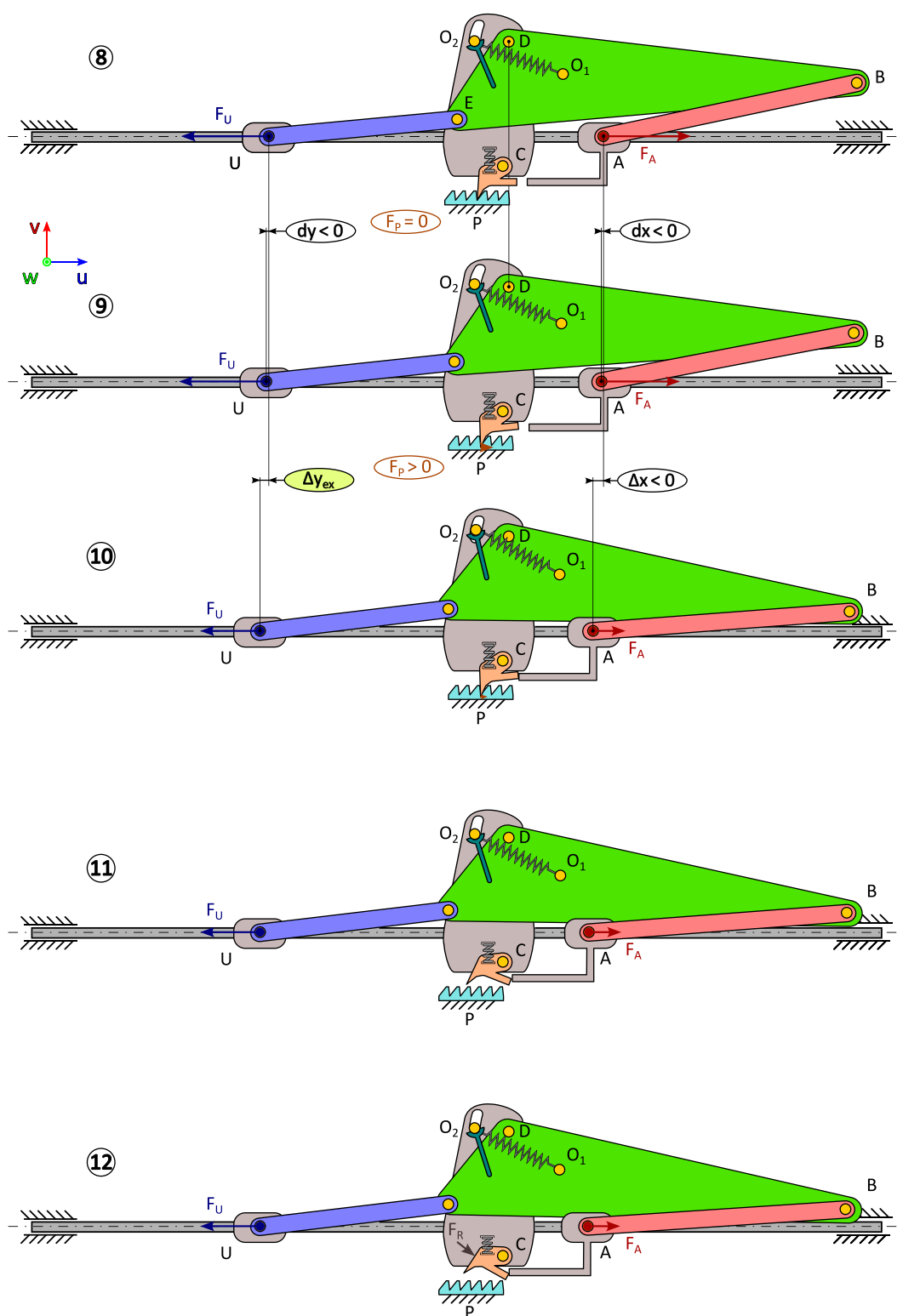
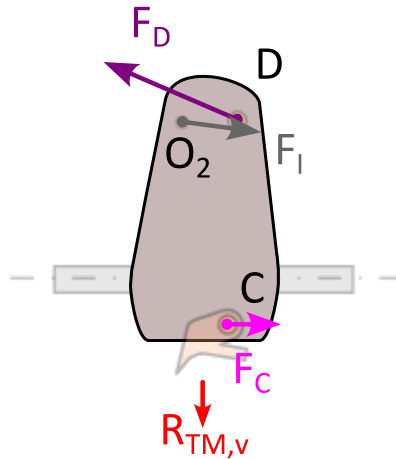


Figura 33 – Configurazioni notevoli del meccanismo: incipiente serraggio ⑧, inizio extra-corsa ⑨, contatto con il meccanismo di arresto ⑩, disimpegno dell'arpione ⑪, contatto con il finecorsa ⑫

## 2.5. Approfondimento sul meccanismo di arresto

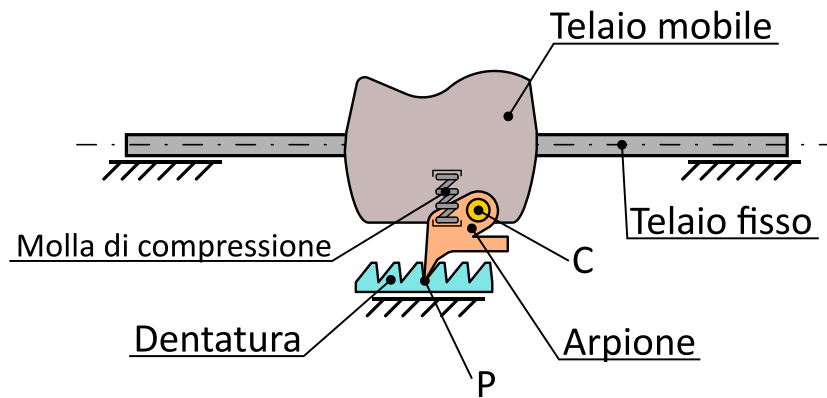
Come evidenziato dall'analisi dinamica, durante la fase di serraggio il sistema di forze agenti sul telaio mobile (Figura 34) è composto dalla forza  $F_D$ , trasmessa attraverso la cerniera D solidale al telaio mobile, e la forza della molla  $F_I$ , trasmessa attraverso il perno  $O_2$ . La risultante di tale sistema è caratterizzata da una componente orizzontale che tende a spingere il telaio mobile nella direzione contraria al moto (direzione  $-\hat{u}$ ). Pertanto, è necessario bilanciare tale componente con una forza, indicata con  $F_C$ , in modo da ottenere l'evoluzione desiderata del meccanismo.



**Figura 34 – Equilibrio di forze sul telaio mobile durante la fase di serraggio**

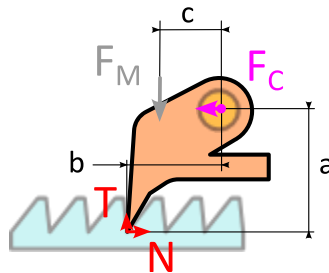
La soluzione presa in considerazione prevede l'utilizzo di meccanismo del tipo "a cricchetto", il quale è un sistema di arresto discreto che consente, nel caso specifico, una traslazione unidirezionale del telaio mobile che può, quindi, muoversi solo nella direzione  $+\hat{u}$  mentre un movimento contrario è ostacolato (direzione  $-\hat{u}$ ). Il meccanismo considerato è composto dai seguenti elementi (Figura 35):

- Cerniera C, che permette all'arpione di ruotare rispetto al telaio mobile e attraverso la quale si trasmette la risultante delle componenti di forza  $F_{Du}$  ed  $F_{Iu}$ ;
- Dentatura, che è solidale con il telaio fisso.
- Arpione, che è solidale con il telaio mobile attraverso la cerniera C e, ruotando attorno ad essa, si accoppia geometricamente con la dentatura;
- Molla di compressione, che garantisce il costante contatto dell'arpione con la dentatura durante tutta l'evoluzione del meccanismo.



**Figura 35 – Elementi caratteristici dell'arpionismo**

È necessario richiamare o definire una serie di grandezze geometriche e dinamiche, visibili nello schema generico di Figura 36, utili alla descrizione del funzionamento del meccanismo.



**Figura 36 - Grandezze geometriche e dinamiche principali dell'arpione**

Le grandezze dinamiche di riferimento sono:

- $F_C$ : forza trasmessa dalla cerniera C e pari alla risultante delle componenti di forza  $F_{Du}$  ed  $F_{Iu}$ ;
- $F_M$ : forza esercitata dalla molla di compressione;
- $N$ : forza normale alla superficie di contatto tra l'arpione e la dentatura;
- $\mu$ : coefficiente di attrito coulombiano tra arpione relativo alla superficie di contatto tra arpione e dentatura;
- $T$ : forza di attrito coulombiana relativa alla superficie di contatto tra arpione e dentatura, con direzione perpendicolare ad  $N$  e con modulo definito dal prodotto  $\mu N$ .

Le grandezze geometriche di riferimento sono:

- $a$ : distanza tra la retta di applicazione di  $N$  e la cerniera C;
- $b$ : distanza tra la retta di applicazione di  $T$  e la cerniera C;
- $c$ : distanza tra la retta di applicazione di  $F_M$  e la cerniera C.

Risulta poi più comodo, a livello di studio del meccanismo di arresto, esprimere la direzione di spostamento



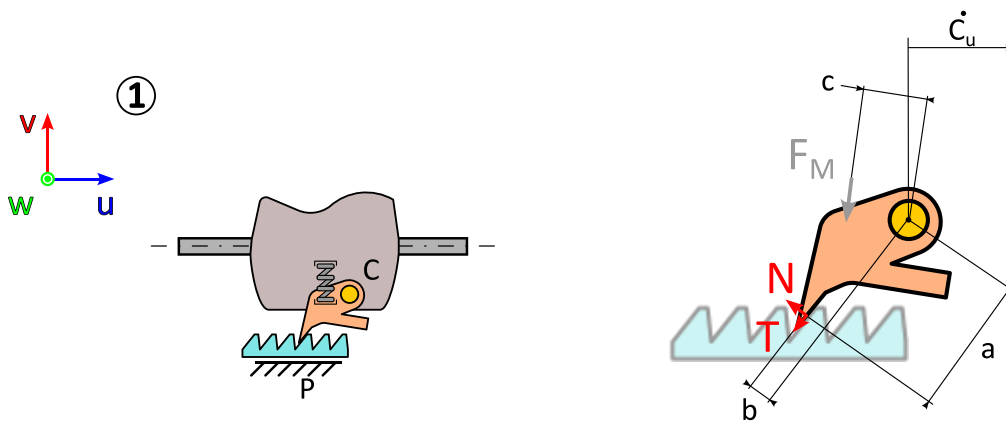
del telaio mobile, e quindi dell'arpione ad esso solidale, attraverso la velocità  $\dot{C}_u$ , definita come la derivata temporale della coordinata della cerniera C nel sistema di riferimento  $\{\hat{u}, \hat{v}, \hat{w}\}$ . In simboli, si ha

$$\dot{C}_u = \frac{dC_u}{dt}$$

Nella pratica, la condizione  $\dot{C}_u > 0$  corrisponde ad uno spostamento dell'arpione nella direzione  $+\hat{u}$  mentre alla condizione  $\dot{C}_u < 0$  è associata la direzione  $-\hat{u}$ , per la quale il meccanismo è progettato per garantire l'arresto del telaio mobile.

Il funzionamento e la dinamica del meccanismo di arresto possono essere così descritti:

- Nella fase di accostamento ①,  $\dot{C}_u > 0$  e la risultante delle forze di contatto tra dentatura e arpione tende a far ruotare quest'ultimo in senso orario (Figura 37).

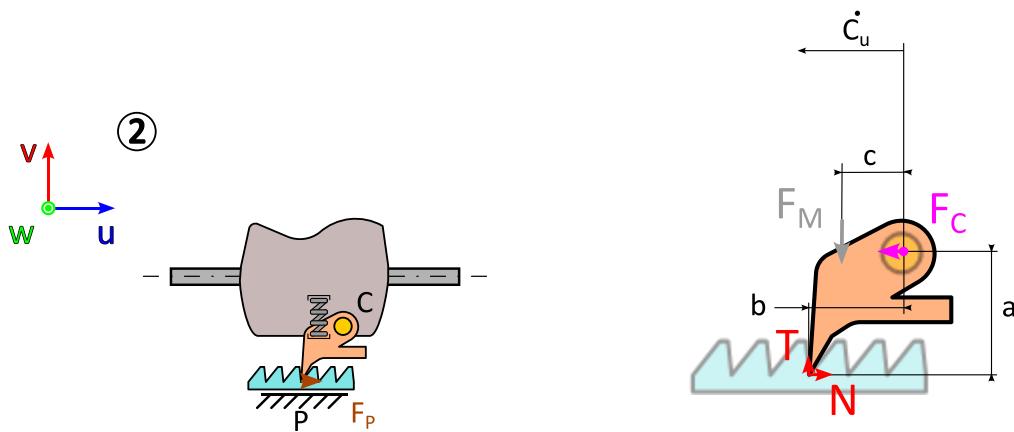


**Figura 37 – Equilibrio di forze sull'arpione durante la fase di accostamento**

Supponendo trascurabile la forza peso, da un equilibrio alla rotazione dell'arpione attorno alla cerniera C deve risultare

$$N \cdot a \geq T \cdot b + F_M \cdot c$$

- Nella condizione di incipiente serraggio ② si può ipotizzare che l'arpione si trovi idealmente in contatto con la dentatura nel punto P (Figura 38), ovvero in una configurazione di impegno ma intermedia tra quella assunta nella fase di accostamento e quella che assumerà nella fase di serraggio. In questo caso, la direzione della risultante delle forze di contatto tra dentatura e arpione deve trovarsi al di sotto della cerniera C in maniera da generare una rotazione antioraria di quest'ultimo.



**Figura 38 – Equilibrio di forze sull'arpione nella condizione di incipiente serraggio**

Dovendo essere garantito l'arresto del telaio mobile, dall'equilibrio alla rotazione dell'arpione intorno a C deve verificarsi la condizione

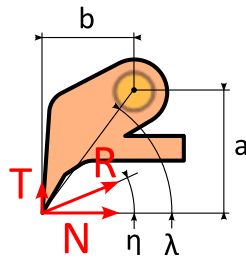
$$N \cdot a + F_M \cdot c \geq T \cdot b$$

Se si trascura l'effetto della molla, il cui compito è garantire solo il contatto dell'arpione con la dentatura si ottiene una condizione vantaggiosa dal punto di vista del dimensionamento dell'arpione oltre che conservativa. In simboli se  $F_M \approx 0$  e ricordando che  $T = \mu N$  ne segue che

$$a \geq \mu \cdot b$$

Definendo  $\frac{a}{b} = \tan \lambda$  e  $\mu = \tan \eta$  dove  $\eta$  è l'angolo compreso tra la risultante R e la forza normale N (Figura 39) si ottiene

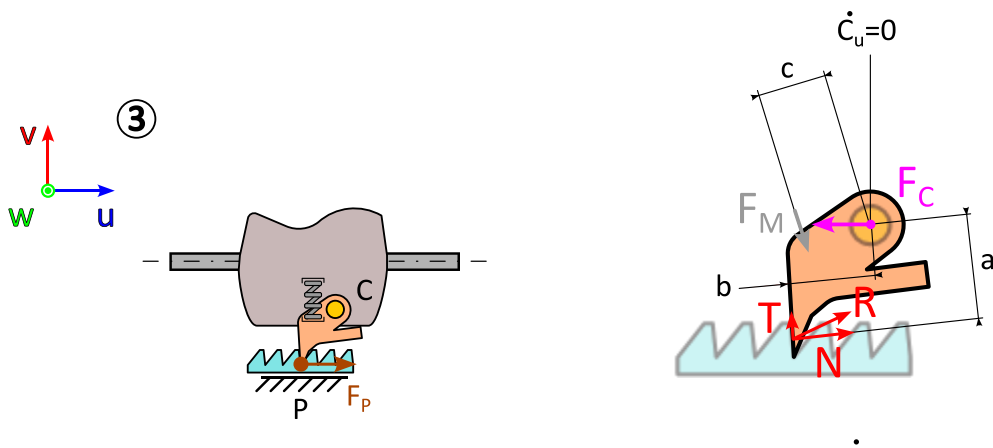
$$\lambda > \eta$$



**Figura 39 – Risultante delle forze scambiata tra dentatura e arpione**

Tale disequaglianza rappresenta un criterio di dimensionamento dell’arpione che tiene conto delle condizioni di attrito tra arpione e dentatura.

- Nella fase di serraggio (3), in conseguenza della rotazione registrata in precedenza, si verifica un accoppiamento geometrico tra due superfici che, se progettate in modo da avere una piccola inclinazione rispetto all’asse  $\hat{v}$ , consentono di mantenere la direzione della risultante al di sotto della cerniera C (Figura 40) continuano a garantire un ostacolo al moto del telaio mobile per cui risulta  $\dot{C}_u = 0$  e rimane valida la condizione precedente.



**Figura 40 - Equilibrio di forze sull’arpione durante la fase di serraggio**

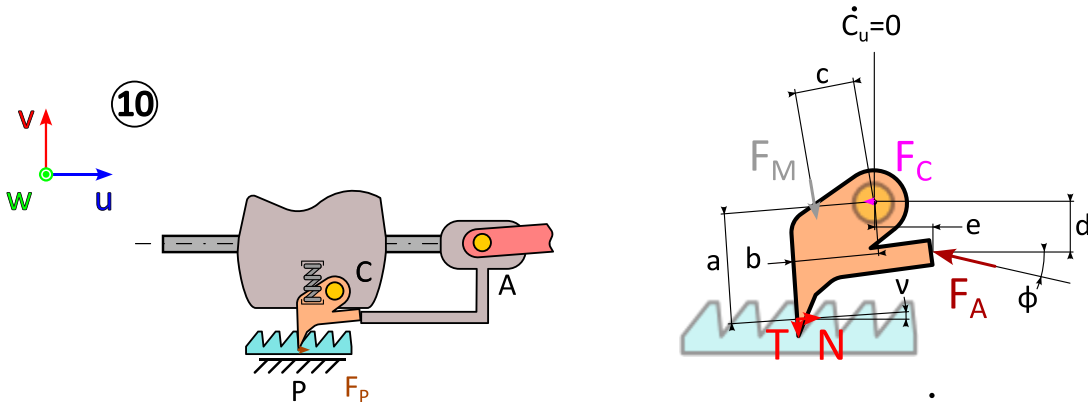
L’evoluzione del meccanismo di arresto si basa, dunque, sul principio di funzionamento dell’impuntamento di un pattino ad accostamento rigido: il posizionamento della risultante R al di sotto della cerniera comporta la nascita di un momento che mantiene il pattino in contatto con l’elemento da frenare, anche in assenza di coppia frenante. La situazione dell’arpione è la medesima in termini dinamici con la differenza che la superficie dove l’arpione e la dentatura si scambiano le forze di contatto è inclinata rispetto alla superficie di contatto propria di un pattino

ad accostamento in modo da facilitare, a parità di altre condizioni, la nascita di un braccio tra la risultante  $R$  e la cerniera.

