

# POLITECNICO DI TORINO

I Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione di un sistema per la movimentazione di attrezzatura scientifica, in collaborazione con l'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare

Relatore:

Prof. Carlo Ferraresi (DIMEAS)

Correlatori:

Prof. Felice Iazzi (DISAT)

Dott.ssa Daniela Calvo (INFN)

Candidato:

Andrea Esposito

Anno Accademico 2017/2018

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale:

Progettazione di un sistema per la movimentazione di attrezzatura scientifica, in collaborazione con l'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare

Relatore:

Prof. Carlo Ferraresi

Candidato:

Andrea Esposito – matricola 240817



## Indice

Sommario.....	1
1. Introduzione.....	2
1.1 L’esperimento Numen .....	2
1.2 Scelta preliminare del tipo di movimentazione.....	5
1.3 I gradi di libertà .....	8
1.4 Fasi della movimentazione.....	9
2. Analisi funzionale del carrello .....	13
2.1 Analisi del sistema di traslazione .....	14
2.2 Analisi del sistema di rotazione .....	17
2.3 Analisi del sistema di sollevamento .....	18
2.4 Analisi del sistema di regolazione per le piccole correzioni .....	19
2.5 Schema funzionale complessivo del carrello .....	21
3. Il sistema di traslazione.....	23
3.1 Scelta delle rotaie.....	23
3.2 Calcolo degli sbilanciamenti.....	24
3.3 Condizioni di carico della base del carrello.....	25
3.4 Utilizzabilità e vita utile delle slitte HepcoMotion.....	26
3.5 Condizioni di carico delle slitte .....	27
3.6 Confronto tra le possibili alternative .....	33
3.7 Resistenza alle eccentricità .....	34
3.8 Valutazioni e scelta della configurazione.....	37
3.9 Verifica definitiva del sistema di traslazione nella condizione più critica .....	38
3.10 Forza e potenza associate alla traslazione.....	39
4. Il sistema di rotazione.....	41
4.1 Sistema di carichi agenti .....	41
4.2 Dimensionamento di un cuscinetto a rulli incrociati per la rotazione .....	43
4.3 Coppia e potenza associate alla rotazione.....	46

5. Il sistema di sollevamento del carico .....	49
5.1 Studio di un sistema di sollevamento a pantografo .....	49
5.2 Cinematica del moto .....	50
5.3 Reazioni vincolari esterne ed interne .....	52
5.4 Andamento degli sforzi .....	53
5.5 Dimensionamento degli elementi principali del sistema .....	63
5.6 Azionamenti del sistema di sollevamento .....	76
6. Il sistema di regolazione.....	79
6.1 Principio di funzionamento.....	79
6.2 Esempio di processo di regolazione.....	80
6.3 Dimensionamento delle viti di regolazione .....	82
7. Conclusioni e ringraziamenti.....	88
8. Bibliografia e sitografia .....	90



## Sommario

Questa tesi ha come scopo principale quello dello sviluppo di un progetto, dettagliato e coerente, che risolva alcune problematiche emerse durante un'ampia opera di rinnovamento in corso nei Laboratori Nazionali del Sud di Catania, sede dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare.

Le problematiche sono associate alla movimentazione di alcuni magneti, facenti parte della linea di spegnimento di un raggio di ioni utilizzato per un esperimento di fisica nucleare. La soluzione sviluppata prevede che i problemi siano risolti mediante l'utilizzo di un carrello particolare, che garantisca ai magneti la libertà di movimento che necessitano per aggirare gli ostacoli presenti.

Nell'introduzione saranno esposte le problematiche e i vincoli. Saranno così definiti i requisiti di progetto e i gradi di libertà necessari perché gli ingombri possano essere aggirati. Al termine dell'introduzione saranno esposte nel dettaglio le fasi della movimentazione dei magneti.

Seguirà una sezione dedicata all'analisi funzionale del carrello. Questa parte anticipa risultati che saranno spiegabili solamente una volta lette le sezioni successive, ma è necessaria perché il lettore possa avere a mente una visione di insieme di come il carrello è strutturato e di quali siano le funzioni associate a ciascuna struttura. La sezione dedicata all'analisi funzionale del carrello è, in definitiva, quella che dona maggiormente unità, coerenza e armonia al progetto nel suo insieme.

Nelle sezioni successive saranno illustrate le fasi del dimensionamento dei tre macrosistemi che compongono il carrello, ciascuno associato ad uno dei gradi di libertà principali emersi nell'introduzione. Sarà inoltre dimensionato il sistema di regolazione della posizione del gruppo magneti. Alcuni dei componenti utilizzati saranno commerciali, e per alcune parti del loro dimensionamento si utilizzeranno metodologie tratte dai corrispondenti cataloghi. Altri componenti saranno prodotti di carpenteria, e il loro dimensionamento si baserà sulla resistenza del materiale che li compone. Alla fine di ciascuna sezione saranno calcolate le forze (o coppie) e le potenze necessarie per la motorizzazione del grado di libertà corrispondente. Malgrado i motori non siano specificatamente parte del progetto, tutti gli accorgimenti per la loro installazione saranno predisposti.

# 1. Introduzione

## 1.1 L'esperimento Numen

Il problema che ci accingiamo ad affrontare è parte di un'opera di rinnovamento indetta dall'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN), nell'ambito dell'esperimento NUMEN nei Laboratori Nazionali del Sud, a Catania.

L'esperimento NUMEN (NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay) consiste nella ricerca sperimentale del doppio decadimento  $\beta$  senza emissione di neutrini. Si tratta di un tema di estrema importanza nell'ambito della fisica nucleare: la sua rivelazione aprirebbe nuove strade nell'ambito dello studio delle particelle elementari. La rivelazione di tale decadimento infatti non solo rivelerebbe importanti informazioni sulla massa del neutrino, ma soprattutto dimostrerebbe che è privo di una antiparticella corrispondente, in contrasto con il modello standard.

L'esperimento NUMEN inizia nel Ciclotrone a Superconduzione K800 (CS) dei Laboratori Nazionali del Sud, un acceleratore di particelle cilindrico a tre stadi, che sfrutta bobine Niobio-Titanio immerse in un bagno di Elio liquido per raggiungere valori di campo magnetico fino a 4,8 T. Quando raggio di ioni raggiunge il suo massimo livello energetico, viene deflesso mediante un campo elettrostatico, estratto, e mandato nella camera adibita all'esperimento.

Il raggio viene ricevuto dallo spettrometro MAGNEX. Si tratta di uno spettrometro magnetico a grande accettazione. È composto da due magneti di ampia apertura, nella specie un quadrupolo (Q) seguito da un dipolo (D) e da un rivelatore di piano focale (FPD). Il magnete di quadrupolo concentra e focalizza il raggio nella direzione non-dispersiva (verticale) mentre il dipolo esegue la dispersione e la focalizzazione nella direzione dispersiva (orizzontale), in base alla massa e alla carica delle particelle del raggio. Il rivelatore di piano focale è adibito alla rivelazione degli ioni emessi.

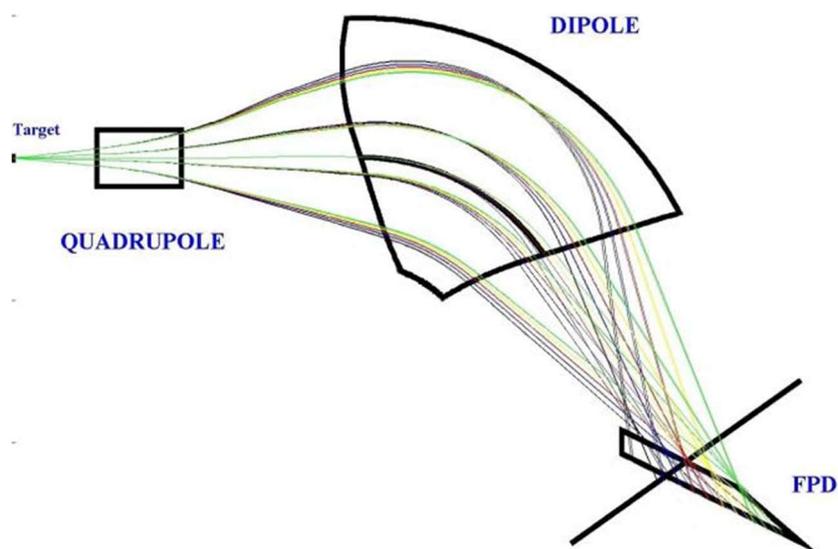


Figura 1.1. Esempi di traiettorie dei raggi in una spettrografia magnetica

È già presente in laboratorio una linea a bassa energia. Il livello energetico è sufficientemente basso da non presentare criticità per quanto riguarda lo spegnimento del raggio di ioni dopo l'esperimento. L'energia viene assorbita dai rivelatori a valle della camera di scattering.

Lo scopo degli attuali lavori di aggiornamento del laboratorio è quello di incrementare l'energia del fascio ionizzato, al fine di ridurre drasticamente i tempi necessari per l'esperimento. Aumentando il livello energetico, diventa importante la gestione del raggio dopo l'esperimento: a valle del rivelatore di piano focale, dopo che tutti i dati sono stati raccolti, è necessario che il raggio sia frenato e assorbito. Poiché non si riesce a spegnere il raggio all'interno dei rivelatori, come avviene attualmente per l'esperimento a bassa energia, è stata prevista la costruzione di due linee (in rosso) che indirizzino il raggio verso un Beam Dump: un blocco di cemento il cui scopo è quello di assorbire completamente l'energia del fascio.