- Nella fase di rientro l'arpione deve essere disimpegnato in modo da avere  $\dot{C}_u < 0$  evitando l'arresto, questa volta indesiderato, del telaio mobile. Si è già precisato nell'analisi dinamica che è necessario prevedere un ritardo, ovvero una corsa extra del meccanismo, nel disimpegno dell'arpione rispetto alla configurazione di incipiente serraggio al fine di evitare un'apertura indesiderata del meccanismo. In quest'ultima configurazione, l'arpione sarà anche maggiormente scarico ( $F_p \approx 0$ ) e, quindi, potrà essere disimpegnato con maggiore facilità (Figura 41)

A tal proposito, dalla configurazione di incipiente serraggio si ha una fase di extra-corsa, caratterizzata da un ulteriore avvicinamento dei cursori A e telaio mobile, che deve avere una durata relativamente contenuta per evitare interferenze tra gli elementi del meccanismo.

Al termine dell'extracorsa dovrebbe idealmente avvenire il disimpegno istantaneo dell'arpione che, tuttavia, richiede realisticamente una rotazione finita ovvero una corsa aggiunti da parte del meccanismo, che si somma all'extracorsa. A livello di modello, si può pensare allora di far sovrapporre le due fasi di extracorsa e disimpegno accertandosi però che l'arpione venga disimpegnato completamente dalla sua sede solo una volta compiuta l'extra-corsa.



**Figura 41 – Equilibrio di forze sull'arpione durante la fase di extra-corsa**

Pertanto, al termine dell'extracorsa l'arpione è sottoposto ad una forza  $F_A$ , esercitata dall'elemento di disimpegno del cursore A, che forma un angolo  $\phi$  con l'asse  $\hat{u}$ . Si definiscono  $\nu$  come l'angolo che  $N$  forma con  $\hat{u}$  ed  $e$  come la distanza tra la retta di applicazione della componente di  $F_A$  diretta secondo  $\hat{v}$  e la cerniera C. Trascurando ancora  $F_M$  si può scrivere l'equilibrio alla traslazione lungo  $\hat{u}$  come segue

$$N \cos \nu = F_A \cos \phi + F_C$$

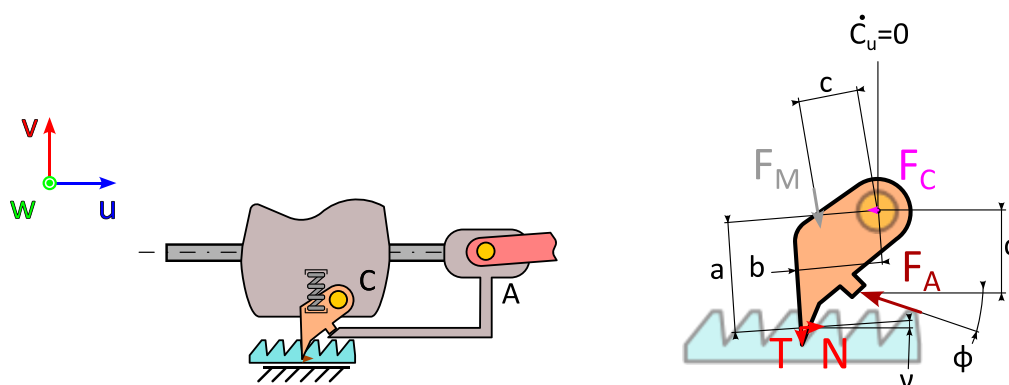
Al fine di imprimere una rotazione oraria all'arpione, disimpegnandolo, dall'equilibrio alla rotazione intorno a C si può scrivere

$$F_A \cos \phi \cdot d \geq N \cdot a + T \cdot b + F_A \sin \phi \cdot e$$

È evidente che una diminuzione dell'angolo  $\phi$ , e quindi un aumento della componente  $F_A \cos \phi$ , comporta, a meno dell'angolo  $\nu$  che in generale è molto piccolo, un aumento di  $N$  per cui non si ottiene nessun vantaggio in termini di disimpegno ma si va a caricare solo ulteriormente l'arpione. Allo stesso modo, aumentare  $\phi$  consente di scaricare l'arpione ma, siccome il punto di contatto tra l'arpione e l'elemento di disimpegno si trova a destra rispetto alla cerniera C, si ottiene un peggioramento delle condizioni di disimpegno.

Una possibile soluzione consiste nello spostamento del punto di contatto a sinistra di C (Figura 42), in modo da ottenere, questa volta, un momento orario, quindi utile al disimpegno, generato dalla componente  $F_A \sin \phi$  per cui l'equazione si modifica come segue

$$F_A \cos \phi \cdot d + F_A \sin \phi \cdot e \geq N \cdot a + T \cdot b$$

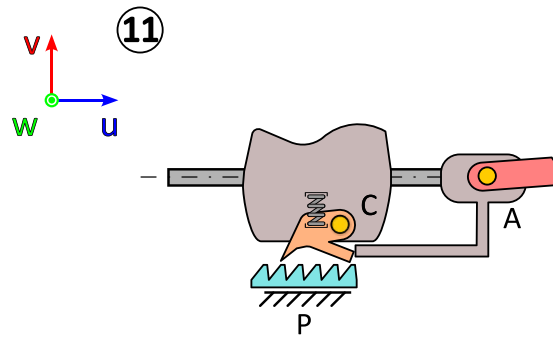


**Figura 42 - Equilibrio di forze sull'arpione durante il disimpegno dell'arpione**

In tal modo, rimanendo valida l'equazione di equilibrio alla traslazione, ad un aumento di  $\phi$  si associa sia una riduzione, sempre a meno di  $\nu$ , di  $N$ , quindi un arpione relativamente meno caricato che un aumento della componente  $F_A \sin \phi$  che rappresenta il solo ed effettivo contributo utile al disimpegno dell'arpione.

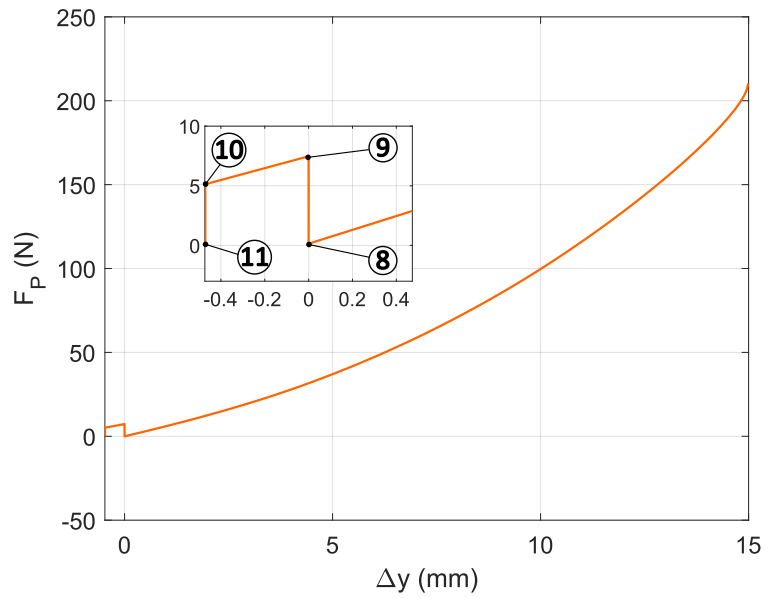
È chiaro che un aumento del modulo del momento utile al disimpegno può essere ottenuto, non solo agendo su  $\phi$  ma anche sul braccio  $d$ .

Una volta concluso il disimpegno dell'arpione il meccanismo articolato può eseguire correttamente la fase di rientro (Figura 43).

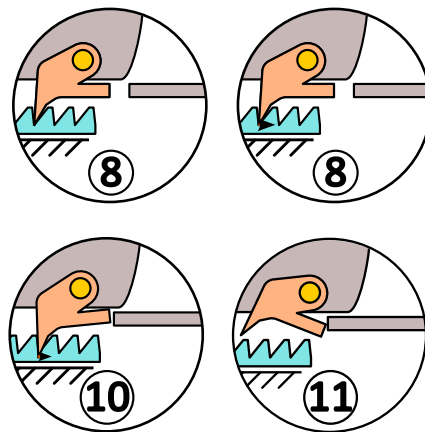


*Figura 43 – Configurazione di rientro dell'arpione*

Nella Figura 44 è riportato un andamento qualitativo, dipendente dalla molla di innesco scelta, della forza frenante  $F_P$  e le varie casistiche analizzate.



(a)



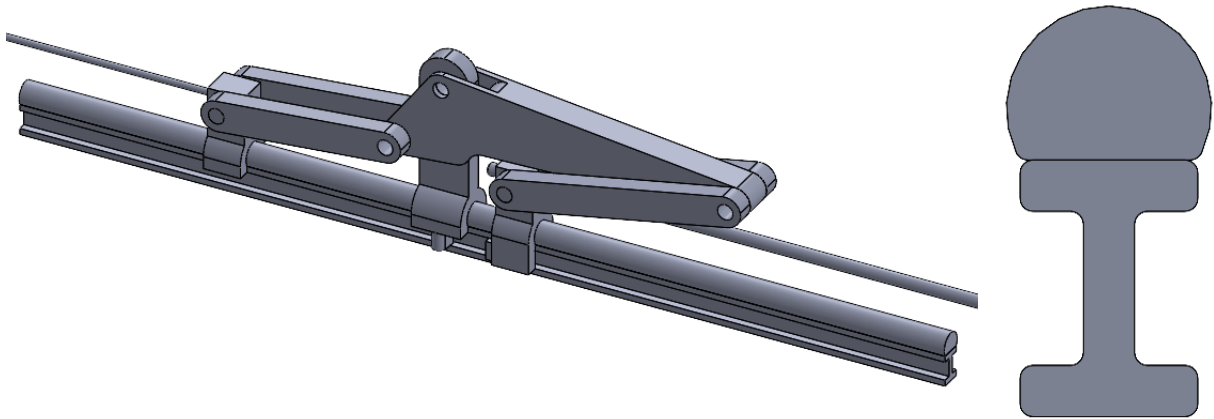
(b)

**Figura 44 – Andamento qualitativo forza frenante (a) e configurazioni notevoli dell'arpione (b)**

### 3. PROGETTAZIONE ESECUTIVA

#### 3.1. Soluzione iniziale di riferimento

Inizialmente si propone una soluzione iniziale ad albero singolo dove i cursori A e U e il telaio mobile scorrono su unica guida lineare.



*Figura 45 - Soluzione iniziale di riferimento*

L'elemento caratterizzante della soluzione (Figura 45) è senza dubbio la guida lineare: la guida è ottenuta dall'unione, tramite collegamento fisso, di un albero sfaccettato e di una lamina con profilo a doppia T. La scelta di questo particolare profilo risiede nella possibilità di sfruttare le sue facce laterali (facce parallele al piano x-y): le facce laterali superiori del profilo garantiscono, insieme all'albero, l'anti-rotazione dell'intero sistema, necessaria all'accoppiamento prismatico richiesto, mentre le facce laterali intermedie costituiscono il telaio fisso, sul quale gli elementi del meccanismo di arresto, solidali con il telaio mobile, vanno ad impuntarsi. La regione inferiore della lamina consente poi di connettere il telaio fisso ad un basamento. Pertanto, la soluzione ha sicuramente il vantaggio di essere molto compatta. È previsto inoltre l'allineamento verticale delle cerniere U ed A rispettivamente con il cavo utilizzatore e la madre vite e ciò permette di annullare i momenti longitudinali sui cursori. Tale allineamento è ottenibile con lo sdoppiamento dei link AB e UE, i quali sono posti simmetricamente rispetto all'asse della guida. Inoltre, le cerniere A, B e D sono posizionate sui relativi cursori in modo che le componenti verticali di forza scaricate su questi ultimi siano allineate con le reazioni vincolari.

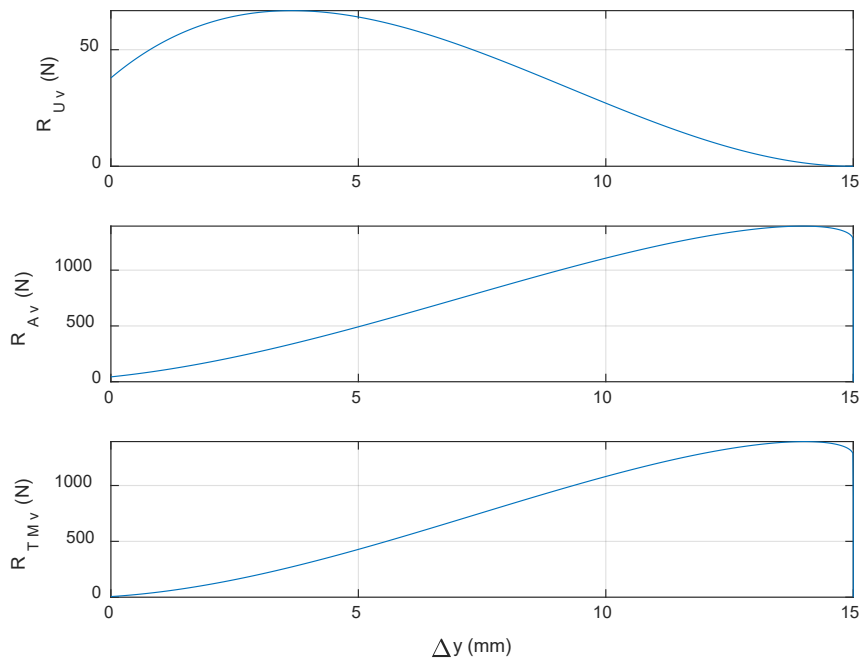
La soluzione proposta presenta tuttavia due importanti svantaggi, uno di carattere economico e uno di carattere tecnologico. Il primo è dovuto alle non poche lavorazioni meccaniche da effettuare: sfacciatura, rettifica e foratura per l'albero, rettifica e foratura per le facce laterali superiori della lamina, sabbiatura o zigrinatura per quelle laterali intermedie, foratura per quelle laterali inferiori. Il secondo svantaggio è relativo al tentativo da parte del cursore U di sfilarsi dalla guida in presenza dell'elevata componente verticale di forza



diretta nel verso positivo di  $y$  che lo caratterizza nel funzionamento: se l'albero è sfaccettato, inferiormente rispetto al suo asse trasversale  $z$ , la sezione deputata a reggere tali carichi viene notevolmente ridotta per cui la restante porzione, costituita dal passaggio dal profilo circolare dell'albero a quello rettilineo della lamina, risulta notevolmente caricata. Sotto tali condizioni, lo spigolo interno coniugato e raccordato del cursore può andare a rigare la superficie dell'albero. Questo comportamento va così a vanificare la rettifica praticata su tale superficie.

Di seguito vengono proposte le diverse soluzioni di architettura prese in considerazione sulla base dello schema funzionale precedentemente definito.

Si riportano gli andamenti di  $R_{U,v}$ ,  $R_{A,v}$  e  $R_{TM,v}$  in funzione di  $\Delta y$  in Figura 46.



**Figura 46 – Andamento delle reazioni vincolari in funzione della corsa del cedente**

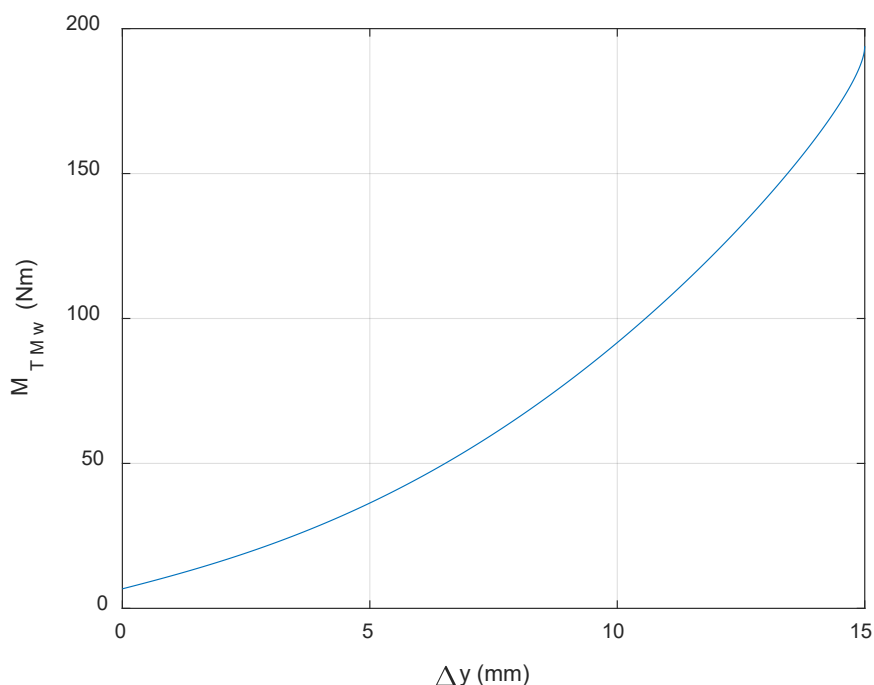
La reazione vincolare  $R_{U,v}$  è caratterizzata dalla combinazione di  $F_U$  e di  $\tan \mu$ , rispettivamente in progressivo aumento e diminuzione. Il picco di  $R_{U,v}$ , pari a 66.8 N, non particolarmente elevato grazie ad un angolo  $\mu_i$  piccolo, si verifica in una configurazione intermedia per la quale la crescita di  $F_U$  è preponderante rispetto alla decrescita dell'angolo  $\mu$ . Successivamente, la riduzione progressiva di  $\mu$  prevale sull'aumento di  $F_U$  fino all'annullamento della reazione nella configurazione di fine serraggio.

La reazione vincolare  $R_{A,v}$  è caratterizzata, invece, dalla combinazione degli andamenti di  $F_A$  e di  $\tan \delta$ . Inizialmente le due grandezze sono in aumento per cui la reazione vincolare cresce in maniera importante. A circa metà della corsa la forza di attuazione comincia a diminuire non riuscendo però a compensare

l'aumento di  $\tan \delta$ : il risultato è una  $R_{A,v}$  sempre crescente. In vicinanza del punto morto si verifica il massimo valore di  $R_{A,v}$ , pari a 1394.8 N, e, sostanzialmente, il suo mantenimento, dovuto a  $\tan \delta$  che tende a divergere e a compensare una  $F_A$  tende a zero. Successivamente si verifica una leggera diminuzione fino a che non si è in prossimità di un angolo del piede di biella pari a  $\pi/2$ : infatti, in quest'ultima configurazione la  $F_A$  si annulla provocando questa volta una drastica riduzione della reazione vincolare partendo da un valore relativamente elevato.

L'andamento di  $R_{TM,v}$  rispecchia perfettamente, a meno di  $R_{U,v}$ , l'andamento di  $R_{A,v}$ . Il suo massimo valore è pari a 1393.3 N.

Nella Figura 47 si riporta, invece, l'andamento del momento  $M_{TM,w}$ , unico momento non nullo a seguito delle scelte progettuali, in funzione della corsa del cedente  $\Delta y$ .