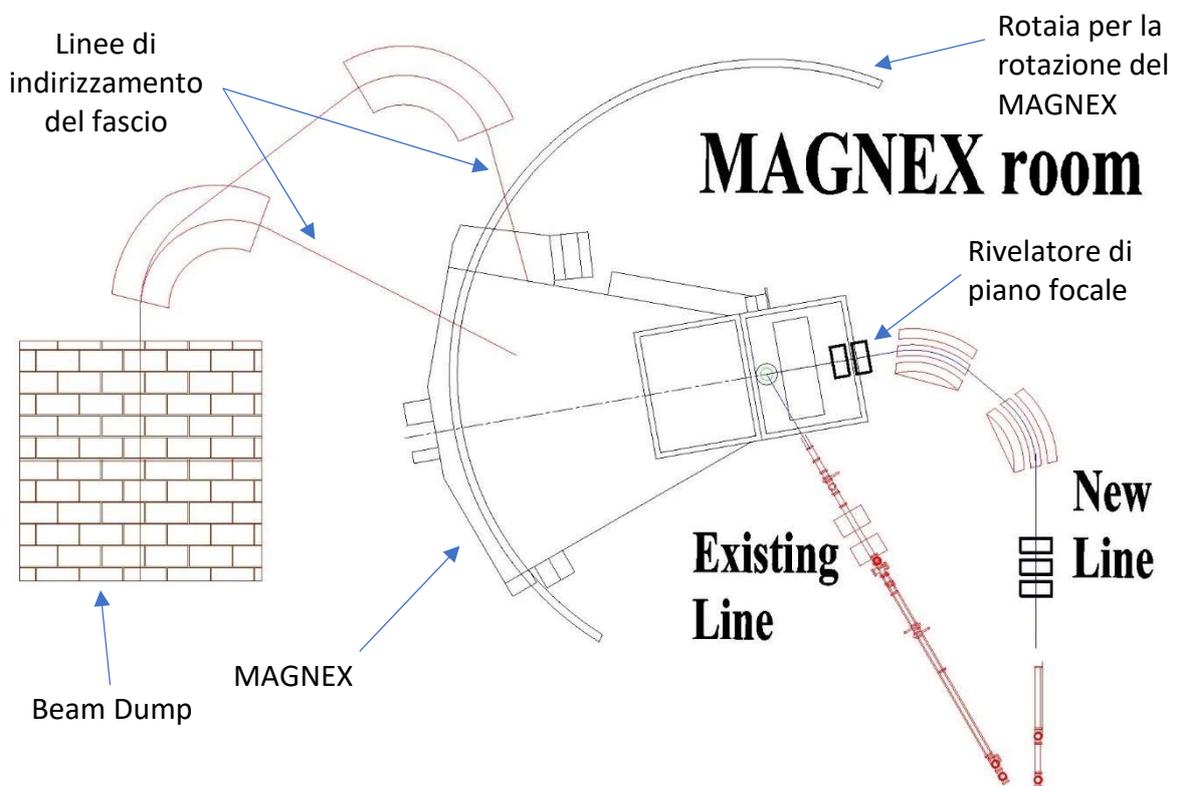
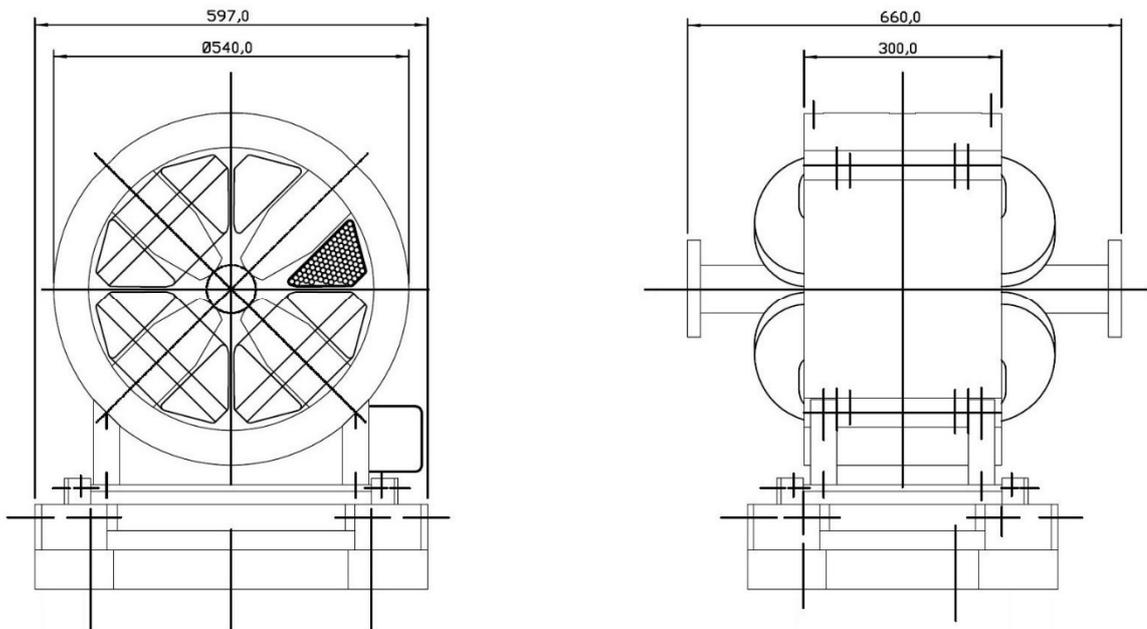


Figura 1.2. La stanza del Magnex

Ogni linea di spegnimento del raggio prevede l'uso in serie di due quadrupoli e due steerers, dispositivi magnetici utili alla focalizzazione del raggio all'interno della tubazione, il cui ingombro totale è quello di un prisma lungo 2 metri, largo 1 metro e alto circa 60 centimetri. La richiesta dell'INFN è quella di utilizzare il medesimo blocco di quadrupoli e steerers per le due linee.



*Figura 1.3. Il quadrupolo, uno degli elementi del gruppo magneti*

Lo scopo del progetto commissionato dall'INFN al Politecnico di Torino, è quello di progettare un sistema di movimentazione per questo gruppo magneti, che ne garantisca il preciso posizionamento nelle configurazioni di lavoro, e che ne permetta lo spostamento evitando gli ostacoli presenti nel laboratorio.

## 1.2 Scelta preliminare del tipo di movimentazione

Il primo passo del progetto consiste nel comprendere a fondo i movimenti necessari per muoversi tra le due configurazioni di lavoro, di seguito indicate come Configurazione A e Configurazione B.

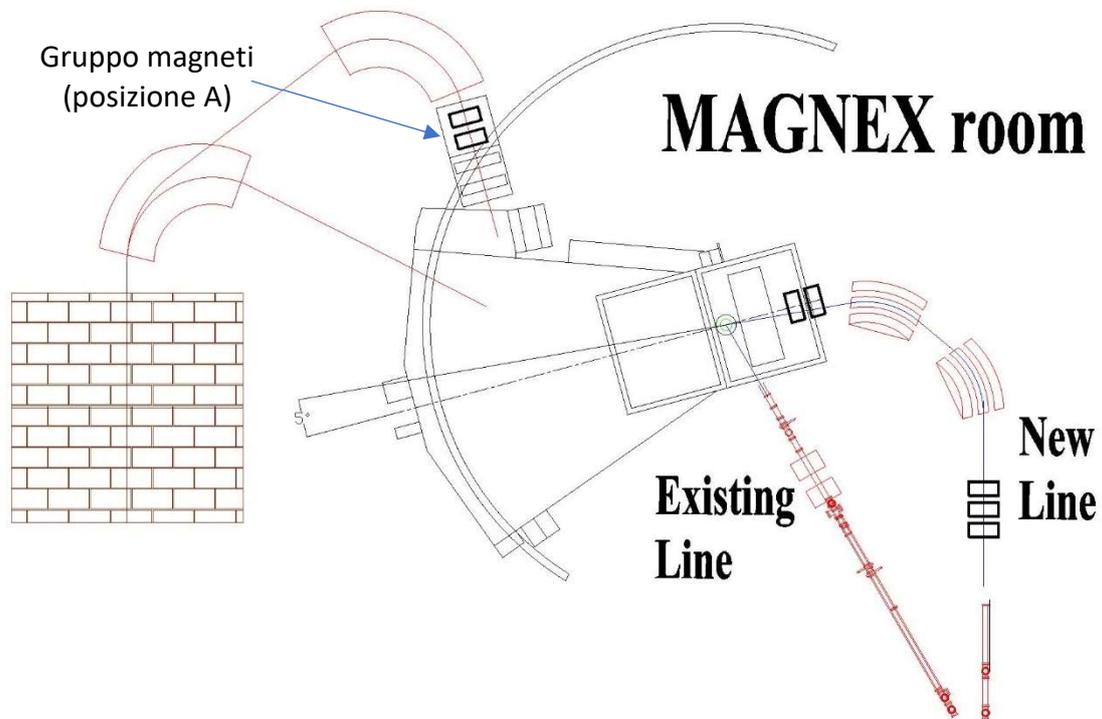


Figura 1.4. Configurazione di lavoro A

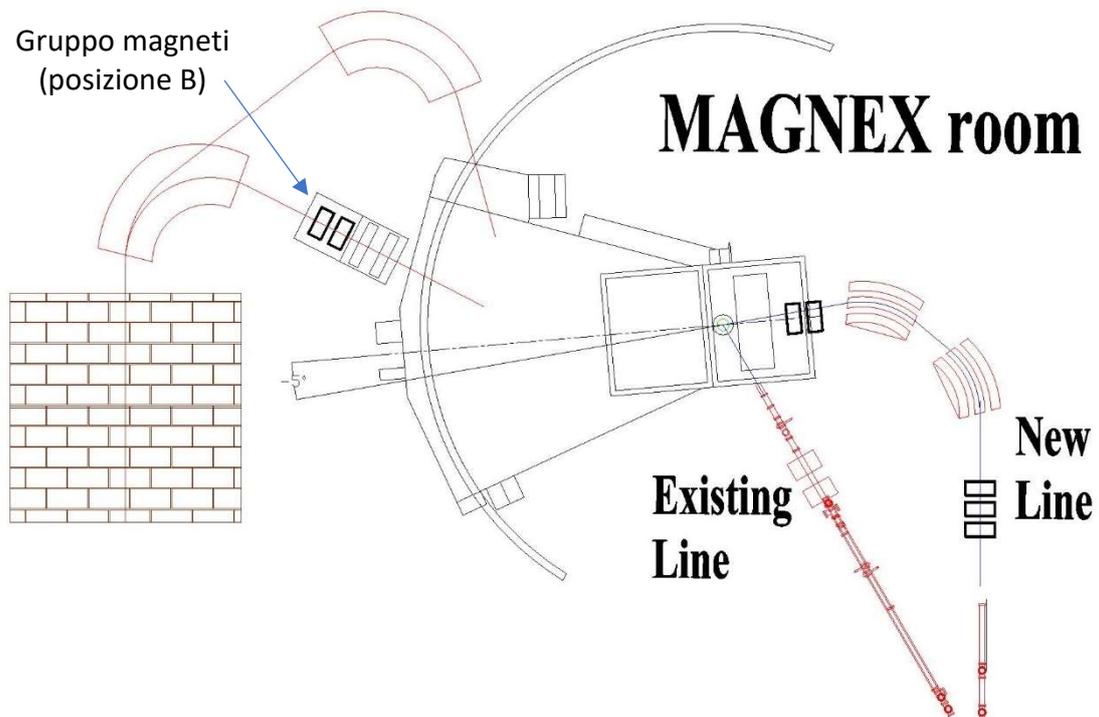


Figura 1.5. Configurazione di lavoro B

Gli ostacoli principali allo spostamento da una configurazione all'altra sono la rotaia del Magnex (alta 40 mm) che andrà scavalcata, e la presenza del Magnex stesso, al quale, in una certa misura, il carico dovrà passare intorno.

Ai fini dell'esperimento, per necessità legate all'angolazione del raggio in entrata, il Magnex deve assumere posizioni diverse nella configurazione di lavoro *A* e nella *B*. Tali posizioni corrispondono ad angoli diversi rispetto ad una configurazione di riferimento a cui si assegna la posizione angolare di 0°. Al Magnex è quindi consentita la rotazione in un range di  $\pm 5^\circ$  rispetto alla posizione di riferimento, che può essere sfruttata durante la movimentazione del carico qualora gli ingombri non ne consentissero il passaggio.

Sono state considerate alcune soluzioni comunemente utilizzate per la movimentazione di carichi di questa portata:

- Carrello elevatore. Questa soluzione è stata scartata fin dall'inizio. Non c'è infatti modo di far arrivare un carrello elevatore nella camera del Magnex.
- Carroponte. Questa soluzione avrebbe potuto essere molto comoda: avrebbe permesso di superare agilmente sia il Magnex che la sua rotaia passandoci sopra. Il soffitto del laboratorio non presenta tuttavia un'altezza sufficiente per l'utilizzo di un carroponte.
- Sistema a rotaia. Non è la soluzione più comoda, in quanto crea altri ingombri a terra, e resta il problema del superamento della rotaia preesistente del Magnex. È una soluzione che presenta inconvenienti, ma questi, come vedremo, non sono insuperabili, a differenza delle soluzioni precedenti.

Consideriamo i requisiti di un sistema a rotaia, e i problemi associati.

Il primo inconveniente è palese osservando il layout del laboratorio: una eventuale rotaia per i magneti andrebbe a intersecare la rotaia del Magnex, il che è ovviamente un problema sia per i magneti che per il Magnex.

Dal momento che la rotaia del Magnex è piuttosto bassa, la soluzione che è stata proposta è l'utilizzo di un sistema di appoggio per la rotaia dei magneti di altezza superiore a 40 mm. Una buona soluzione sembrerebbe essere l'utilizzo di traversine (comunque necessarie per garantire la planarità della rotaia dei magneti) fissate mediante una tassellatura smontabile al suolo. Tali traversine, forate appositamente per far passare la rotaia Magnex, ne garantirebbero lo scavalco da parte dei magneti.

Qualora fosse necessario ruotare il Magnex in una posizione nella quale la rotaia dei magneti lo ostacolasse, sarebbe necessario smontare la porzione di rotaia e sistema di appoggio che intralcia il Magnex. Una rotaia modulare può far sì che solo un elemento di rotaia e qualche traversina debbano essere smontabili.

Un inconveniente meno evidente, ma ben più problematico ai fini dell'utilizzo delle rotaie, deriva dalla curvatura della traiettoria che è necessario far assumere al carico. È evidente dal layout, che la traiettoria non può essere rettilinea. La rotazione del Magnex di qualche grado in una delle due direzioni possibili non è sufficiente a garantire ai magneti una traiettoria rettilinea senza collisioni.