**Figura 47 - Andamento del momento in funzione della corsa del cedente**

Il momento  $M_{TM,w}$  è caratterizzato dalla coppia di forze  $F_{D,u} - F_C$  di braccio  $d_{TM}$  pari a 46 mm: le due forze si incrementano di pari passo e al progredire della fase di serraggio fino a raggiungere, al termine di quest'ultima, un valore pari a 4216 N. Si registra, pertanto, un andamento monotono crescente del momento fino a raggiungere, nella configurazione di fine serraggio, un valore di 193.9 Nm.

Infine, la Tabella 2 seguente mostra le condizioni dinamiche più gravose a cui sono sottoposti i singoli cursori, ovvero la combinazione delle massime reazioni vincolari  $R_v$  e i massimi momenti  $M_w$  con riferimento alla soluzione funzionale proposta. Tali condizioni sono necessarie al dimensionamento di guide lineari e relativi

cursori.

|                |          |
|----------------|----------|
| $R_{A,v,max}$  | 1394.8 N |
| $M_{A,w,max}$  | 0 Nm     |
| $R_{U,v,max}$  | 66.8 N   |
| $M_{U,w,max}$  | 0 Nm     |
| $R_{TM,v,max}$ | 1393.3 N |
| $M_{TM,w,max}$ | 193.9 Nm |

**Tabella 2 - Condizioni dinamiche più gravose**

### 3.2. Dimensionamento della guida lineare e dei cursori

Per la scelta della guida e dei relativi cursori si fa riferimento esclusivamente alla fase di serraggio perché, come preannunciato, è la fase critica dal punto di vista dell'entità delle forze in gioco. Le guide lineari e i relativi pattini selezionati appartengono alla casa produttrice Bosch e il catalogo di riferimento prevede che, a valle dell'analisi dinamica, venga utilizzato un fattore di sicurezza di carico statico  $S_0$  definito come

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0,max}}$$

con

- $C_0$ : fattore di carico statico (N), ovvero il carico statico in direzione del carico corrispondente ad una sollecitazione stimata pari a 4200 MPa al centro del punto di contatto soggetto a massima sollecitazione tra sfera e pista. Con questo carico, nel punto di contatto si verifica una deformazione totale permanente della sfera e della pista corrispondente a circa 0,0001 volte il diametro della sfera (a norma DIN ISO 14 728-1);
- $F_{0,max}$ : l'ampiezza massima di carico che può agire sulla guida lineare, indipendentemente dal fatto che si tratti o meno di azione temporanea del carico.

Al fine di non sovradimensionare il sistema si sceglie, sempre da catalogo, un fattore di sicurezza  $S_0$  di riferimento pari a 3, tipico di una situazione in cui sono perfettamente noti tutti i dati di carico di carico ed è garantito un funzionamento a prova di vibrazioni. Nel caso presente, essendo il momento  $M_w$  e la reazione vincolare  $R_v$  le grandezze dinamiche di interesse per il dimensionamento delle guide, si valutano due distinti fattori di sicurezza, uno per la reazione vincolare  $S_{0,R}$  e uno per il momento  $S_{0,M}$ .

$$S_{0,R} = \frac{C_0}{R_{v,max}}$$

$$S_{0,M} = \frac{M_{L0}}{M_{w,max}}$$

con

- $C_0$ : fattore di carico statico (N), ricavato da catalogo;
- $R_{v,max}$ : reazione vincolare massima agente sul cursore (N), ricavata dall'analisi dinamica;
- $M_{L0}$ : momento di carico longitudinale statico (Nm), ovvero il momento statico di confronto sull'asse verticale y o sull'asse trasversale z che provoca un carico corrispondente al fattore di carico statico  $C_0$ , ricavato da catalogo (N);
- $M_{w,max}$ : momento longitudinale massimo agente sul cursore (Nm), ricavato dall'analisi dinamica.

Il corretto dimensionamento prevede che

$$S_{0,M} \geq S_0$$

$$S_{0,R} \geq S_0$$

Si scelgono la guida e i cursori sulla base dei risultati dinamici ottenuti sulla soluzione funzionale proposta.

In generale, le guide lineari commerciali, comprese le guide lineari Bosch, hanno una conformazione tale da garantire l'anti-rotazione del meccanismo; tuttavia, non sono dotate di una superficie adeguata su cui far agire gli elementi del meccanismo di arresto che andranno a frenare il telaio mobile. Per questo motivo non è esattamente riproponibile, soprattutto in termini di compattezza, quanto visto nella soluzione. Infatti, collegando la guida commerciale con la lamina si può subito immaginare un aumento di ingombro verticale. Inoltre, gli stessi elementi del meccanismo di arresto sarebbero posizionati ad una distanza maggiore rispetto alla cerniera D comportando sicuramente un aumento del momento sul telaio mobile e, di conseguenza, un aumento delle dimensioni della guida e di tutti i cursori i quali, essendo la soluzione a singola guida, devono adeguarsi alle dimensioni trasversali e verticali del cursore maggiormente sollecitato. In sintesi, volendo adottare una soluzione con la lamina posta inferiormente rispetto alla guida lineare, se non si conoscono le dimensioni dei cursori non si conosce nemmeno la distanza effettiva tra la cerniera D e gli elementi del meccanismo di arresto.

Aggiungendo la lamina al di sotto della aumenta la distanza elementi di arresto-cerniera D e il relativo momento sul telaio mobile. Si ritorna sull'analisi dinamica e sulla base dei nuovi risultati si scelgono nuovi pattini fino ad arrivare ad una sorta di convergenza tra i calcoli dinamici e le dimensioni dei pattini scelti. Tuttavia, si rileva che le dimensioni minime dei pattini portano a mutue interferenze longitudinali tra il cursore del telaio mobile e i cursori A e U sia nella configurazione iniziale (interferenza cursore A-cursore TM) che nella configurazione finale (interferenza cursore U-cursore TM) del meccanismo.

Si può da subito intuire come sia difficoltoso perseguire una soluzione con degli elementi del meccanismo di arresto che vanno a pinzare una lamina posizionata al di sotto della guida: la distanza tra la cerniera D e gli elementi del meccanismo di arresto è inevitabilmente grande e questo comporta la scelta di un cursore telaio mobile di notevoli dimensioni che a sua volta determina la taglia dei restanti cursori i quali, dovendosi adattare alle dimensioni verticali e trasversali del primo, non hanno libertà sull'ingombro longitudinale e finiscono per andare in interferenza.

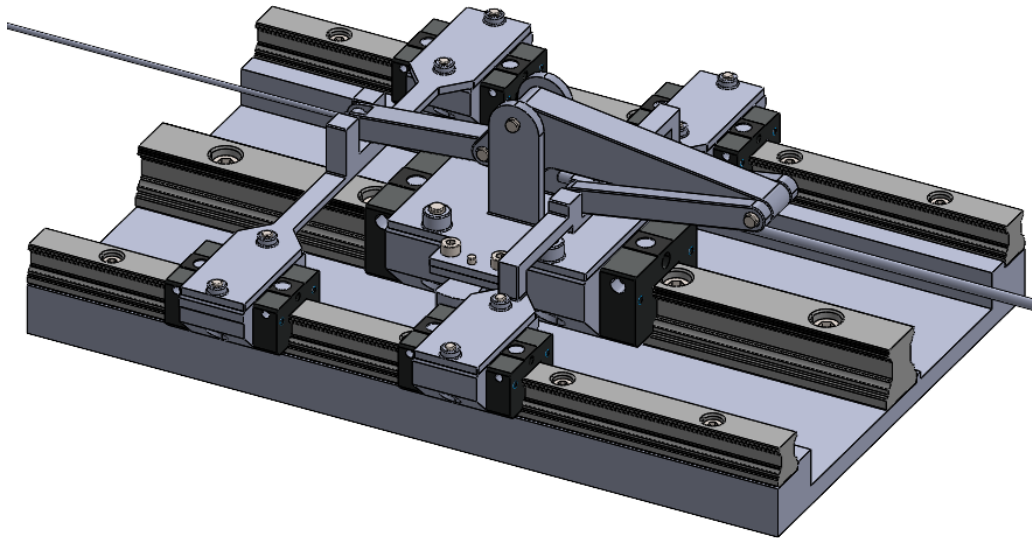
Ricapitolando, il problema principale della soluzione funzionale proposta è l'elevato momento flettente sul telaio mobile che spinge alla scelta di pattini di dimensioni non adeguate ai vincoli cinematici longitudinali. Più precisamente, la cerniera del cursore A deve trovarsi, ad inizio serraggio a 23 mm dalla cerniera D mentre la cerniera del cursore U deve trovarsi, a fine serraggio, a 55 mm da D. Pertanto, si sono ricercate alcune soluzioni al problema senza stravolgere l'architettura funzionale originaria.

Vengono dunque proposte una serie di soluzioni alternative che, conservando la cinematica del meccanismo, possano risolvere la problematica esposta.

Tali soluzioni imboccano due strade principali: evitare l'interferenza che si viene a generare tra i cursori e il telaio mobile oppure limitare, se non idealmente eliminare, il momento flettente agente sul telaio mobile tramite lo spostamento degli elementi del meccanismo di arresto rispetto alla cerniera D. Le due strade possono anche essere percorse contemporaneamente nel caso in cui per evitare l'interferenza è necessario uno spostamento degli elementi del meccanismo di arresto o viceversa.

La prima soluzione tenta di eliminare l'interferenza tra i cursori e il telaio mobile tramite il semplice spostamento longitudinale delle cerniere A e U, rispetto alla loro posizione iniziale di mezzeria, rimanendo all'interno dell'area di interfaccia del cursore. Il problema dell'interferenza non viene però risolto perché il guadagno conseguito è trascurabile. Si vengono, inoltre, a creare, a seguito dello spostamento delle cerniere dall'asse di simmetria longitudinale del pattino, dei momenti anche sui pattini A e U complicando ulteriormente la scelta di questi ultimi.

### 3.2.1. Soluzione 1: Meccanismo su piani paralleli



*Figura 48 – Soluzione 1 - Meccanismo su piani paralleli*

La prima soluzione (Figura 48) prevede che il telaio mobile e i cursori scorrano su tre guide distinte e parallele tra di loro: sulla guida centrale scorre il pattino del telaio mobile e su ciascuna delle altre due, disposte simmetricamente rispetto alla prima, scorre una di pattini A e U. Prevedendo un importante sviluppo trasversale del meccanismo si sceglie un modello di pattino che garantisca il minor ingombro da questo punto di vista al prezzo di un leggero aumento di ingombro longitudinale del cursore del telaio mobile che però è ininfluente grazie proprio allo sviluppo del meccanismo su piani paralleli. Per ottimizzare ulteriormente gli ingombri è possibile scegliere dei pattini A e U, e le rispettive guide, di dimensioni più contenute grazie anche alla divisione simmetrica dei carichi.

Per quanto riguarda il collegamento delle coppie di pattini tra le due guide laterali vengono utilizzate delle barre avvitate sui pattini stessi grazie ai fori presenti. La presenza di un semplice doppio link AB e un link UE opportunamente lavorato garantisce l'assenza di momenti longitudinali sui cursori A e U.

Sul telaio mobile viene avvitata una piastra a cui a sua volta è collegato un profilato a C che funge da supporto per gli elementi del meccanismo di arresto. Questi ultimi sono ad espansione ovvero garantiscono l'arresto del telaio mobile tramite il contatto con due lamine, aventi sezione a T, che costituiscono il telaio fisso e sono posizionate esternamente rispetto ad essi ed interposte tra le tre guide. Sia le guide che le lamine vengono avvitate ad un unico basamento. Il disimpegno degli elementi del meccanismo di arresto nella fase di rientro del meccanismo viene ottenuto tramite dei punzoni solidali alla barra dei cursori A.

La scelta di utilizzare non una ma due lamine per l'arresto è motivata dal posizionamento degli elementi del meccanismo di arresto: essi si trovano a livello dell'asse delle guide, mantenendo pressoché inalterata,

rispetto alla soluzione funzionale originaria, la distanza tra gli elementi del meccanismo di arresto e la cerniera D. Invece, adottando un'unica lamina si deve necessariamente disporre quest'ultima, per questioni di bilanciamento dei carichi, al di sotto della guida del telaio mobile comportando un aumento della distanza tra gli elementi del meccanismo di arresto e la cerniera D.

Viene scelto un modello stretto di pattino Bosch per contenere le dimensioni trasversali. La Tabella 3 riporta le condizioni più gravose a cui sono sottoposti i singoli cursori.

|                |          |
|----------------|----------|
| $R_{A,v,max}$  | 697.4 N  |
| $M_{A,w,max}$  | 0 N      |
| $R_{U,v,max}$  | 33.4 N   |
| $M_{U,w,max}$  | 0 N      |
| $R_{TM,v,max}$ | 1393.3 N |
| $M_{TM,w,max}$ | 179.2 Nm |

**Tabella 3 – Condizioni dinamiche più gravose della soluzione 1**

I pattini e le relative guide scelti da catalogo, di cui si indicano tra parentesi il fattore e il momento di carico, risultano:

- Pattino telaio mobile: SLS R1623 grandezza 25 ( $C_0=52.5$  kN,  $M_{L0}=740$  Nm);
- Pattini A e U: SKS R1666 grandezza 15 ( $C_0=7.34$  kN,  $M_{L0}=732$  Nm);
- Guida lineare pattino telaio mobile: R1605 grandezza 25;
- Guide lineari pattini A e U: R1605 grandezza 15.

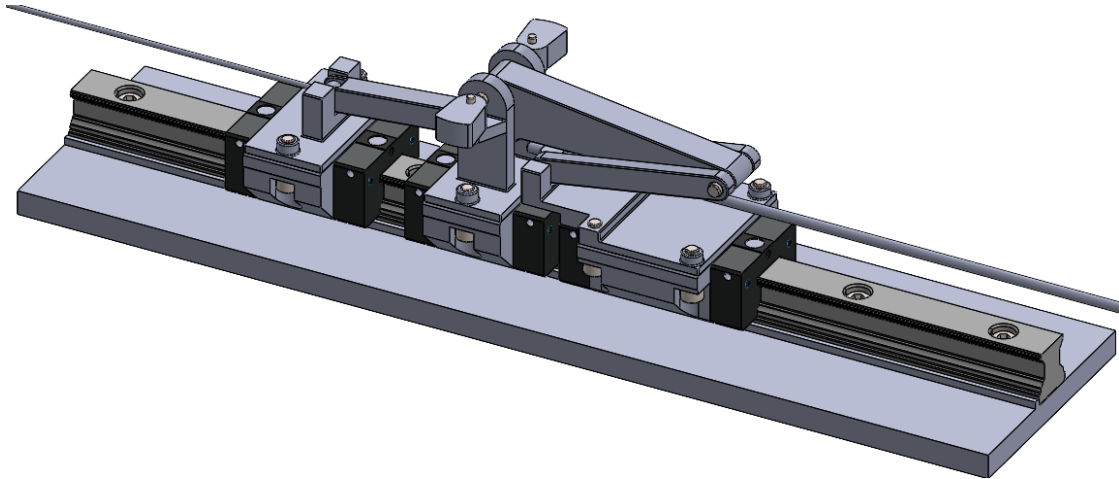
Infine, si evidenziano in tabella gli ingombri del sistema.

|                        |        |
|------------------------|--------|
| Longitudinale (asse x) | 238 mm |
| Verticale (asse y)     | 128 mm |
| Trasversale (asse z)   | 206 mm |

**Tabella 4 – Ingombri della soluzione 1**

L'ingombro longitudinale è stato valutato come somma della massima distanza tra i cursori in configurazione di punto morto, della corsa di serraggio del cursore U (15 mm) e della corsa di accostamento (40 mm). Il telaio fisso non è compreso nell'ingombro

### 3.2.2. Soluzione 2: Meccanismo a guida singola



*Figura 49 – Soluzione 2 - Meccanismo a guida singola*

La seconda soluzione (Figura 49) ha l'obiettivo di minimizzare le dimensioni del pattino del telaio mobile che rappresenta il pattino dimensionalmente critico tra i tre perché, in una architettura a singola guida, va in interferenza con entrambi i cursori. La soluzione prevede la riduzione del momento flettente agente sul telaio mobile attraverso lo spostamento degli elementi del meccanismo di arresto, che lavorano sempre ad espansione, tra l'asse della guida e la cerniera D. Questa scelta comporta la riduzione del momento flettente sul telaio mobile e la possibilità di adottare pattini di dimensioni più contenute. Contemporaneamente, per evitare l'interferenza con il pattino A, che comunque esiste per via del vincolo cinematico ad inizio serraggio, è necessario delocalizzare la corrispondente cerniera rispetto alla mezzeria del cursore portando ad un momento longitudinale non più nullo. Pertanto, questa soluzione comporta sia una riduzione del momento sul telaio mobile tramite lo spostamento degli elementi del meccanismo di arresto che l'assenza di interferenza tra cursore A e cursore telaio mobile tramite la realizzazione di una cerniera a sbalzo sul cursore A, che nel caso specifico relativo ad un braccio della coppia pari a 69.5 mm. Si avrà quindi un pattino A di dimensioni considerevole che detterà la selezione della guida e dei restanti cursori. In sostanza, si va a spostare il problema del momento dal telaio mobile, che risulta pertanto quasi scarico, al pattino A che però, tramite lo sbalzo della cerniera, gode di una maggiore libertà dimensionale.

Viene scelto un modello flangiato di pattino Bosch per una maggiore superficie di appoggio per gli elementi del cursore A e del telaio mobile. La Tabella 5 riporta le condizioni più gravose a cui sono sottoposti i singoli cursori.



|                |          |
|----------------|----------|
| $R_{A,v,max}$  | 1394.8 N |
| $M_{A,w,max}$  | 65.1 Nm  |
| $R_{U,v,max}$  | 66.8 N   |
| $M_{U,w,max}$  | 1 Nm     |
| $R_{TM,v,max}$ | 1393.3 N |
| $M_{TM,w,max}$ | 27.4 Nm  |

**Tabella 5 – Condizioni dinamiche più gravose della soluzione 2**

I pattini e le relative guide scelti da catalogo, di cui si indicano tra parentesi il fattore e il momento di carico, risultano:

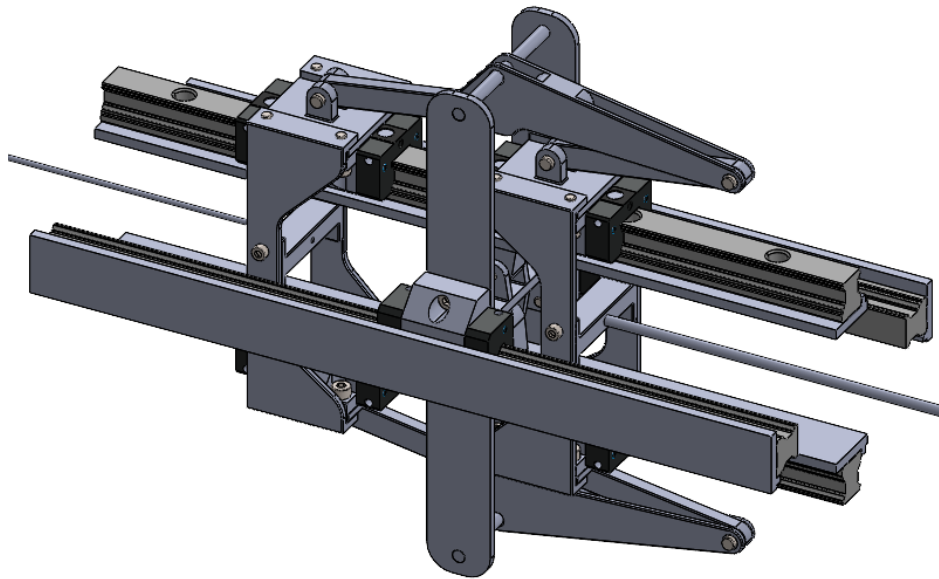
- Pattino U e telaio mobile: FKS R1665 grandezza 20 ( $C_0=16.5$  kN,  $M_{L0}=89$  Nm);
- Pattino A: FNS R1651 grandezza 20 ( $C_0=29.8$  kN,  $M_{L0}=260$  Nm);
- Guida lineare: R1605 grandezza 20.