La traiettoria deve perciò presentare un tratto curvilineo e, data la ristrettezza degli spazi, tale tratto deve presentare un raggio di curvatura ridotto. Le rotaie convenzionali vengono estruse dritte e calandrate in seguito. Non è possibile tuttavia calandrare con raggi di curvatura abbastanza ridotti da permettere la movimentazione all'interno del laboratorio. Dai contatti con i fornitori è emerso non solo sarebbe impossibile garantire con precisione il raggio di curvatura, ma si arriverebbe alla rottura della rotaia durante la calandratura.

L'azienda inglese HepcoMotion, commercializzata in Italia dalla Mondial S.p.A., fornisce sistemi di guida che rappresentano una valida alternativa alla movimentazione su rotaia tradizionale. La ditta produce segmenti di guide rettilinei e circolari che, opportunamente accoppiati, definiscono la traiettoria da far seguire ai magneti. Al di sopra delle guide, grazie a particolari cuscinetti, scorre una piastra, che diventa la base di appoggio della struttura. La movimentazione può essere motorizzata mediante un sistema pignone-cremagliera. Il sistema è facilmente personalizzabile e sarà descritto approfonditamente in seguito.

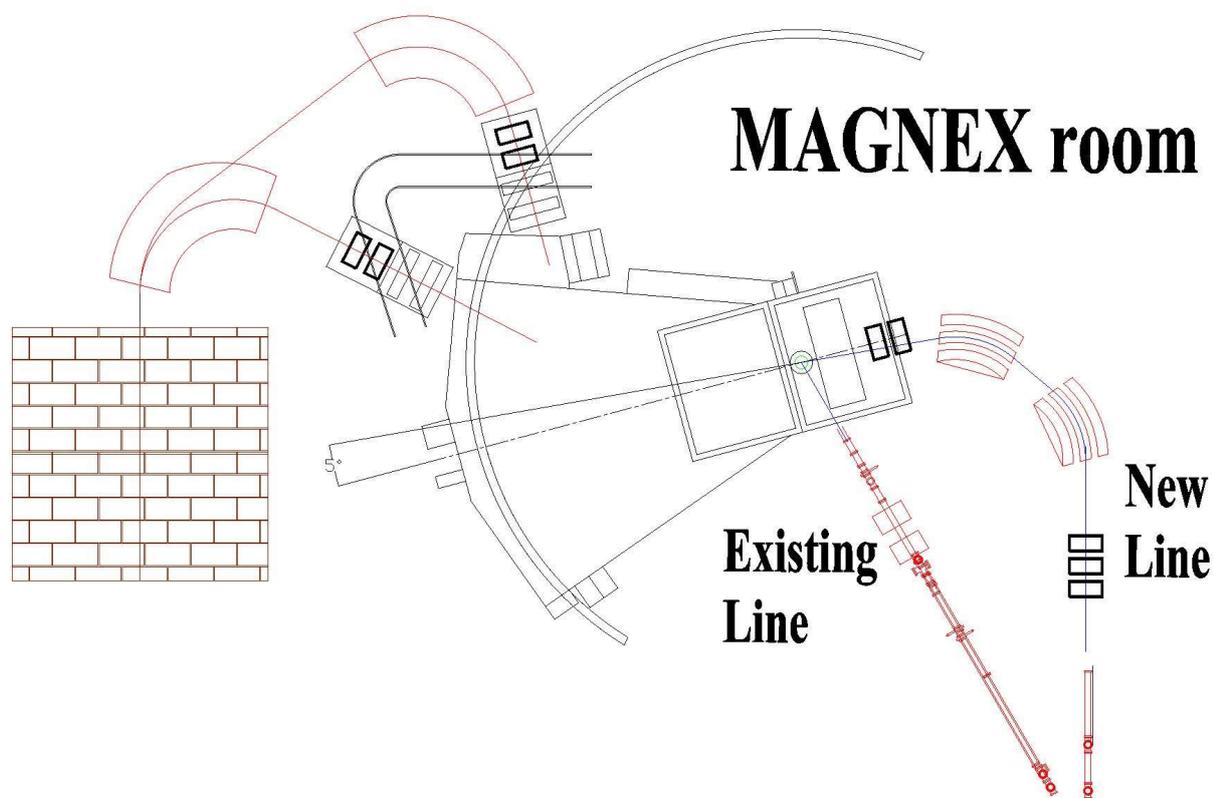


Figura 1.6. Panoramica della stanza del Magnex con le aggiunte previste.

### 1.3 I gradi di libertà

Come sarà illustrato a breve, la progettazione della struttura di sostegno del carico deve essere costruita in modo che garantisca tre importanti gradi di libertà del carico, necessari a spostare i magneti da una configurazione all'altra.

Innanzitutto, è ovviamente necessario un sistema di traslazione, perché il carico possa essere trasferito dal punto *A* al punto *B* e viceversa. Come già anticipato, dall'analisi funzionale di alcune soluzioni, la migliore è risultata essere un particolare tipo di rotaia prefabbricata in pezzi ed assemblabile. La struttura sarà perciò costituita da un carrello scorrevole su una rotaia.

L'orientamento angolare dei magneti deve rispettare delle condizioni precise nella configurazione *A*, ed altre nella configurazione *B*. Orientare la rotaia in modo che rispetti queste condizioni potrebbe rendere molto complicato il suo percorso, e renderebbe impossibili le piccole regolazioni angolari.

Sarebbe molto più comodo poter ruotare il carico, una volta raggiunta la posizione di lavoro. Inoltre, dal momento che l'ingombro è molto diverso nelle due direzioni principali del carico, il carrello potrebbe traslare con molta più facilità se orientato con il suo asse maggiore parallelo alla direzione della rotaia.

È quindi decisamente conveniente, se non necessario, prevedere un sistema di rotazione del carico attorno al proprio asse.

Il sistema di rotazione risolve alcuni problemi fondamentali, ma ne introduce di nuovi. Nelle posizioni di lavoro si prevede che il gruppo magneti sia collegato al resto dell'impianto mediante flange bullonate, una in entrata e una in uscita.