Infine, si evidenziano in Tabella 6 gli ingombri del sistema.

|                        |        |
|------------------------|--------|
| Longitudinale (asse x) | 313 mm |
| Verticale (asse y)     | 126 mm |
| Trasversale (asse z)   | 69 mm  |

**Tabella 6 – Ingombri della soluzione 2**

### 3.2.3. Soluzione 3: Meccanismo speculare



*Figura 50 - Soluzione 3 - Meccanismo speculare*

La terza soluzione (Figura 50) prevede la presenza di due meccanismi uguali posizionati specularmente tra di loro in maniera tale da avere un sistema perfettamente simmetrico, con carichi equamente ripartiti sui due meccanismi e con momenti che si equilibrano a vicenda. Nella pratica, ogni cursore del modello funzionale originario viene sostituito da una coppia di pattini identici collegati tra di loro tramite delle piastre per garantire la medesima cinematica. Un aspetto importante è la disposizione del telaio mobile: questo, sostenuto da una coppia di pattini, scorre su delle guide posizionate lateralmente rispetto alle guide dei pattini U e A. La differenziazione di tali guide di scorrimento è necessaria per ottenere un telaio mobile, elemento critico del sistema dal punto di vista dinamico, completamente scarico. I due elementi di arresto vanno ad interagire con le facce inferiori, opportunamente lavorate, delle lamine che supportano i pattini A e U. In definitiva, si hanno quattro guide disposte geometricamente come sui punti medi dei lati di un quadrato e sostenute da delle lamine che rappresentano il telaio fisso del sistema.

Viene scelto un modello flangiato di pattino Bosch per una maggiore superficie di appoggio per gli elementi dei cursori. La Tabella 7 riporta le condizioni più gravose a cui sono sottoposti i singoli cursori.

|                |         |
|----------------|---------|
| $R_{A,v,max}$  | 697.4 N |
| $M_{A,w,max}$  | 4 Nm    |
| $R_{U,v,max}$  | 33.4 N  |
| $M_{U,w,max}$  | 16.9 Nm |
| $R_{TM,v,max}$ | 0 N     |
| $M_{TM,w,max}$ | 0 Nm    |

**Tabella 7 - Condizioni dinamiche più gravose della soluzione 3**

I pattini e le relative guide scelti da catalogo, di cui si indicano tra parentesi il fattore e il momento di carico, risultano:

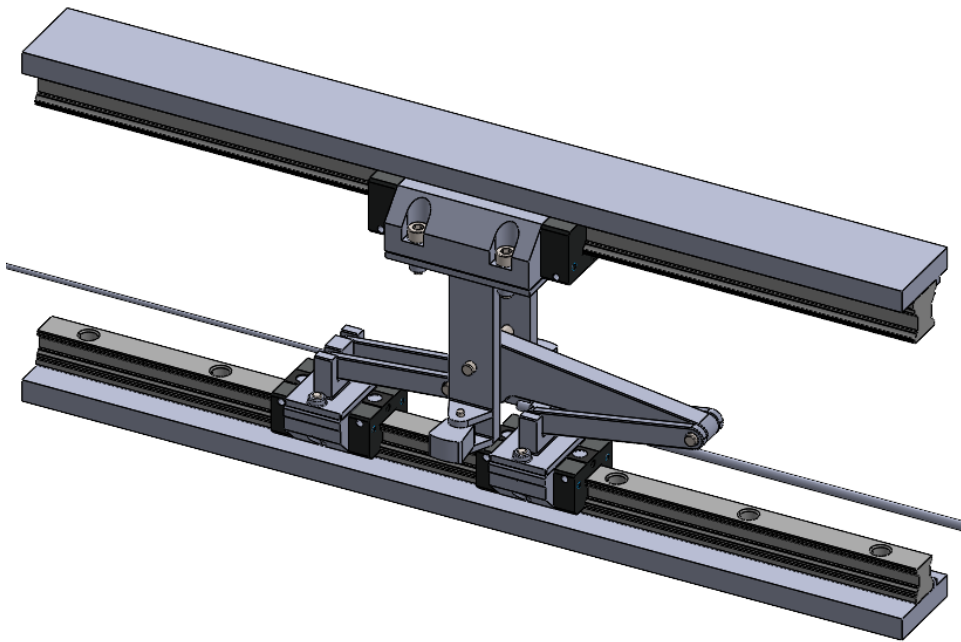
- Pattino telaio mobile: FKS R1665 grandezza 15 ( $C_0=7.34$  kN,  $M_{L0}=32$  Nm);
- Pattini A e U: FNS R1651 grandezza 15 ( $C_0=12.7$  kN,  $M_{L0}=87$  Nm);
- Guide lineari: R1605 grandezza 15.

Infine, si evidenziano in Tabella 8 gli ingombri del sistema.

|                        |        |
|------------------------|--------|
| Longitudinale (asse x) | 253 mm |
| Verticale (asse y)     | 285 mm |
| Trasversale (asse z)   | 123 mm |

**Tabella 8 - Ingombri della soluzione 3**

### 3.2.4. Soluzione 4: Meccanismo a doppia guida



*Figura 51 – Soluzione 4 - Meccanismo a doppia guida*

La quarta soluzione (Figura 51) prevede, come la quarta, l'utilizzo di due guide posizionate specularmente: su una scorrono i pattini U e A mentre sull'altra il pattino del telaio mobile permettendo una maggiore libertà nella scelta delle dimensioni di quest'ultimo evitando problemi di interferenza. Inoltre, rispetto alla terza soluzione, non si ha la necessità di minimizzare la distanza tra la cerniera D e gli elementi del meccanismo di arresto per ridurre le dimensioni del pattino del telaio mobile perché quest'ultimo è indipendente. I doppi link AB e UE e la simmetria rispetto al piano x-y delle barre di collegamento dei cursori A e U rispetto a questi ultimi consentono ancora una volta di non avere momenti longitudinali.

I due elementi di arresto vanno ad aumentare l'ingombro trasversale del meccanismo.

Viene scelto un modello stretto di pattino Bosch per contenere le dimensioni trasversali. La Tabella 9 riporta le condizioni più gravose a cui sono sottoposti i singoli cursori.

|                |          |
|----------------|----------|
| $R_{A,v,max}$  | 1394.8 N |
| $M_{A,w,max}$  | 0 Nm     |
| $R_{U,v,max}$  | 66.8 N   |
| $M_{U,w,max}$  | 0 Nm     |
| $R_{TM,v,max}$ | 1393.3 N |
| $M_{TM,w,max}$ | 109.6 Nm |

**Tabella 9 – Condizioni più gravose della soluzione 4**

I pattini e le relative guide scelti da catalogo, di cui si indicano tra parentesi il fattore e il momento di carico, risultano:

- Pattino telaio mobile: SLS R1623 grandezza 20 ( $C_0=41.8$  kN,  $M_{L0}=490$  Nm);
- Pattini A e U: SKS R1666 grandezza 15 ( $C_0=7.34$  kN,  $M_{L0}=32$  Nm);
- Guida lineare pattino telaio mobile: R1605 grandezza 20;
- Guida lineare pattini A e U: R1605 grandezza 15.

Infine, si evidenziano in Tabella 10 gli ingombri del sistema.

|                        |        |
|------------------------|--------|
| Longitudinale (asse x) | 238 mm |
| Verticale (asse y)     | 144 mm |
| Trasversale (asse z)   | 90 mm  |

**Tabella 10 – Ingombri della soluzione 4**

Si effettua un confronto degli ingombri delle soluzioni esplorate.

|                                    | Longitudinale (asse x) | Verticale (asse y) | Trasversale (asse z) |
|------------------------------------|------------------------|--------------------|----------------------|
| Soluzione 1 (piani paralleli)      | 238 mm                 | 128 mm             | 206 mm               |
| Soluzione 2 (guida singola)        | 313 mm                 | 126 mm             | 69 mm                |
| Soluzione 3 (meccanismo speculare) | 253 mm                 | 285 mm             | 123 mm               |
| Soluzione 4 (doppia guida)         | 238 mm                 | 144 mm             | 90 mm                |

***Tabella 11 – Sintesi di una prima stima degli ingombri delle soluzioni esplorate***

L'ingombro longitudinale è stato valutato come somma della massima distanza tra i cursori in configurazione di punto morto, della corsa di serraggio del cursore U (15 mm) e della corsa di accostamento (40 mm). Il telaio fisso non è compreso nell'ingombro. Vengono prese in considerazione le soluzioni 2 e 4 come strade principali per una evoluzione esecutiva.

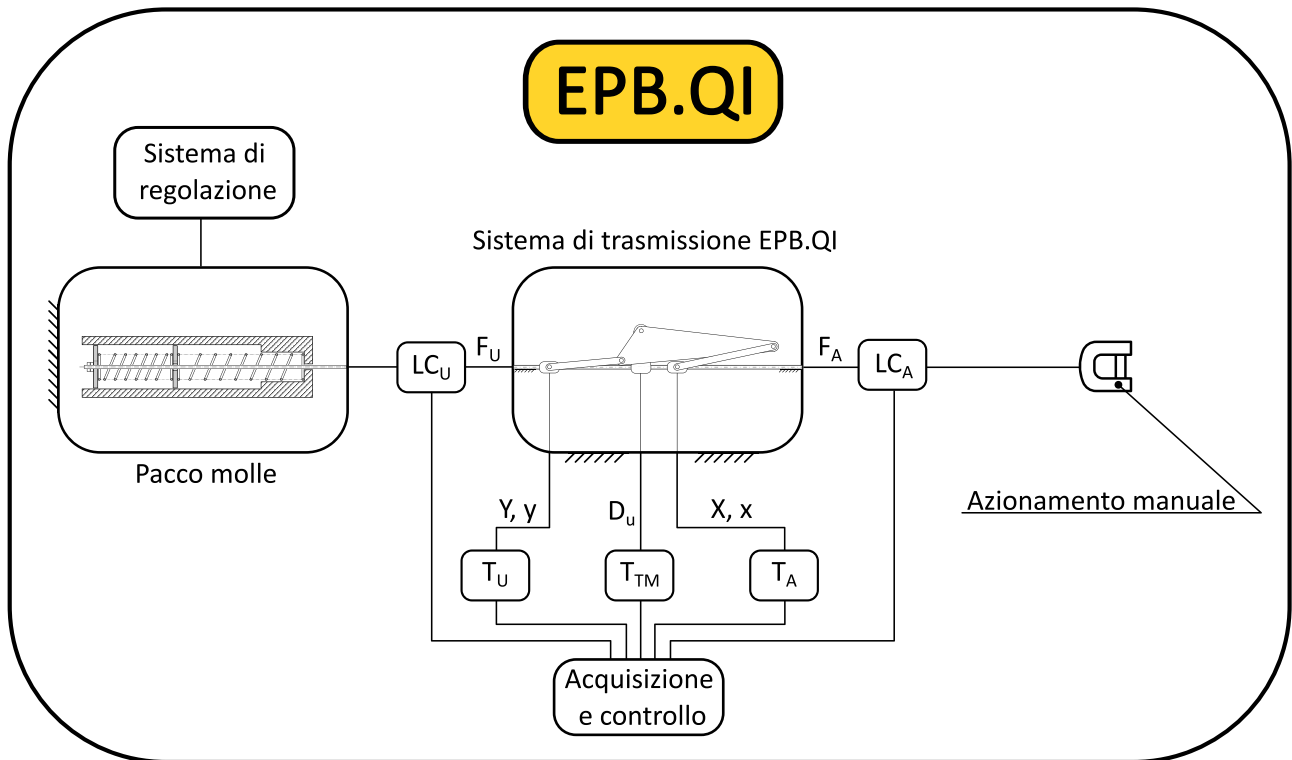
### 3.3. Sviluppo di un banco prova ad azionamento manuale

L'obiettivo finale del presente elaborato è la realizzazione di un banco prova del sistema EPB.QI.

Il doppio meccanismo biella manovella costituisce quindi solo uno degli elementi che costituiscono l'EPB.

Nella Figura 52 seguente è rappresentato uno schema complessivo dell'EPB in esame, i cui componenti sono:

- Azionamento manuale: necessario ad impartire la forza motrice FA;
- Trasduttore di forza LCA: interposto tra la puleggia e il cursore A, consente di misurare la forza di attuazione;
- Doppio meccanismo biella-manovella: è l'elemento deputato all'effettiva amplificazione di forza;
- Trasduttore di posizione TA: è interposto tra il telaio fisso e il cursore A e permette di misurare la posizione di quest'ultimo;
- Trasduttore di posizione TTM: è interposto tra il telaio fisso e il telaio mobile e permette di misurare la posizione di quest'ultimo. Nella fase di accostamento la cinematica del telaio mobile coincide, a meno di una costante, con quella degli altri cursori mentre nella fase di serraggio il telaio mobile è solidale con il telaio fisso.
- Trasduttore di posizione cursore TU: è interposto tra il telaio fisso e il cursore U e permette di misurare la posizione di quest'ultimo;
- Pacco molle: ha la funzione di replicare l'andamento della caratteristica di forza utilizzatore ricavata dai dati sperimentali;
- Sistema di regolazione del precarico: consente di modificare il valore di forza utile in corrispondenza del quale si verifica l'innesco del meccanismo;
- Trasduttore di forza LCU: interposto tra il cursore U e la molla di carico, consente di misurare la forza utilizzatore;
- Dispositivo di acquisizione e controllo: acquisisce i segnali dei trasduttori e li elabora per il corretto funzionamento del sistema.



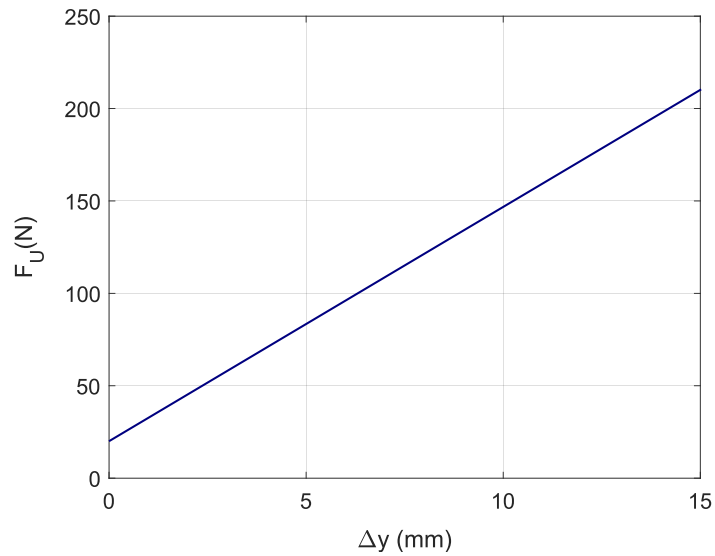
**Figura 52 - Schema del sistema EPB.QI**

Ritornando al meccanismo articolato si può constatare dall'analisi degli ingombri delle proposte di architettura meccanica elencate si può constatare che le soluzioni più interessanti in termini realizzativi risultano essere:

- Soluzione 2: architettura a guida singola;
- Soluzione 4: architettura con doppia guida.

Le due architetture sono state in prima battuta dimensionate sulla base di un valore di forza  $F_{UM}$  pari a 4200 N. Ragionando nell'ottica della realizzazione di un primo prototipo da banco da azionare in prima battuta manualmente si sceglie di scalare la curva di forza lato utilizzatore in modo da ottenere un valore di forza massimo da garantire lato attuatore intorno ai 50 N. Escludendo in un primo momento il contributo della molla su  $F_A$ , se si considera che per il meccanismo in esame il rapporto  $\frac{F_{UM}}{\max(\tau F_U)}$  è circa pari a 4 si può considerare un fattore di scala pari a 20 pur nella consapevolezza che riducendo in modo così pronunciato le forze in gioco potrebbe evidenziarsi l'effetto di disturbi di natura meccanica. La nuova curva di forza sarà caratterizzata da valori di  $F_{US}$  e di  $F_{UM}$  pari rispettivamente a 20 e 210 N. L'andamento di  $F_U$  nella fase di serraggio è visibile in Figura 53.



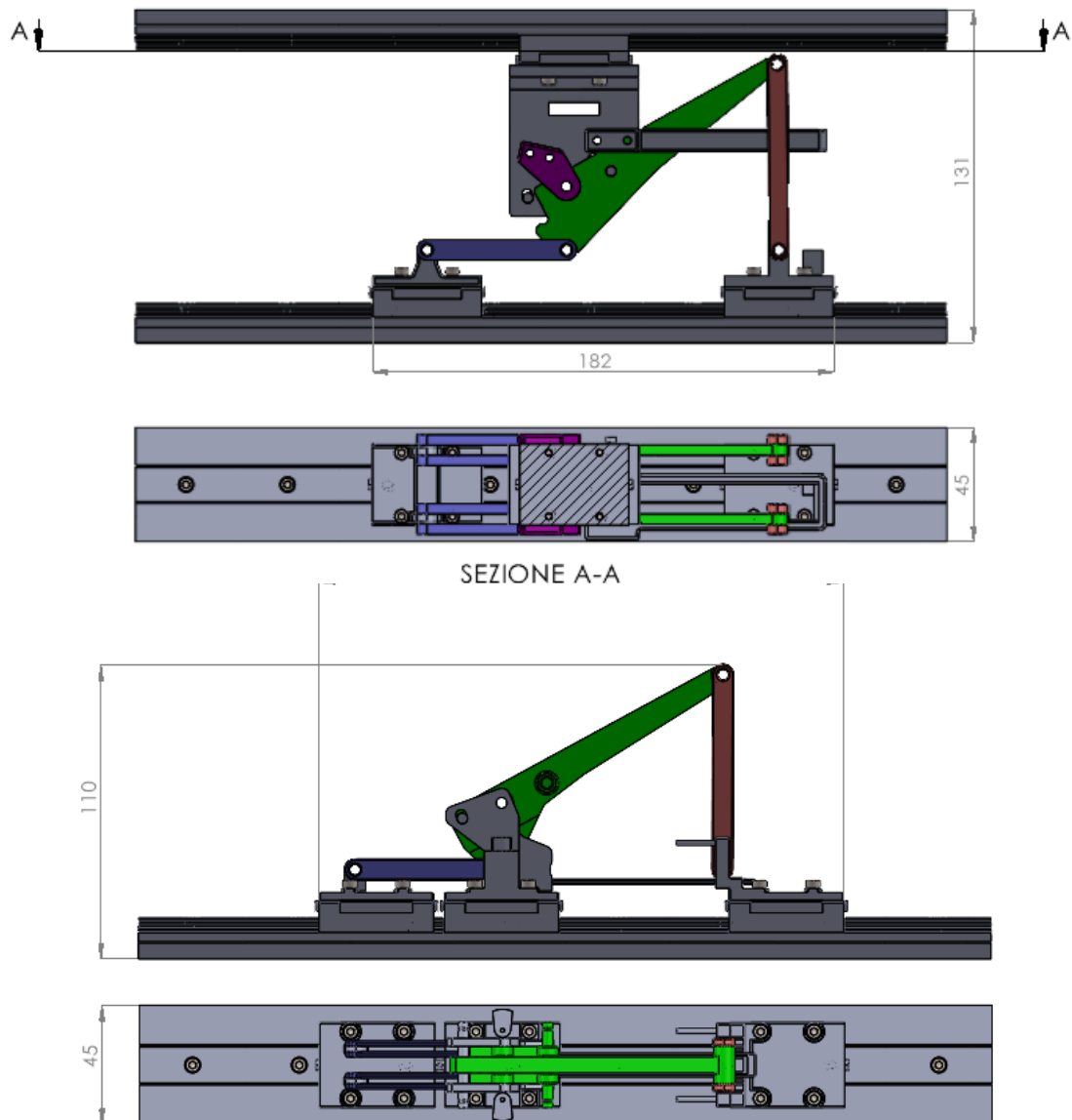


**Figura 53 – Curva di forza nella fase di serraggio lato utilizzatore scalata di un fattore 20**

Sulla base di questo andamento di forza utile viene effettuata una nuova analisi dinamica grazie alla quale dimensionare successivamente il sistema meccanico. Il meccanismo di innesto va dimensionato sulla base del nuovo valore di  $F_{US}$ .

Si precisa che il dimensionamento dei pattini avviene certamente sulla base dell'analisi dinamica ma deve tenere anche conto di aspetti costruttivi ovvero di dimensioni dei pattini sufficienti a collocare correttamente tutti gli elementi del meccanismo e ad ottemperare ad una serie di scelte costruttive. Pertanto, i pattini saranno leggermente sovradimensionati rispetto alle dimensioni che soddisfano l'analisi dinamica. Tale aspetto è sicuramente conservativo considerando che non si tiene conto di fenomeni inerziali e di attrito nel modello del sistema.

### 3.4. Confronto degli ingombri e implicazioni costruttive



*Figura 54 - Soluzioni 2 (in alto) e 4 (in basso) scalate in termini di forze*

In Figura Tabella 12 sono riportati gli ingombri delle soluzioni 2 e 4 ridotte in termini di forze. All'interno dell'ingombro longitudinale è compresa anche la corsa di accostamento (40 mm).

| Ingombro    | Longitudinale | Verticale | Trasversale |
|-------------|---------------|-----------|-------------|
| Soluzione 2 | 252 mm        | 110 mm    | 45 mm       |
| Soluzione 4 | 237 mm        | 131 mm    | 45 mm       |

**Tabella 12 - Ingombri delle soluzioni 2 e 4 riscalate in termini di forze**

La soluzione 4 è la migliore dal punto di vista di un'ottimizzazione dell'ingombro longitudinale, che è in generale il più critico: la disposizione del telaio mobile su una guida indipendente permette un guadagno sostanziale di questo ingombro pur avendo un ingombro verticale, dovuto principalmente alla configurazione raggiunta dal meccanismo alla fine del serraggio.

Invece, l'ingombro longitudinale è il punto debole della soluzione 2 la quale, tuttavia, offre un importante vantaggio costruttivo: la possibilità di utilizzare un'unica guida lineare consente di evitare i problemi, propri della soluzione 4, di allineamento verticale delle guide, di una struttura relativamente complessa del telaio fisso e di flessione dello stesso in corrispondenza delle superfici di contatto con gli elementi del meccanismo di arresto ad espansione.

L'ingombro trasversale è pressoché invariato tenendo conto che, nella soluzione 4, il guadagno che si ottiene nella disposizione trasversale più concentrata degli elementi del meccanismo di arresto viene poi compensata da un telaio fisso necessariamente più ingombrante e complesso da realizzare.

Inoltre, l'utilizzo di due guide lineari comporta sicuramente un aumento dei costi.

I vantaggi e gli svantaggi delle due soluzioni sono riportati in Tabella 13.

|             | Vantaggi   | Svantaggi   |
|-------------|--|---|
| Soluzione 2 | Semplificazione costruttiva e capacità di integrazione | Ingombro longitudinale<br>Contenimento dei costi  |
| Soluzione 4 | Ridotto ingombro longitudinale                         | Allineamento delle guide<br>Complessa struttura e flessione del telaio fisso<br>Maggiorazione dei costi |

**Tabella 13 - Sintesi dei vantaggi e degli svantaggi delle soluzioni 2 e 4**

In definitiva, viene scelta la soluzione a guida singola come soluzione da realizzare in ottica di un banco prova.

### 3.5. Scelta della molla di innesco

Nella scelta progettuale della molla vi sono due allungamenti di cui tenere conto e che dipendono entrambi dai parametri scelti: l'allungamento iniziale, che decresce all'aumentare di  $f$  e  $\vartheta_i$ , e l'allungamento dovuto alla rotazione dell'elemento ternario, che, per questioni geometriche, cresce all'aumentare di  $f$  e  $\vartheta_i$ .

Pertanto, la scelta della molla deve tenere conto dei seguenti aspetti:

La molla deve avere delle dimensioni, in termini di lunghezza e diametro esterno compatibili con il sistema meccanico;

- Aumentare  $f$  e/o  $\vartheta_i$  comporta sempre un aumento del braccio e una conseguente riduzione del precarico  $F_{IT}$  e dell'allungamento iniziale da impartire alla molla reale per raggiungere la lunghezza  $L_i$ ;
- All'aumentare di  $f$ , a parità di  $\vartheta_i$ , aumenta sempre, per questioni geometriche, l'allungamento della molla dovuto alla rotazione dell'elemento ternario perché il punto  $O_2$ , che ruota intorno alla cerniera  $D$ , si trova ad una distanza maggiore rispetto a quest'ultima;
- Ugualmente, all'aumentare di  $\vartheta_i$ , a parità di  $f$ , aumenta, sempre, per questioni geometriche, l'allungamento dovuto alla rotazione dell'elemento ternario perché, pur rimanendo il punto  $O_2$  fisso, il punto  $O_1$  si allontana dalla cerniera  $D$ .

In sintesi, l'allungamento totale dipende dalle caratteristiche della molla (rigidezza e tensione iniziale) e da come variano le due tipologie di allungamento rispetto ai due parametri di riferimento.

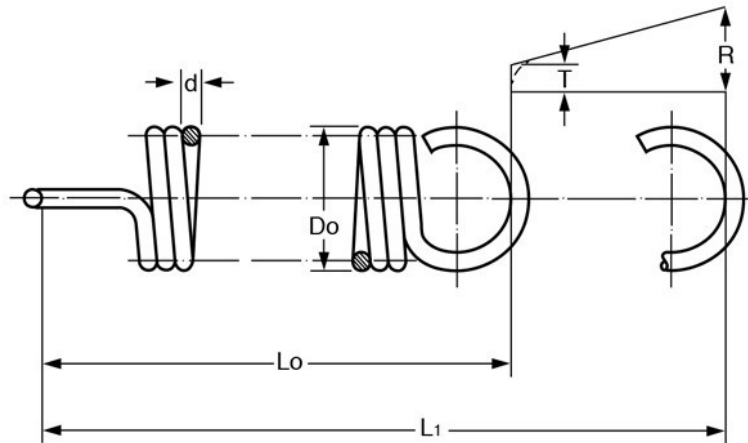
Per i motivi suddetti è necessario ricercare un giusto compromesso in termini di ingombro e rigidezza tenendo conto anche della corsa disponibile della molla. In aggiunta, viene ricercata anche la migliore combinazione dei parametri di riferimento.

#### 3.5.1. Criteri di scelta della molla

Una generica molla a catalogo è caratterizzata da una serie di parametri geometrici (Figura

- $D_0$ : diametro esterno (mm);
- $d$ : diametro del filo (mm);
- $L_0$ : lunghezza libera interna occhielli (mm);
- $L_1$ : massima estensione (mm);
- $P$ : carico a  $L_1$  (N);
- $T$ : tensione iniziale (N);

- R: rigidezza (N/mm).



**Figura 55 - Parametri geometrici della molla reale**

Nella pratica, si sono ricercate molle che avessero degli ingombri contenuti ma con delle rigidezze non troppo ridotte. Quindi, dopo una prima grossolana selezione prettamente dimensionale di una serie di molle, si costruisce una griglia di valori di  $f$  e di  $\vartheta_i$  in cui ogni coppia di parametri rappresenta una configurazione iniziale della molla. Per ragioni pratiche  $f$  e  $\vartheta_i$  possono variare, rispettivamente, con una sensibilità dell'ordine del millimetro e del grado in un campo di valori scelto arbitrariamente e corrispondente  $15 \div 40$  mm e  $15 \div 65^\circ$ . Successivamente, si realizza una seconda selezione analizzando, per ogni molla, la possibilità di ottenere delle configurazioni iniziali che permettano, data una rotazione dell'elemento ternario  $\Delta\alpha_i$ , di rispettare il vincolo di corsa consentita dalla molla per non incorrere in snervamento. La procedura di selezione ha considerato, sempre per questioni pratiche, di utilizzare degli allungamenti iniziali discreti della molla reale, dell'ordine del millimetro, che costituiscono l'arrotondamento numerico dell'allungamento iniziale ricavabile dal precarico di progetto  $F_{IT,t}$ , ottenuto dalla coppia di innesto e dai parametri di riferimento. In altre parole, l'utilizzo di molle reali porta necessariamente ad una discrepanza tra il precarico di progetto o teorico  $F_{IT,t}$  e il precarico effettivo o reale  $F_{IT,r}$ . Può essere dunque definito un errore relativo come

$$err_{F_{IT}} = \frac{F_{IT,r} - F_{IT,t}}{F_{IT,t}}$$

dove

- $F_{IT,r}$ : precarico (N) reale ottenuto dall'allungamento discreto della molla scelta;
- $F_{IT,t}$ : precarico (N) teorico ottenuto dalla coppia di innesto e dai parametri di riferimento.

La scelta di un allungamento iniziale discreto della molla conduce ad una considerazione sull'errore: dal punto di vista numerico, essendo l'allungamento iniziale discreto, può facilmente succedere che una variazione di  $f$  e di  $\vartheta_i$ , in un loro determinato intorno, non modifichi l'allungamento iniziale della molla, e quindi il precarico reale, perché tale variazione non è sufficiente a provocare l'arrotondamento all'intero precedente (se  $f$  e  $\vartheta_i$  aumentano) o all'intero successivo (se  $f$  e  $\vartheta_i$  diminuiscono). Tuttavia, il precarico teorico varia e ciò conduce ad un aumento di  $err_{FIT}$ . Pertanto, un ulteriore vincolo nella scelta della molla è rappresentato dalla minimizzazione di  $err_{FIT}$ . Come riferimento arbitrario viene considerata accettabile una molla il cui errore sul precarico è inferiore allo 0.1% che, tenendo conto dell'ordine di grandezza del precarico, è dell'ordine di 0.1 N. Rispettando i vincoli di corsa e di errore viene selezionata una serie di molle e, per ognuna di queste, un set di configurazioni iniziali, definite da  $f$  e da  $\vartheta_i$ , ammissibili.

Per ognuna delle molle, tra le varie combinazioni di  $f$  e di  $\vartheta_i$  ogni molla si sceglie la configurazione che garantisce il minor contributo della molla sulla forza di attuazione. In definitiva, si ottiene, per ogni molla una configurazione finale che soddisfa i vincoli precedentemente esposti ed è ottimizzata dal punto di vista dell'impatto sulla forza di attuazione ottenuta in presenza della molla.

In sintesi, per la scelta della molla e della sua configurazione ottimale i vincoli da rispettare sono:

- limite massimo sulla corsa della molla per non incorrere in snervamento:  $\Delta L_{max} \leq \Delta L_{sn}$ , con  $\Delta L_{max}$  allungamento massimo durante la rotazione e  $\Delta L_{sn} = L_1 - L_0$ , allungamento oltre il quale si incorre in snervamento e ricavabile da catalogo. In realtà, sempre per questioni di natura pratica si considera uno scarto  $\Delta L_{sc}$  di 1 mm sul valore  $\Delta L_{sn}$  per cui il vincolo diventa  $\Delta L_{max} + \Delta L_{sc} \leq \Delta L_{sn}$ ;
- scostamento sul valore di precarico della molla  $err_{FIT} \leq 0.1\%$ ;
- tra le configurazioni iniziali ammissibili di ogni molla, la configurazione iniziale che garantisce il minore valore della forza di attuazione.

### 3.6. Meccanismo generatore di forza lato utilizzatore

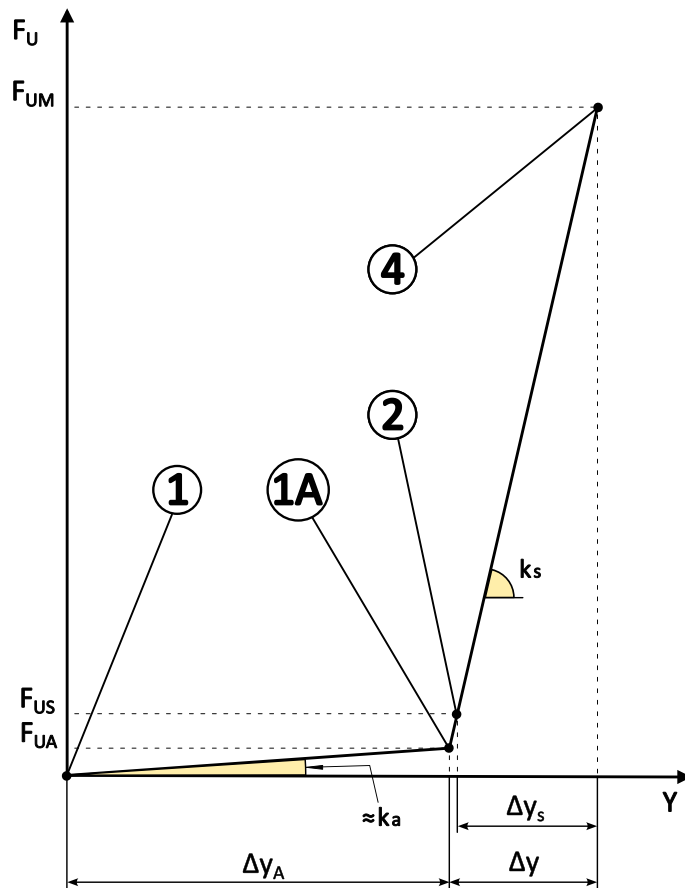
Come constatato in precedenza, i dati sperimentali a disposizione suggeriscono, con buona approssimazione, di modellare una caratteristica di forza lato utilizzatore mediante funzioni definite a tratti. Più nel dettaglio, è possibile considerare funzioni la cui pendenza può essere calcolata sulla base dei valori di forza e di corsa di riferimento per le fasi di accostamento e serraggio precedentemente introdotti:

|              |       |
|--------------|-------|
| $\Delta Y_a$ | 40 mm |
| $\Delta Y_s$ | 15 mm |
| $F_{US}$     | 20 N  |
| $F_{UM}$     | 210 N |

Come evidente è necessario definire completamente il comportamento nella fase di accostamento nonché il valore  $F_{UA}$ : sebbene i dati sperimentali suggeriscano di modellare tale fase come una funzione costante pari a  $F_{UA}$ , è possibile, per semplicità, considerare, come per la fase di serraggio, una funzione lineare con valore iniziale (idealmente) nullo e valore finale  $F_{UA}$  ancora incognito ma determinabile in base alle scelte progettuali.

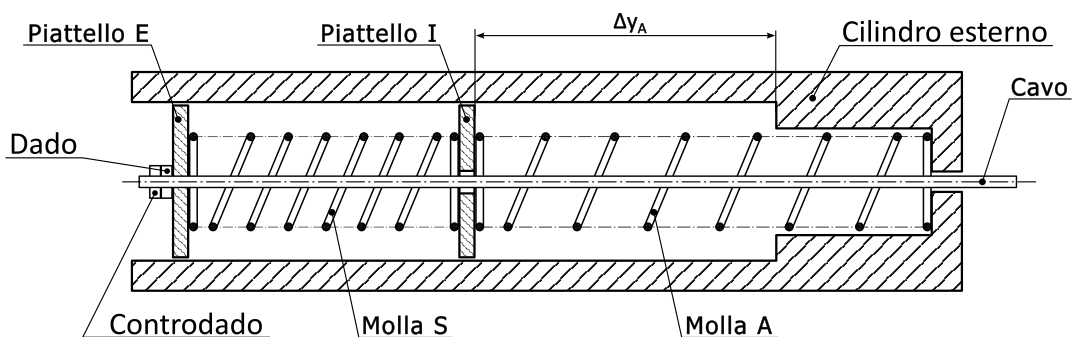
Pertanto, il modello di riferimento di forza lato utilizzatore (Figura 56) risulta piuttosto semplice e analiticamente definito dalle seguenti funzioni:

- una retta di pendenza costante  $k_a$  nella fase di accostamento;
- una retta di pendenza costante  $k_s$  nella fase di serraggio.



**Figura 56 – Caratteristica di forza lato utilizzatore**

Tale modello può essere riprodotto nella pratica mediante la disposizione di due molle in serie (di trazione o di compressione) che abbiano delle rigidezze compatibili rigidezze indicate dal profilo analitico rappresentato. Pertanto, il sistema di molle (Figura 57), scelte entrambe di compressione e con rigidezze pari a  $k_a$  e  $k_s$ , si configura come un meccanismo in grado di generare la forza richiesta lato utilizzatore.



**Figura 57 – Modello funzionale del meccanismo generatore di forza lato utilizzatore**



Gli elementi costituenti il modello funzionale di riferimento sono i seguenti:

- Un cavo per la trasmissione della forza  $F_U$ ;
- Una molla A di rigidità  $k_a$  e corsa ammissibile maggiore di  $\Delta y_a$ ;
- Una molla S di rigidità  $k_s$  e corsa ammissibile maggiore di  $\Delta y_s$ ;
- Un piattello di estremità E solidale con il cavo mediante accoppiamento filettato e dado di estremità;
- Un piattello I posizionato tra le due molle e con gioco rispetto al cavo;
- Un cilindro esterno necessario a contenere tutti gli elementi precedenti e a scaricare la forza utile sul telaio fisso. Il cilindro prevede una battuta interna posizionata ad una distanza dal piattello I pari alla corsa di accostamento massima desiderata.