Il carico non può perciò ruotare su sé stesso all'altezza di lavoro, poiché la rotazione sarebbe impedita dal contatto tra le flange. È necessario, se si intende ruotare il carico, prevederne un sistema di abbassamento che consenta alle flange di svincolarsi prima della rotazione.

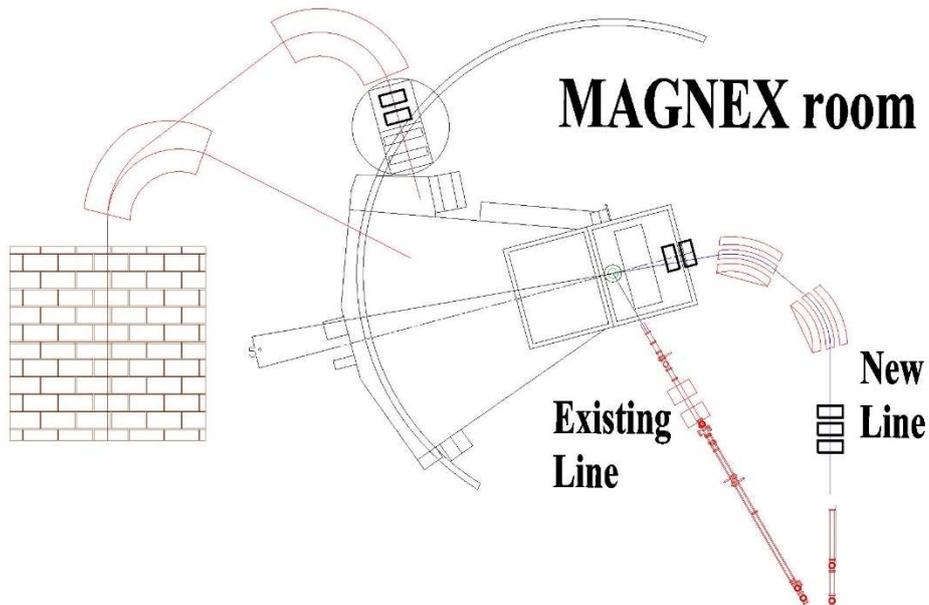
L'abbassamento del carico comporterebbe anche un altro vantaggio: l'abbassamento del baricentro, che renderebbe il carrello più stabile, e quindi più sicuro durante la movimentazione. Se si vuole far ruotare il carrello, un sistema di innalzamento e abbassamento del carico è quindi necessario.

## 1.4 Fasi della movimentazione

Per chiarire l'utilità dei gradi di libertà di cui si è parlato, è utile descrivere le fasi necessarie per portare il carrello dalla posizione di lavoro *A* alla posizione di lavoro *B*. Il percorso opposto (da *B* ad *A*) sarà esattamente speculare.

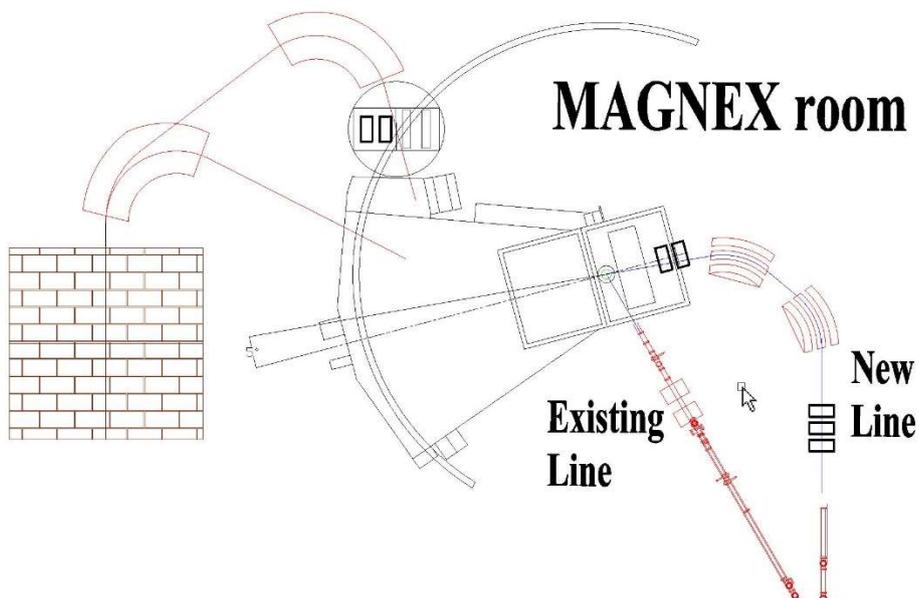
### Fase 1

Il carrello si trova nella posizione di lavoro *A*. I bulloni delle flange di collegamento vengono rimossi e il carico abbassato, disaccoppiando in questo modo le flange



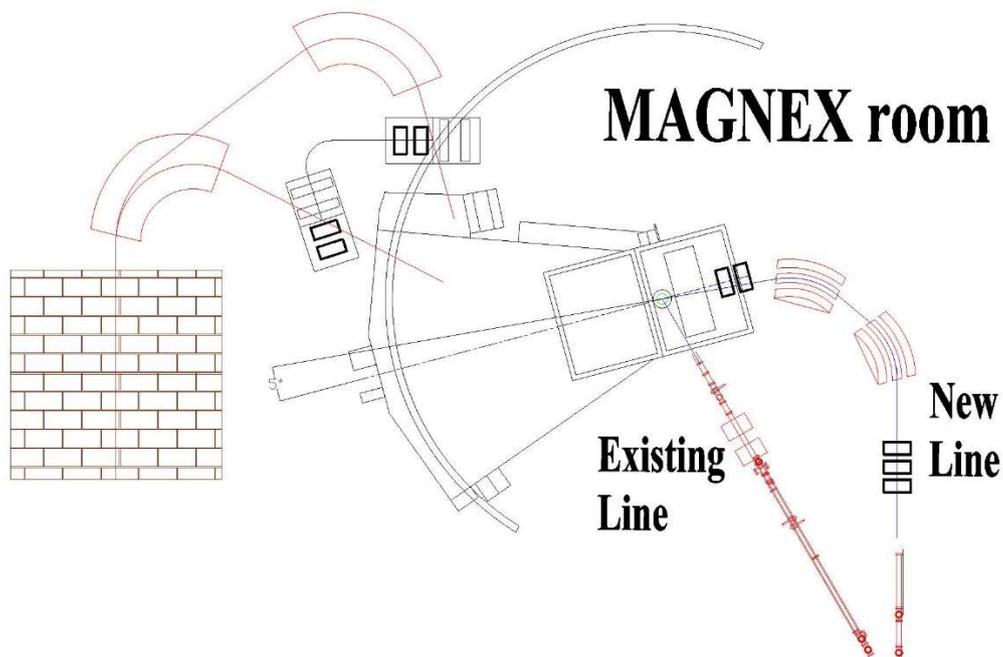
### Fase 2

Il carrello si trova ancora in *A*, ma è stato abbassato. La posizione angolare è ancora quella di lavoro. Per ridurre quanto possibile l'ingombro, il carrello viene ruotato in modo che il suo asse maggiore sia parallelo alla traiettoria che dovrà seguire.



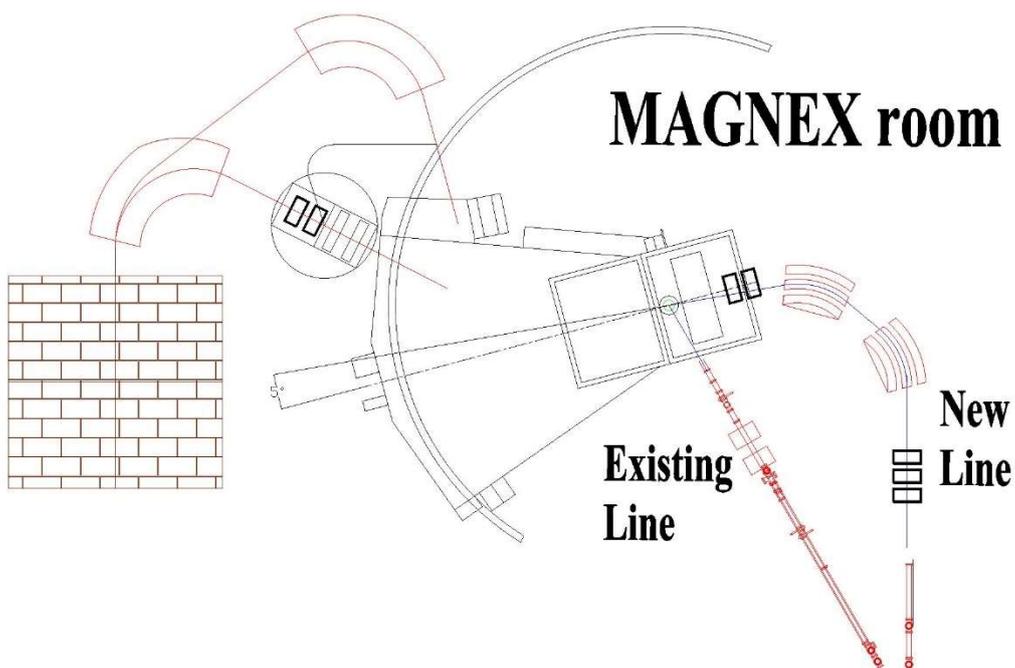
### Fase 3

Il carrello è in *A*, ma abbassato e orientato parallelamente alla rotaia. Si avvia la movimentazione lungo la rotaia e il carrello viene spostato fino alla posizione di lavoro *B*.



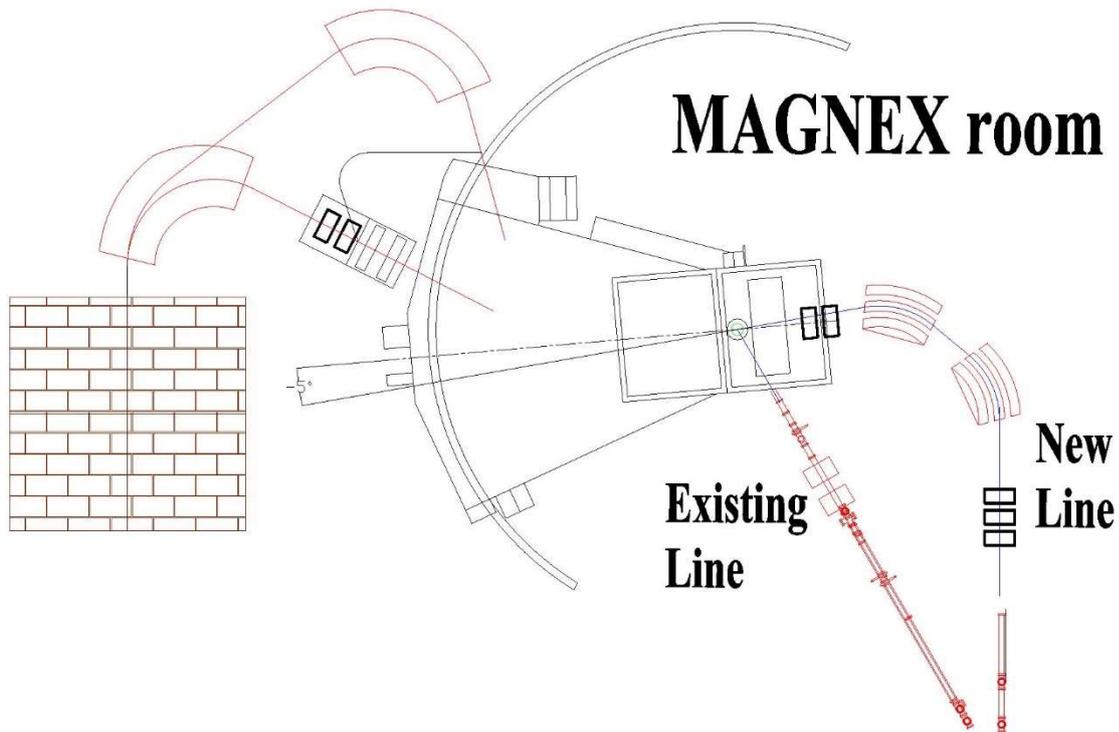
### Fase 4

Il carrello è in *B*, abbassato e disposto con l'asse maggiore parallelo alla rotaia. Viene ruotato nella posizione angolare di lavoro.