L'evoluzione del meccanismo può essere così descritta:

- Durante la fase di accostamento le due molle, dalla configurazione di riposo (1), si comprimono di una quantità che dipende dalle rispettive rigidità restituendo una forza  $F_U$  che dipende dalla rigidità equivalente, denominata  $k_e$ , del sistema complessivo. Pertanto, il meccanismo proposto costituisce una approssimazione dell'andamento lineare di forza desiderato (indicato in figura precedente) di pendenza  $k_a$  ma è valutabile tramite la seguente espressione

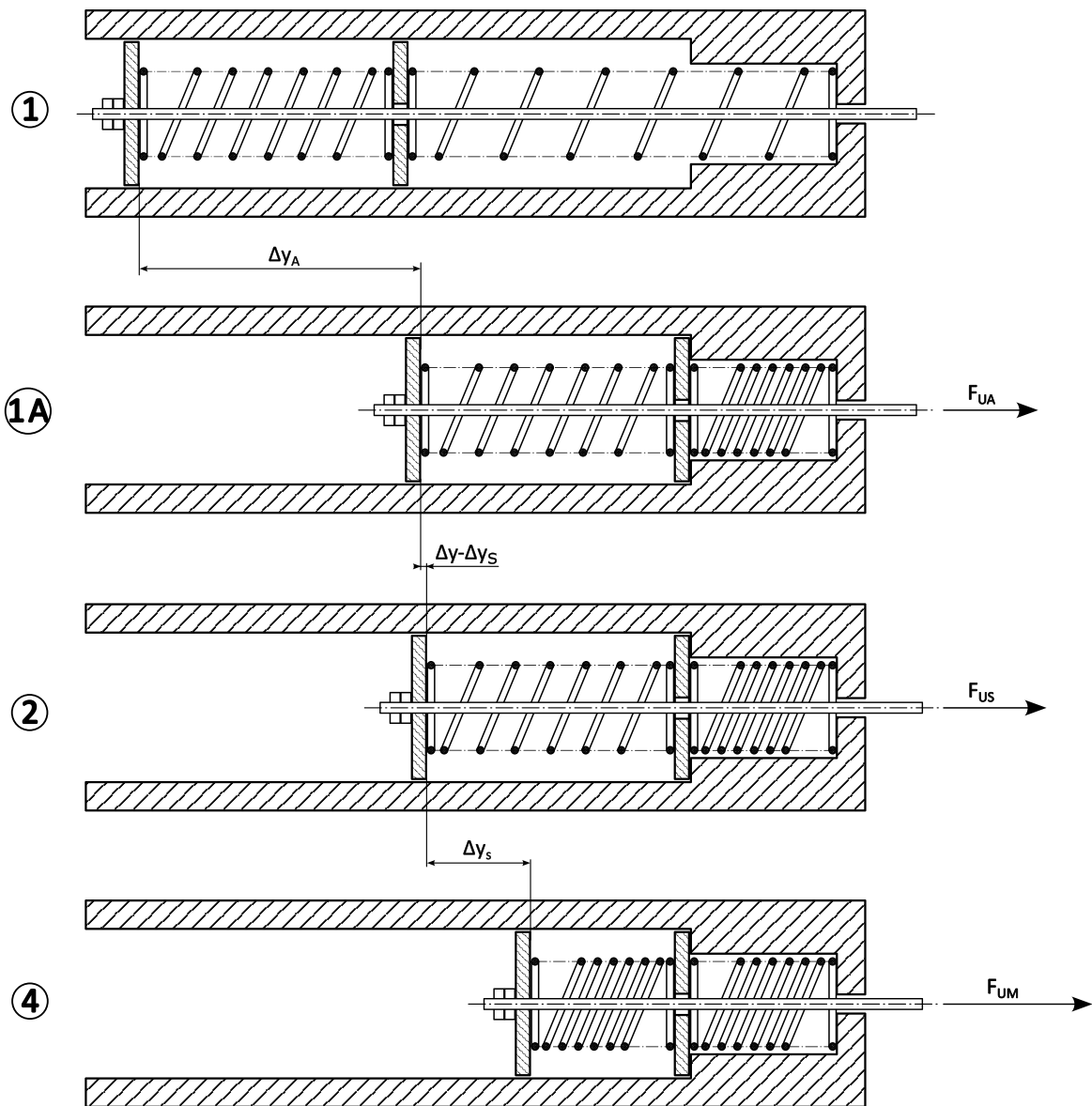
$$\frac{1}{k_e} = \frac{1}{k_a} + \frac{1}{k_s}$$

Tuttavia, essendo  $k_a \ll k_s$  si può ragionevolmente trascurare la compressione, e dunque la forza esplicata, della molla S e approssimare la caratteristica ad una retta di pendenza  $k_a$ . In simboli

$$\frac{1}{k_e} \cong \frac{1}{k_a}$$

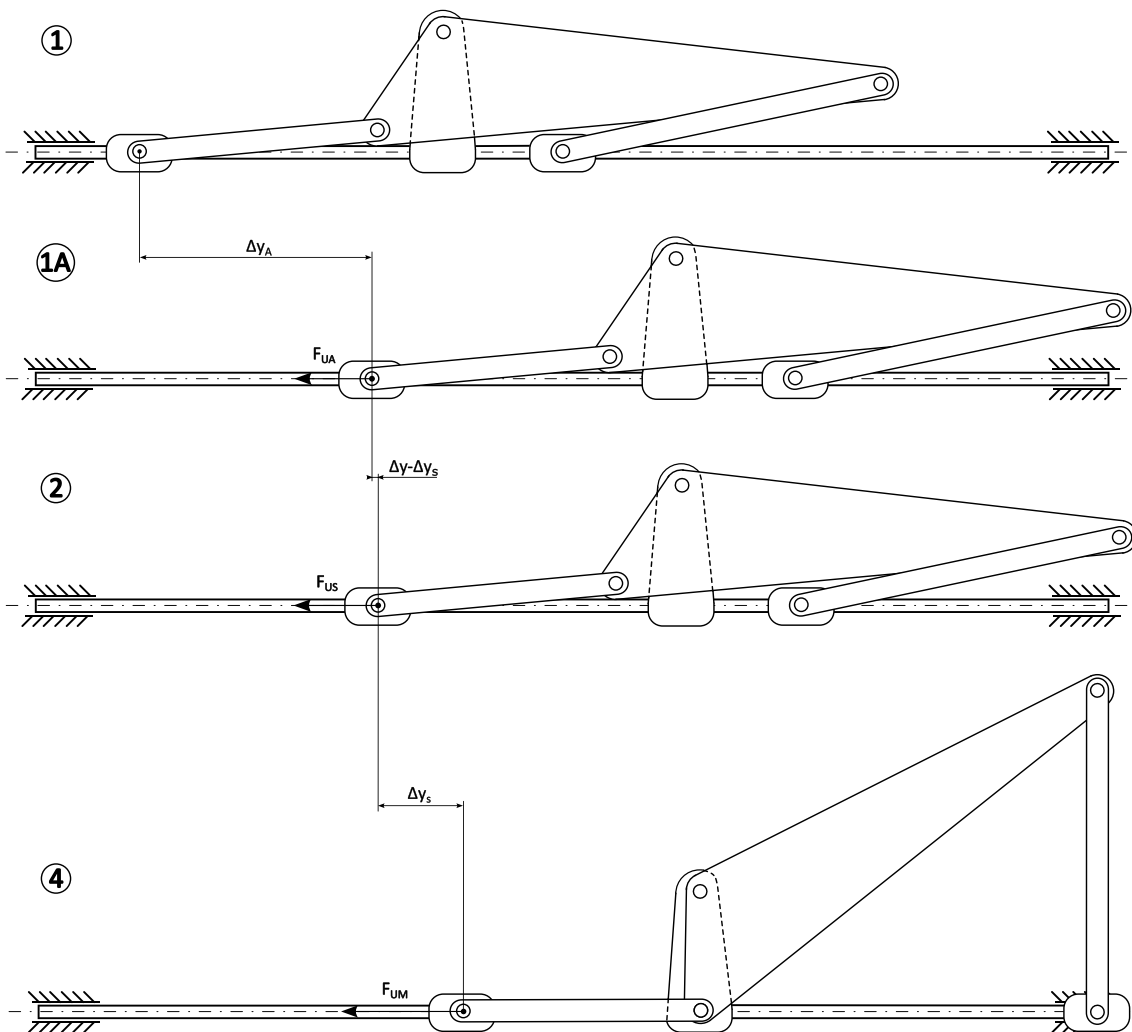
- Al termine della fase di accostamento il piattello intermedio va in contatto con la battuta interna praticata sul cilindro esterno (1A) per cui la molla A, compressa di una quantità pari a  $\Delta Y_a$ , non potrà subire un ulteriore accorciamento e il valore di  $F_{UA}$  può essere approssimato con il prodotto  $k_a \Delta Y_a$ .
- Durante la fase di serraggio, partendo da un valore di forza  $F_{US}$  (2) il comportamento del sistema coincide con la sola compressione della molla S che, al termine di tale fase, avrà subito un accorciamento pari a  $k_s \Delta Y_s$  (4).

L'evoluzione complessiva del meccanismo generatore di forza è mostrata in Figura 58.



**Figura 58 - Evoluzione complessiva del meccanismo generatore di forza**

In Figura 59 è mostrata invece la corrispondente evoluzione del meccanismo articolato.



**Figura 59 - Evoluzione del meccanismo articolato in corrispondenza delle diverse configurazioni del meccanismo generatore di forza lato utilizzatore**

In definitiva, l'espressione analitica di  $F_U$  associata al sistema considerato risulta

$$F_U = \begin{cases} k_a(Y - Y_i) & \text{se } Y_i \leq Y \leq Y_{UA} \\ k_a(Y_{UA} - Y_i) + \frac{F_{UM} - F_{US}}{\Delta Y_s}(Y - Y_{UA}) & \text{se } Y_{UA} < Y \leq Y_{UA} + \Delta Y_s \end{cases}$$

dove

- $\{i, j, k\}$ : sistema di riferimento fisso (figura);
- $Y_{i,acc}$ : coordinata lungo  $i$  del cursore utilizzatore ad inizio fase accostamento;
- $Y_{f,acc}$ : coordinata lungo  $i$  del cursore utilizzatore a fine fase accostamento;
- $Y_{f,serr}$ : coordinata lungo  $i$  del cursore utilizzatore a fine fase serraggio;
- $\Delta Y_s$ : corsa lungo  $i$  del cursore utilizzatore durante il serraggio.

A livello esecutivo, quindi si può riprodurre tale meccanismo con un pacco molle in grado di generare la forza richiesta lato utilizzatore. Per poter identificare costruttivamente tutti gli elementi che costituiscono tale sottosistema è necessario elaborare alcune osservazioni in merito alla scelta delle molle con le quali riprodurre nella pratica la caratteristica di forza desiderata. In prima battuta, sulla base dei dati a disposizione è immediatamente valutabile la pendenza desiderata della caratteristica di forza nella fase di serraggio come

$$k_s = \frac{F_{UM} - F_{US}}{\Delta Y} \cong 12.67 \frac{N}{mm}$$

Tale pendenza corrisponde alla rigidezza  $R$  richiesta alla molla, la quale deve garantire una corsa ammissibile superiore a  $\Delta Y_s$ . Pertanto, i vincoli nella scelta della molla  $S$  risultano

$$\begin{cases} R = k_s = 12.67 \frac{N}{mm} \\ \text{Corsa ammissibile} \geq \Delta Y_s \end{cases}$$

La scelta della molla  $A$  viene invece effettuata garantendo, oltre al vincolo di corsa, che deve essere pari almeno a 60 mm, che la forza esplicata dalla molla al termine di questa corsa, indicata con  $F_{Ka}$ , sia inferiore ad  $F_{US}$ . In caso contrario, si verificherebbe l'attivazione prematura del meccanismo che non avrà quindi aver completato adeguatamente la corsa di accostamento. In sintesi, i vincoli nella scelta della molla  $A$  risultano

$$\begin{cases} \text{Corsa ammissibile} \geq \Delta Y_{a,max} = 60 \text{ mm} \\ F_K(\Delta Y = \Delta Y_a) = F_{Ka} \leq F_{US} = 20 \text{ N} \end{cases}$$

Sulla base dei vincoli esposti vengono selezionate le molle dal catalogo dell'azienda MISUMI (Tabella 14).

|                             | Molla A | Molla S |
|-----------------------------|---------|---------|
| Codice identificativo       | DC544   | TY21X55 |
| Diametro esterno $D_e$ (mm) | 10.8    | 21      |

|                                   |       |       |
|-----------------------------------|-------|-------|
| Diametro interno $D_i$ (mm)       | 9.2   | 13    |
| Lunghezza libera $L_0$ (mm)       | 96.5  | 55    |
| Corsa ammissibile $\Delta L$ (mm) | 63.6  | 27.5  |
| Rigidezza $R$ (N/mm)              | 0.226 | 12.68 |

**Tabella 14 - Molle utilizzate per riprodurre il meccanismo generatore di forza**

Si può verificare come la rigidezza della molla A sia di due ordini di grandezza inferiore rispetto alla rigidezza della molla S. A tal proposito, l'approssimazione effettuata sulla pendenza della caratteristica di forza nella fase di accostamento, pari da questo momento a 0.226 N/mm, comporti una maggiorazione della  $F_{UA}$ , il cui valore effettivo è di 13.56 N, di 0.24 N che corrisponde ad un errore relativo pari all'1.8 % che si può ritenere accettabile. Inoltre, la scelta della molla S comporta un valore effettivo di  $F_{UM}$  pari a 210.2 N e un valore di  $\Delta Y_S$  valutabile come

$$\Delta Y_S = Y_{UM} - Y_{UA} = \frac{F_{UM} - F_{UA}}{k_S} = 15.51 \text{ mm}$$

I valori di riferimento della caratteristica di forza effettiva risultano dunque (Tabella 15)

|              |            |
|--------------|------------|
| $\Delta Y_a$ | 40 mm      |
| $k_a$        | 0.226 N/mm |
| $\Delta Y_S$ | 15.51 mm   |
| $k_S$        | 12.68 N/mm |
| $F_{UA}$     | 13.56 N    |
| $F_{UM}$     | 210 N      |

**Tabella 15 - Grandezze notevoli della caratteristica di forza lato utilizzatore riprodotta dal punto di vista esecutivo**

In definitiva, stabilite, attraverso la scelta delle molle, le condizioni di funzionamento reali del meccanismo generatore di forza è possibile riportare l'espressione della caratteristica effettiva sostituendo i valori numerici indicati.

$$F_U = \begin{cases} 0.226(Y - Y_0) & \text{se } Y_0 \leq Y \leq Y_{UA} \\ 13.56 + \frac{210.2 - 13.56}{\Delta Y_s}(Y - 60) & \text{se } Y_{UA} < Y \leq Y_{UA} + \Delta Y_s \end{cases}$$

Una volta definite le molle si evolve il modello funzionale di riferimento attraverso alcune considerazioni costruttive:

Le due molle hanno un diametro esterno decisamente differente per cui è doveroso considerare due diverse superfici di accoppiamento cilindriche con la funzione di guida durante tutta la corsa evitando fenomeni di instabilità.

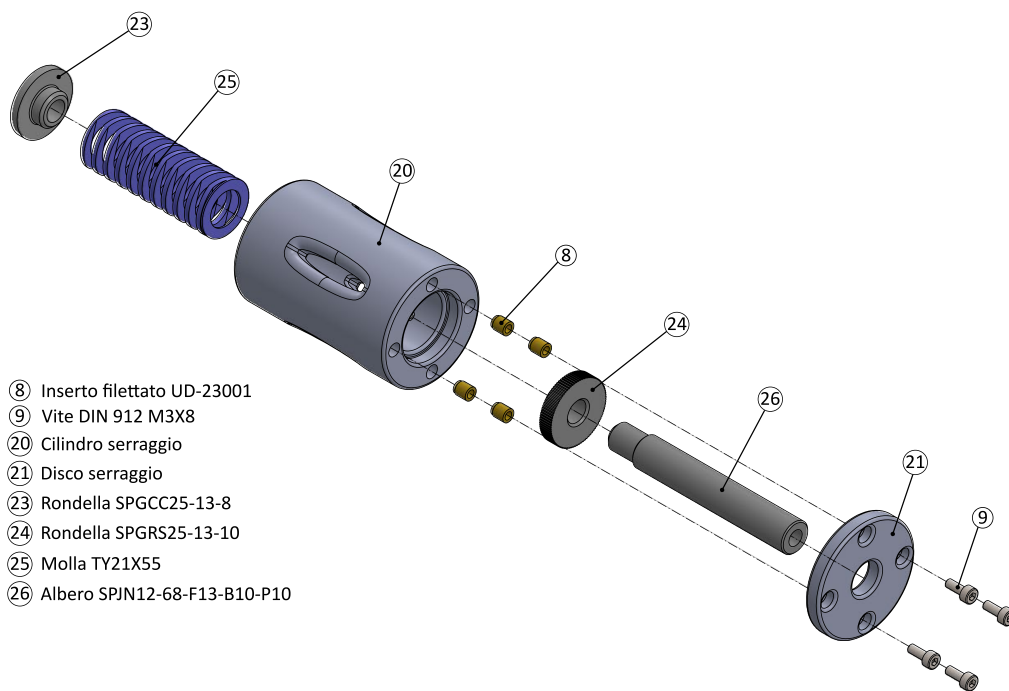
Nel caso specifico, la geometria di tali superfici di accoppiamento è stabilita in base alle corse richieste alle molle, alle dimensioni dei piattelli e alla battuta praticata sul case esterno;

L'idea di una regolazione indipendenti sulle due molle comporta, dal punto di vista esecutivo, la necessità di eliminare il piattello intermedio e realizzare due case strutturalmente indipendenti tra di loro fermo restando la possibilità che le due molle interagiscano in modo da mantenere inalterata la dinamica prestabilita. In tal senso, sarà presente un terzo case che garantirà il movimento relativo tra i primi due.

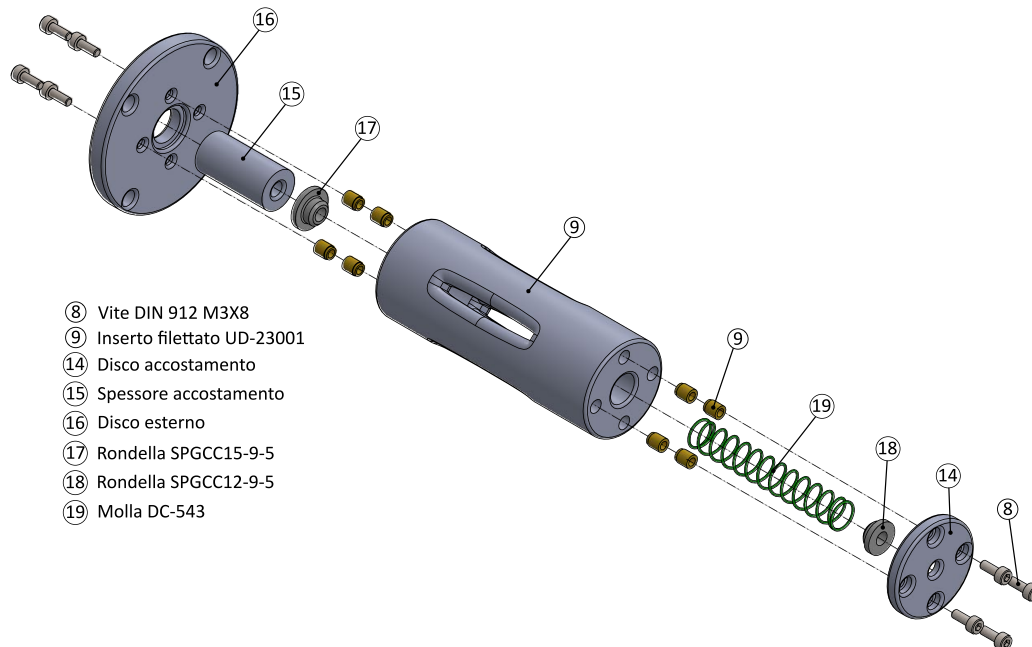
Pertanto, il sistema pacco molle è costituito, oltre ad un case esterno da due sottosistemi, ognuno dei quali ha un montaggio indipendente:

- Sottosistema di serraggio;
- Sottosistema di accostamento

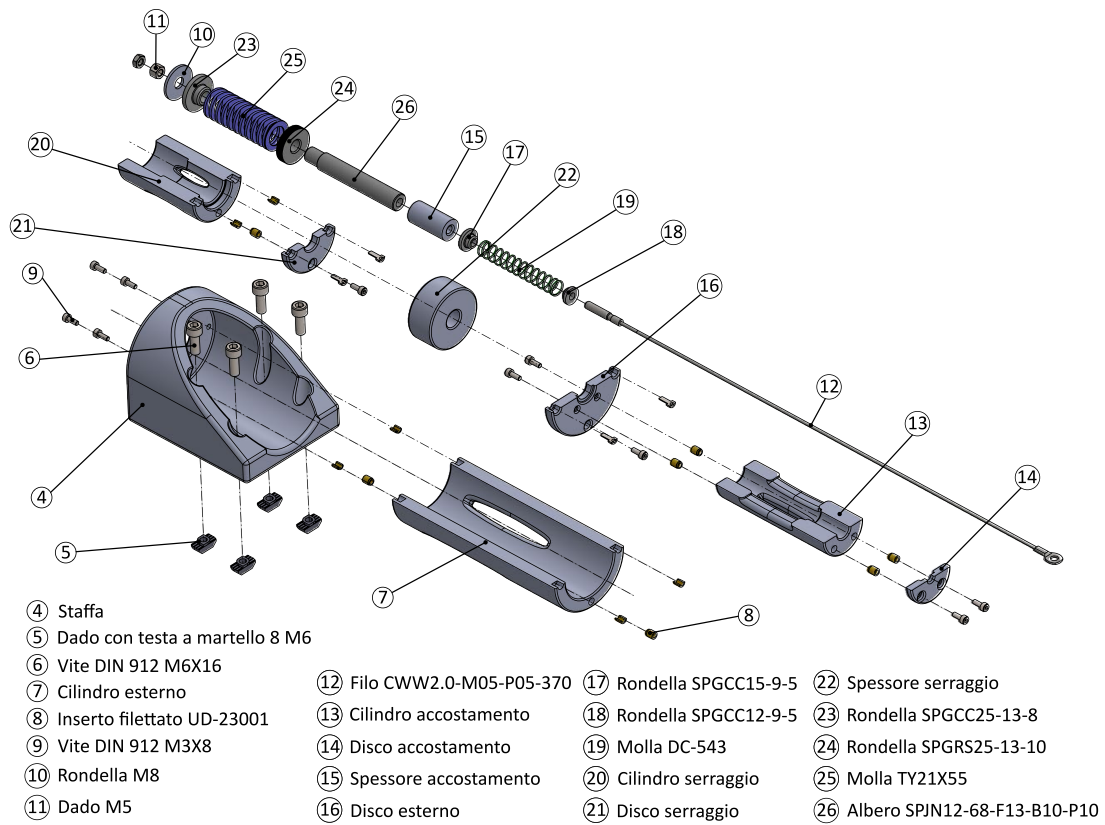
Nelle Figure 60, 61 e 62 sono riportati, rispettivamente, il sottosistema di serraggio, il sottosistema di accostamento e il pacco molle complessivo.



**Figura 60 - Sottosistema di serraggio**

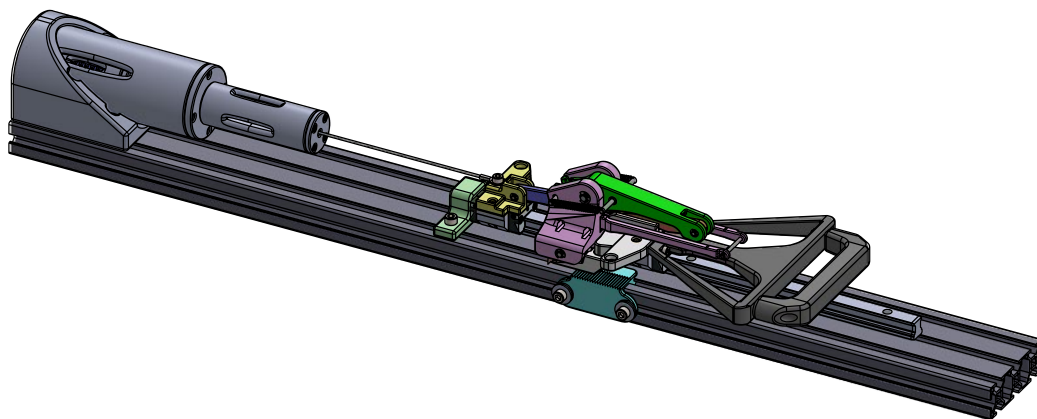


**Figura 61 – Sottosistema di accostamento**



**Figura 62 - Pacco molle**

In Figura 63 è riportato invece il banco prova complessivo del sistema EPB.QI.



**Figura 63 - Banco prova del sistema EPB.QI**



## 4. CONCLUSIONI

Nell'ottica dello sviluppo di un nuovo concetto di servofreno di stazionamento elettronico è stato introdotto il servosistema EPB.QI la cui innovazione consiste nella presenza di un meccanismo articolato riconfigurabile in grado di ottemperare ai requisiti progettuali richiesti dall'applicazione.

La progettazione funzionale ha permesso di analizzare il comportamento cinematico e dinamico del meccanismo evidenziandone le criticità, con particolare attenzione alla fase di rientro.

La progettazione esecutiva ha avuto come obiettivo la ricerca di una architettura meccanica con caratteristiche di compattezza ed integrazione che fosse compatibile con l'obiettivo principale del presente elaborato un banco prova di test per il sistema EPB.QI.

In particolare, si è previsto un azionamento manuale del meccanismo per cui è stato necessario, dopo aver ipotizzato un valore ragionevole di forza massima lato motore, adeguare la caratteristica di forza lato utilizzatore della fase di serraggio: utilizzando un fattore di scala pari a 20, si sono ottenuti valori di forza lato utilizzatore di innesco del meccanismo e di fine serraggio pari, rispettivamente a 20 N e 210 N.

In questo modo, è stata mantenuta inalterata la cinematica del meccanismo, il quale, quindi, per garantire il massimo valore della forza di serraggio compie le medesime corse di accostamento e serraggio iniziali, pari, rispettivamente, a 40 mm e 15 mm.

In altre parole, il prototipo del meccanismo lavora su valori di forza ridotti rispetto alle specifiche di partenza ma è realizzato in scala 1:1.

Il banco prova (Figura 64) è composto da componenti commerciali (il profilato di base, la guida lineare, i pattini a sfere e la minuteria) e da componenti a carattere strutturale realizzati con tecnologia di fabbricazione additiva FDM in materiale plastico, in particolare Tough PLA e Nylon rinforzato.



*Figura 64 - Banco prova del sistema EPB.QI*

La verifica della bontà del prototipo, e quindi di tutte le considerazioni sulle criticità di carattere funzionale ed esecutivo evidenziate nelle rispettive sezioni dell'elaborato, è stata effettuata attraverso l'esecuzione di un ciclo completo di funzionamento del meccanismo comprendente una fase di andata, composta a sua volta da una fase di accostamento (traslazione del meccanismo EPB.QI) e una fase di serraggio (rotazione del meccanismo EPB.QI), e una fase di rientro al termine della quale il meccanismo ritorna nella sua configurazione iniziale. Particolare attenzione è stata rivolta ad uno degli aspetti maggiormente problematici dell'evoluzione complessiva del sistema ovvero il comportamento del meccanismo di arresto che, si ricorda, si basa sul principio di funzionamento di un arpionismo, un meccanismo di arresto a carattere discreto che è costituito, nel caso specifico, da un arpione e da una dentatura. Tale meccanismo consente di rendere solidale il telaio mobile al telaio fisso nella fase di serraggio ma l'arpione deve essere opportunamente disimpegnato per completare la fase di rientro. In tal senso, alcune osservazioni qualitative si possono trarre da alcune evidenze pratiche riscontrate:

- In condizioni di incipiente serraggio, quando il meccanismo articolato comincia a ruotare, il telaio mobile compie uno spostamento nella direzione  $-\hat{u}$ , direzione contraria al moto dei cursori, dell'ordine del millimetro e questo comporta una riduzione del valore di forza lato utilizzatore. La corsa effettuata dal telaio mobile comprende sia il suo naturale spostamento nella direzione considerata che deriva dall'equilibrio di forze descritto nell'analisi dinamica che dalla corsa necessaria all'arpione per impegnarsi con la dentatura;
- Dopo aver compiuto l'extra-corsa di rientro necessaria ad impedire un'apertura indesiderata del meccanismo e a scaricarlo ulteriormente, l'arpione viene correttamente disimpegnato.

Inoltre, dopo aver verificato la correttezza di un ciclo completo di evoluzione del meccanismo se ne è appurata la ripetibilità e non si sono riscontrate variazioni sostanziali tra cicli consecutivi.

Possibili sviluppi futuri potrebbero riguardare il perfezionamento del modello matematico proposto nella progettazione funzionale che si basa sulle ipotesi semplificative di assenza di azioni inerziali e fenomeni dissipativi in modo da avere un modello più vicino alla realtà.

Un ulteriore naturale sviluppo del banco prova è sicuramente l'integrazione di un azionamento automatico e relativa logica di controllo che permettano di completare il ciclo di funzionamento in maniera fluida e rispettando un prefissato tempo ciclo. In aggiunta, si può prevedere una caratterizzazione sperimentale completa del sistema in termini di corsa dei singoli cursori e di forza sia lato motore che lato utilizzatore in maniera da ottenere una validazione del modello matematico proposto.

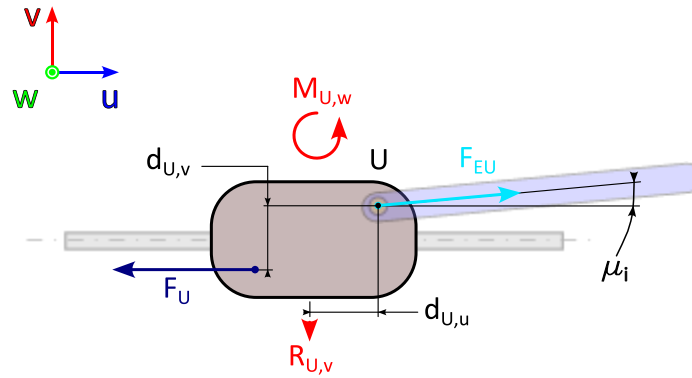
Inoltre, è sicuramente da tenere in considerazione una possibile variazione di geometria complessiva del sistema in maniera da ottimizzare gli ingombri e migliorare l'integrazione del sistema nell'ottica di una commercializzazione di un ipotetico prodotto.

## 5. APPENDICE

### 5.1. Diagrammi di corpo libero per il calcolo delle reazioni vincolari

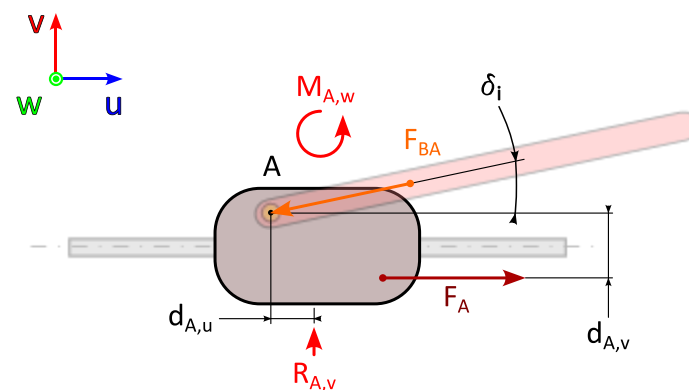
#### 5.1.1. Fase accostamento

Cursore U



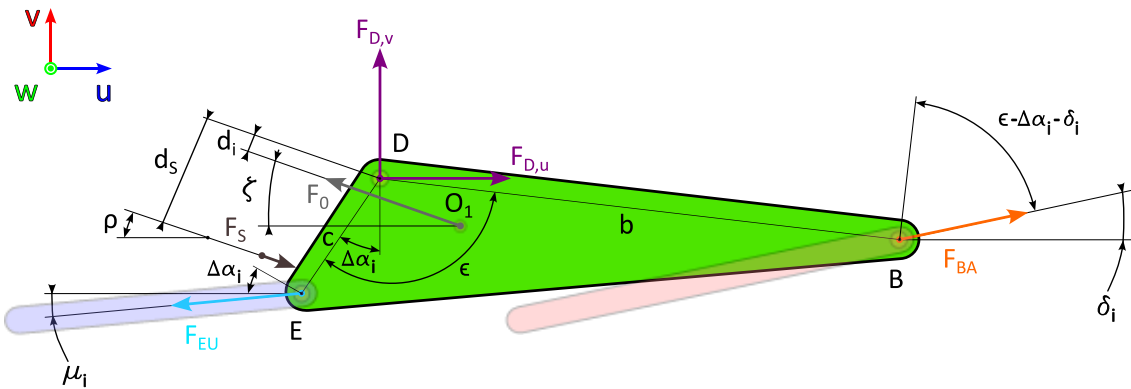
$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{EU} = \frac{F_U}{\cos \mu_i} \\ R_{U,v} = F_{EU} \sin \mu_i \\ M_{U,w} = F_U \cdot d_{U,v} - R_{U,v} \cdot d_{U,u} \end{cases}$$

Cursore A



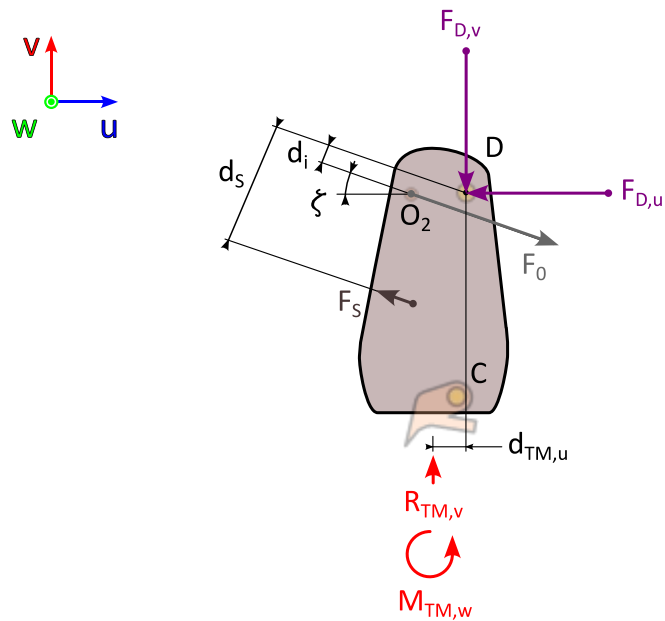
$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{BA} = \frac{F_A}{\cos \delta_i} \\ R_{A,v} = F_{BA} \sin \delta_i \\ M_{A,w} = -(F_A \cdot d_{A,v} + R_{A,v} \cdot d_{A,u}) \end{cases}$$

### Elemento ternario



$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{D,u} = F_{EU} \cos \mu_i - F_{BA} \cos \delta_i + F_0 \cos \zeta_i - F_S \cos \rho \\ F_{D,v} = F_{EU} \sin \mu_i - F_{BA} \sin \delta_i + F_0 \sin \zeta_i - F_S \sin \rho \\ F_{EU} \cos(\mu_i + \Delta\alpha_i) \cdot c - F_{BA} \cos(\epsilon - \Delta\alpha_i - \delta_i) \cdot b + F_0 \cdot d_i - F_S \cdot d_s = 0 \end{cases}$$

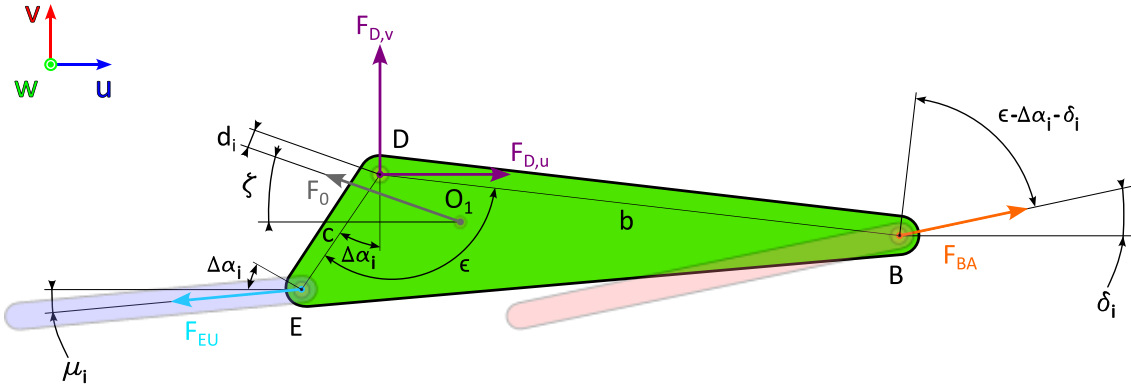
### Telaio mobile



$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{D,u} - F_0 + F_S = 0 \\ R_{TM,v} = F_0 + F_{D,v} - F_S \\ M_{TM,w} = R_{TM,v} \cdot d_{TM,u} - F_0 \cdot d_i + F_S \cdot d_s \end{cases}$$

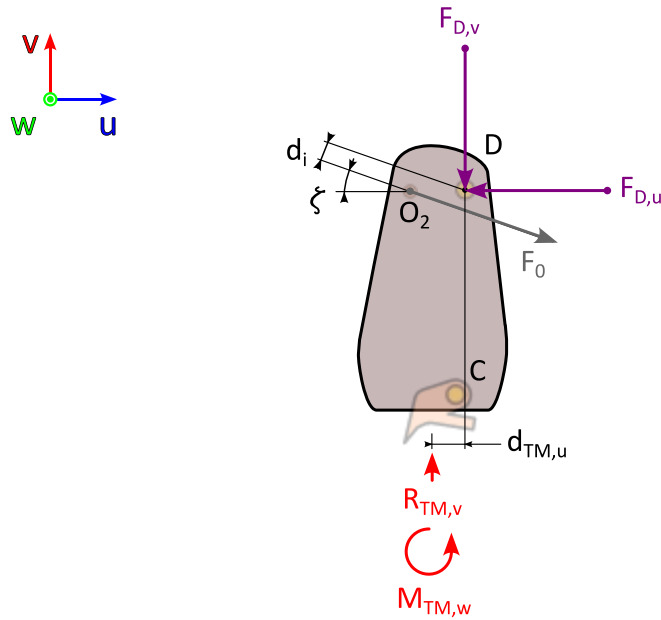
### 5.1.2. Incipiente serraggio

#### Elemento ternario



$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{D,u} = F_{EU} \cos \mu_i - F_{BA} \cos \delta_i + F_0 \cos \zeta_i \\ F_{D,v} = F_{EU} \sin \mu_i - F_{BA} \sin \delta_i + F_0 \sin \zeta_i \\ F_{EU} \cos(\mu_i + \Delta\alpha_i) \cdot c - F_{BA} \cos(\epsilon - \Delta\alpha_i - \delta_i) \cdot b + F_0 \cdot d_i = 0 \end{cases}$$

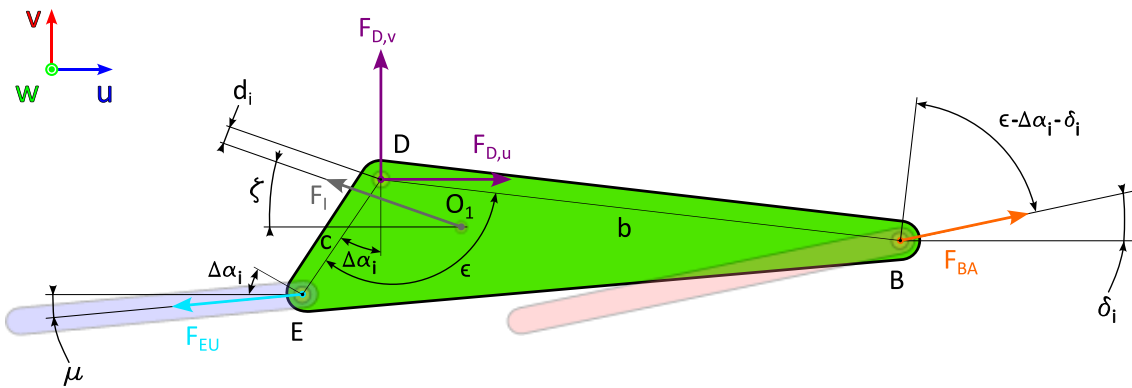
#### Telaio mobile



$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{D,u} - F_0 = 0 \\ R_{TM,v} = F_0 + F_{D,v} \\ M_{TM,w} = R_{TM,v} \cdot d_{TM,u} - F_0 \cdot d_i \end{cases}$$

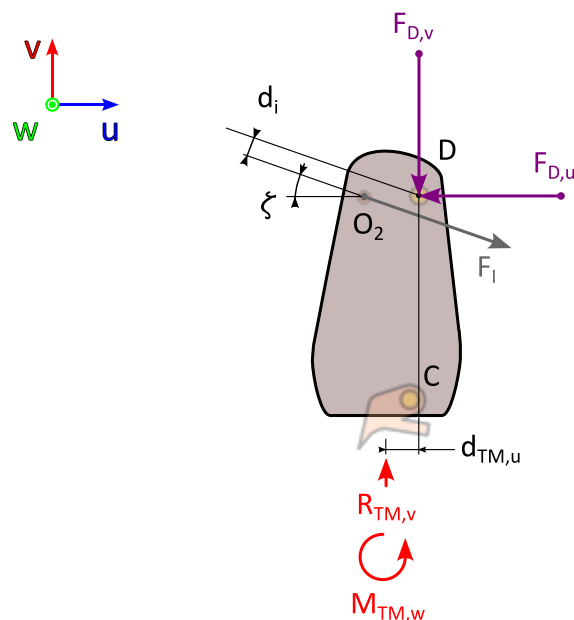
### 5.1.3. Serraggio

#### Elemento ternario



$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{D,u} = F_{EU} \cos \mu_i - F_{BA} \cos \delta_i + F_I \cos \zeta_i \\ F_{D,v} = F_{EU} \sin \mu_i - F_{BA} \sin \delta_i + F_I \sin \zeta_i \\ F_{EU} \cos(\mu_i + \Delta\alpha_i) \cdot c - F_{BA} \cos(\epsilon - \Delta\alpha_i - \delta_i) \cdot b + F_I \cdot d_i = 0 \end{cases}$$

#### Telaio mobile



$$\begin{cases} \sum F_u = 0 \\ \sum F_v = 0 \\ \sum M_w = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{D,u} - F_I = 0 \\ R_{TM,v} = F_I + F_{D,v} \\ M_{TM,w} = R_{TM,v} \cdot d_{TM,u} - F_I \cdot d_i \end{cases}$$

$$F_I = F_0 + k\Delta s$$

## 5.2. Distinta base dei componenti del banco prova

| SOTTOSISTEMA | CODICE                | COMPONENTE                        | Q         | FORNITORE     | COSTO TOTALE (€) | PESO (kg) |
|--------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------|---------------|------------------|-----------|
| TELAIO FISSO | 1                     | PROFILATO SAETTONE 30X90          | 1         | BOSCH-REXROTH | 33,710           | 1,890     |
|              | 2                     | DENTATURA                         | 2         | STAMPA 3D     | 4,640            | 0,058     |
|              | 3                     | RONDELLA M6                       | 8         | MISUMI        | 2,320            | 0,032     |
|              | 4                     | VITE A TESTA CILINDRICA DIN M6X16 | 4         | BOSCH-REXROTH | 0,400            | 0,016     |
|              | 5                     | DADO CON TESTA A MARTELLO 8 M6    | 4         | BOSCH-REXROTH | 1,520            | 0,016     |
| PACCO MOLLE  | 6                     | STAFFA                            | 1         | STAMPA 3D     | 11,262           | 0,282     |
|              | 4                     | VITE A TESTA CILINDRICA DIN M6X16 | 4         | BOSCH-REXROTH | 0,400            | 0,016     |
|              | 5                     | DADO CON TESTA A MARTELLO 8 M6    | 4         | BOSCH-REXROTH | 1,520            | 0,016     |
|              | 7                     | CILINDRO ESTERNO                  | 1         | STAMPA 3D     | 9,899            | 0,247     |
|              | 8                     | INSERTO FILETTATO UD-23001CD      | 20        | MISUMI        | 1,800            | 0,020     |
|              | 9                     | VITE A TESTA CILINDRICA DIN M3X8  | 20        | MISUMI        | 1,600            | 0,04      |
|              | 10                    | RONDELLA M8                       | 1         | MISUMI        | 0,230            | 0,005     |
|              | 11                    | DADO M5                           | 1         | MISUMI        | 0,080            | 0,002     |
|              | 12                    | FILO CWW2.0-M05-PO5-370*          | 1         | MISUMI        | 18,440           | 0,100     |
|              | 13                    | CILINDRO ACCOSTAMENTO             | 1         | STAMPA 3D     | 3,512            | 0,088     |
|              | 14                    | DISCO ACCOSTAMENTO                | 1         | STAMPA 3D     | 0,203            | 0,005     |
| 15           | SPESSORE ACCOSTAMENTO | 1                                 | STAMPA 3D | 0,226         | 0,006            |           |

|                                  |    |                                       |   |               |        |       |
|----------------------------------|----|---------------------------------------|---|---------------|--------|-------|
|                                  | 16 | DISCO ESTERNO                         | 1 | STAMPA 3D     | 0,920  | 0,023 |
|                                  | 17 | RONDELLA SPGCC15-9-5                  | 1 | MISUMI        | 3,080  | 0,010 |
|                                  | 18 | RONDELLA SPGCC12-9-5                  | 1 | MISUMI        | 2,950  | 0,002 |
|                                  | 19 | MOLLA DC543                           | 1 | MISUMI        | 3,000  | 0,002 |
|                                  | 20 | CILINDRO SERRAGGIO                    | 1 | STAMPA 3D     | 3,175  | 0,079 |
|                                  | 21 | DISCO SERRAGGIO                       | 1 | STAMPA 3D     | 0,372  | 0,009 |
|                                  | 22 | SPESSORE SERRAGGIO                    | 1 | STAMPA 3D     | 1,298  | 0,032 |
|                                  | 23 | RONDELLA SPGCC25-13-8                 | 1 | MISUMI        | 4,430  | 0,011 |
|                                  | 24 | RONDELLA SPGRS25-13-10                | 1 | MISUMI        | 7,980  | 0,015 |
|                                  | 25 | MOLLA TY21X55                         | 1 | MISUMI        | 4,700  | 0,005 |
|                                  | 26 | ALBERO SPJN12-68-F13-B10-P10          | 1 | MISUMI        | 14,350 | 0,061 |
| <b>GUIDA LINEARE</b>             | 27 | ROTAIA A SFERE KSA-015-SNS-N-MA-AK    | 1 | BOSCH-REXROTH | 58,390 | 0,582 |
|                                  | 28 | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912 M4x18 | 7 | BOSCH-REXROTH | 0,700  | 0,014 |
|                                  | 29 | DADO CON TESTA A MARTELLO 8 M4        | 7 | BOSCH-REXROTH | 11,480 | 0,028 |
| <b>FINECORSA RECUPERO GIOCHI</b> | 30 | FINECORSA RECUPERO GIOCHI             | 1 | STAMPA 3D     | 0,800  | 0,020 |
|                                  | 4  | VITE TESTA CILINDRICA M6X16           | 2 | BOSCH-REXROTH | 0,200  | 0,008 |
|                                  | 5  | DADO CON TESTA A MARTELLO 8 M6        | 2 | BOSCH-REXROTH | 0,760  | 0,008 |
| <b>CURSORE U</b>                 | 31 | PATTINO A SFERE KWD-015-FKS-C0-N-1    | 1 | BOSCH-REXROTH | 33,680 | 0,150 |
|                                  | 32 | PIASTRA CURSORE U                     | 1 | STAMPA 3D     | 0,892  | 0,022 |
|                                  | 33 | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912 M4x12 | 2 | MISUMI        | 0,160  | 0,004 |
|                                  | 34 | INSERTO FILETTATO UD-44001CD          | 2 | MISUMI        | 1,260  | 0,002 |
|                                  | 35 | PERNO CDGH4-18**                      | 1 | MISUMI        | 2,210  | 0,008 |
|                                  | 36 | BOCCOLA A STRISCIAMENTO JZF4-5        | 2 | MISUMI        | 0,860  | 0,008 |
|                                  | 37 | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912 M5X8  | 1 | MISUMI        | 0,120  | 0,003 |
|                                  | 38 | INSERTO FILETTATOUD-45001CD           | 1 | MISUMI        | 0,480  | 0,001 |
| <b>AZIONAMENTO</b>               | 39 | TIRANTE AZIONAMENTO                   | 1 | STAMPA 3D     | 3,233  | 0,081 |
|                                  | 40 | MANIGLIA AZIONAMENTO                  | 1 | STAMPA 3D     | 2,232  | 0,056 |



|                                  |               |  |        |                   |        |       |
|----------------------------------|---------------|--|--------|-------------------|--------|-------|
|                                  | 41            | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912<br>M4X16 | 2      | MISUMI            | 0,240  | 0,004 |
|                                  | 42            | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912<br>M4X20 | 2      | MISUMI            | 0,240  | 0,006 |
|                                  | 43            | DADO M4                                  | 2      | MISUMI            | 0,008  | 0,004 |
|                                  |               |  |        |                   |        |       |
| <b>CURSORE A</b>                 | 31            | PATTINO A SFERE KWD-015-FKS-<br>C0-N-1   | 1      | BOSCH-<br>REXROTH | 33,680 | 0,150 |
|                                  | 44            | PIASTRA CURSORE A                        | 1      | STAMPA<br>3D      | 1,793  | 0,045 |
|                                  | 33            | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912<br>M4x12 | 2      | MISUMI            | 0,160  | 0,004 |
|                                  | 34            | INSERTO FILETTATO UD-44001CD             | 2      | MISUMI            | 1,260  | 0,002 |
|                                  | 35            | PERNO CDGH4-18**                         | 1      | MISUMI            | 2,210  | 0,008 |
|                                  | 36            | BOCCOLA A STRISCIAMENTO<br>JZF4-5        | 2      | MISUMI            | 0,860  | 0,008 |
|                                  | 45            | CUNEO                                    | 2      | STAMPA<br>3D      | 1,154  | 0,014 |
|                                  | 46            | INSERTO FILETTATO UD-44058CD             | 4      | MISUMI            | 1,600  | 0,004 |
|                                  | 47            | VITE CON FLANGIA A BOTTONE<br>SFB M4X20  | 2      | MISUMI            | 0,780  | 0,006 |
|                                  | 43            | DADO M4                                  | 2      | MISUMI            | 0,008  | 0,002 |
|                                  |               |  |        |                   |        |       |
| <b>CURSORE<br/>TELAIO MOBILE</b> | 48            | PATTINO A SFERE KWD-015-FKS-<br>C1-N-1   | 1      | BOSCH-<br>REXROTH | 33,680 | 0,150 |
|                                  | 49            | PIASTRA CURSORE TELAI0<br>MOBILE         | 1      | STAMPA<br>3D      | 40,000 | 0,096 |
|                                  | 33            | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912<br>M4x12 | 2      | MISUMI            | 0,160  | 0,004 |
|                                  | 34            | INSERTO FILETTATO UD-44001CD             | 2      | MISUMI            | 1,260  | 0,002 |
|                                  | 50            | PERNO CDGH6-40**                         | 1      | MISUMI            | 3,160  | 0,009 |
|                                  | 51            | BOCCOLA A STRISCIAMENTO<br>JZF6-10       | 2      | MISUMI            | 1,100  | 0,002 |
|                                  | 52            | TIRANTE FINECORSA                        | 2      | STAMPA<br>3D      | 2,483  | 0,031 |
|                                  | 53            | VITE A TESTA CILINDRICA DIN 912<br>M3x12 | 4      | MISUMI            | 0,320  | 0,040 |
|                                  | 54            | DADO M3                                  | 4      | MISUMI            | 0,480  | 0,004 |
|                                  | 55            | PERNO CCGH3-34**                         | 1      | MISUMI            | 5,390  | 0,002 |
|                                  | 56            | ARPIONE                                  | 2      | STAMPA<br>3D      | 0,574  | 0,007 |
|                                  | 57            | MOLLA DI COMPRESSIONE                    | 2      | MISUMI            | 2,020  | 0,002 |
|                                  | 58            | PERNO HCDGH5-22**                        | 2      | MISUMI            | 6,980  | 0,020 |
|                                  | 60            | BOCCOLA A STRISCIAMENTO<br>JZF5-5        | 4      | MISUMI            | 2,200  | 0,004 |
|                                  | 61            | PERNO CNPR4-54-F18**                     | 1      | MISUMI            | 9,190  | 0,005 |
| 62                               | MOLLA AUT6-45 | 2  | MISUMI | 2,200             | 0,008  |       |
|                                  |               |  |        |                   |        |       |

|   |    |                                |   |           |                |               |
|---|----|--------------------------------|---|-----------|----------------|---------------|
| <b>LINK UE</b>                                      | 63 | LINK UE                        | 1 | STAMPA 3D | 0,222          | 0,006         |
| <b>LINK BA</b>                                      | 64 | LINK BA                        | 1 | STAMPA 3D | 0,311          | 0,008         |
| <b>LINK BDE</b>                                     | 65 | LINK BDE                       | 1 | STAMPA 3D | 1,773          | 0,044         |
|   | 35 | PERNO CDGH4-18**               | 2 | MISUMI    | 4,420          | 0,016         |
|   | 36 | BOCCOLA A STRISCIAMENTO JZF4-5 | 4 | MISUMI    | 1,720          | 0,004         |
|   | 61 | PERNO CNPR4-54-F18**           | 1 | MISUMI    | 9,190          | 0,005         |
| *Include Dado M5<br>**Includono anelli di sicurezza |    |                                |   |           | <b>428,3 €</b> | <b>4,8 kg</b> |

Si può sintetizzare la distinta base mettendo in evidenza come il profilato di base e la guida lineare costituiscano più del 50% del peso dell'intero banco prova.

|   | <b>COSTO TOTALE (€)</b> | <b>PESO (kg)</b> |
|---|-------------------------|------------------|
| <b>PROFILATO E GUIDA LINEARE</b>          | <b>428,3</b>            | <b>2,5</b>       |
| <b>COMPONENTI COMMERCIALI E MINUTERIA</b> |                         | <b>1,1</b>       |
| <b>COMPONENTI STAMPA 3D</b>               |                         | <b>1,3</b>       |

## 6. BIBLIOGRAFIA

- [1] [https://it.wikipedia.org/wiki/Freno\\_di\\_stazionamento](https://it.wikipedia.org/wiki/Freno_di_stazionamento). [Online].
- [2] S. Tamselvan, N. Prakash e Sathyamurthy R., «Review of Comprehensive Survey on Recent Trends in Parking Brake System,» 2023.
- [3] B. Schmittner , «Electric Parking Brake on the Way to Standard - New Trends,» p. 6, 2015.
- [4] [https://en.wikipedia.org/wiki/Electronic\\_parking\\_brake](https://en.wikipedia.org/wiki/Electronic_parking_brake). [Online].
- [5] <https://www.forbes.com/sites/michaelharley/2023/07/12/automotive-technology-what-is-an-electronic-parking-brake-or-epb/?sh=2a1b7c8f3db2>. [Online].
- [6] [https://en.wikipedia.org/wiki/Electronic\\_parking\\_brake](https://en.wikipedia.org/wiki/Electronic_parking_brake). [Online].
- [7] <https://trade.mechanic.com.au/news/electronic-parking-brakes>. [Online].
- [8] <https://www.autodeal.com.ph/articles/car-features/electronic-vs-manual-parking-brakes-which-better>. [Online].
- [9] R. Leiter, «Design and Control of an Electric Park Brake,» p. 7, 2002.
- [10] Dias, Minutti e Menezes, «Vehicle System Integration (Electric Parking Brake),» p. 8, 2021.
- [11] <https://www.quattroruote.it/guide/componenti-auto/Come-funziona-il-freno-di-stazionamento.html>. [Online].
- [12] J. S. Cheon, W. Jeon J., M. Jung H., U. Park I., H. Park C. e J. Yeo T., «Main Design Factors and Unified Software Structure for Cable Puller,» p. 7, 2009.
- [13] SKF. [Online]. Available: <https://www.skf.com/it/industries/agriculture/products-and-solutions/electronic-parking-brake>.
- [14] M. G. Pezzella, «Sviluppo di un concetto per un nuovo,» p. 107, 2021.
- [15] <https://www.skf.com/it/industries/agriculture/products-and-solutions/electronic-parking-brake>. [Online].
- [16] Y. Liao, C. Huang, C. Chen, S. Cheng e C. Chen, «Novel Design of the Integrated Electric Parking,» p. 7, 2010.
- [17] R. Schwarz, R. Isermann, J. Böhm, J. Nell e P. Rieth, «Clamping Force Estimation for a Brake-by-Wire Actuator,» *SAE TECHNICAL*, p. 14, 1999.