## Fase 5

Il carrello è in *B* e nella corretta posizione angolare. Il Magnex viene ruotato in senso orario di  $10^\circ$  e portato nella corretta posizione angolare perché possa lavorare con la linea *B*. A questo punto il carico viene sollevato, facendo attenzione a non urtare le flange dell'impianto, e facendo sì che le flange del gruppo magneti ci si infilino agevolmente in mezzo.

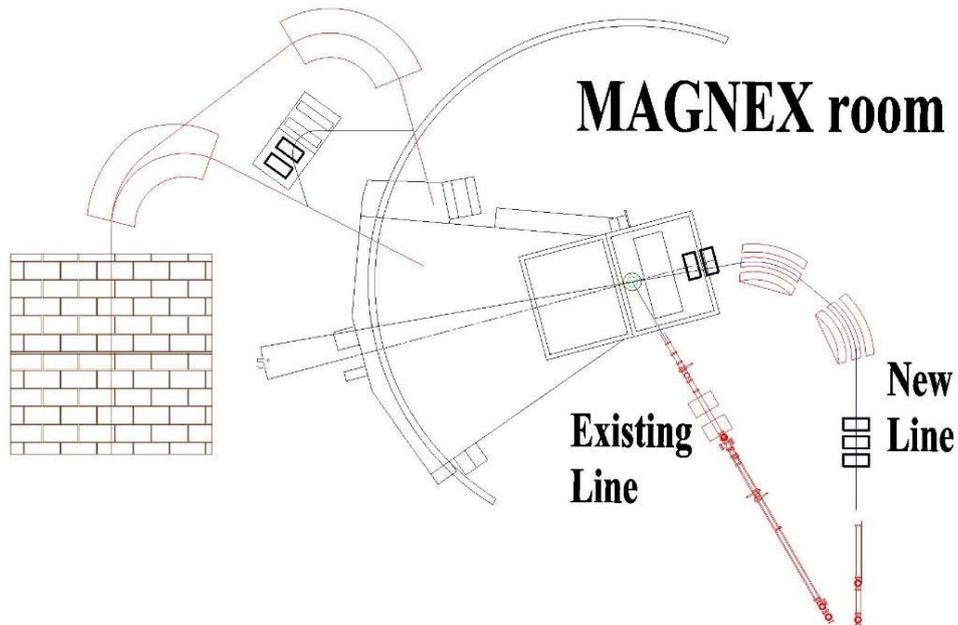


### 1.4.1 Possibili fasi aggiuntive

Non è escluso che piccole variazioni del layout impediscano la rotazione del Magnex durante la fase 5, poiché tale rotazione urterebbe il carrello posizionato in *B*. Consideriamo le differenti fasi intermedie necessarie in tal caso, che sostituiscono la fase 3.

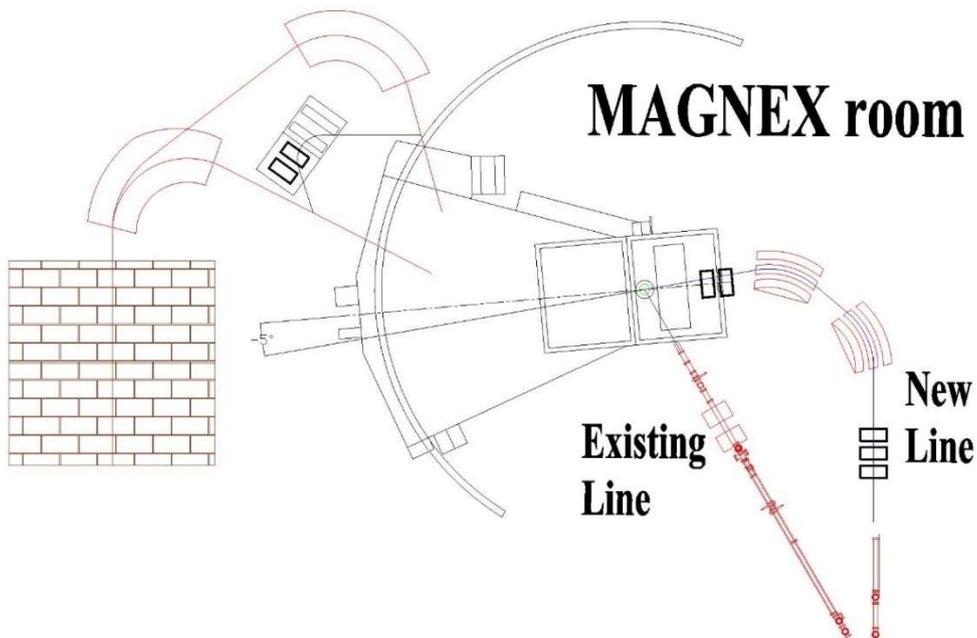
#### Fase 3A

Il carrello, che è in *A*, ruotato ed abbassato, viene spostato in posizione *C*, posizione dalla quale non intralci lo spostamento del Magnex.



#### Fase 3B

Il Magnex viene spostato nella posizione angolare di  $-5^\circ$ , associata alla posizione di lavoro B.



È possibile a questo punto spostare il carrello in *B* e procedere al resto della movimentazione.

## 2. Analisi funzionale del carrello

La progettazione di un sistema complesso è un processo iterativo. Ciascuna parte del sistema viene ideata, sviluppata e dimensionata, seguendo inizialmente criteri di massima. Via via che il progetto prende forma, i dimensionamenti vengono corretti tenendo conto dei carichi aggiuntivi dovuti al peso proprio dei componenti: ogni sua parte viene plasmata e riplasmata più volte perché sia coerente con il resto del sistema.

Per via di questa natura circolare della progettazione, i dimensionamenti spiegano i risultati, ma i risultati stessi sono necessari a spiegare i concetti ai quali sono utili i dimensionamenti, specie per alcuni dettagli. L'analisi che sarà qui affrontata è un riepilogo dei risultati del processo iterativo che è stato la progettazione del carrello, mentre il resto della tesi consisterà nella spiegazione delle fasi di tale processo.

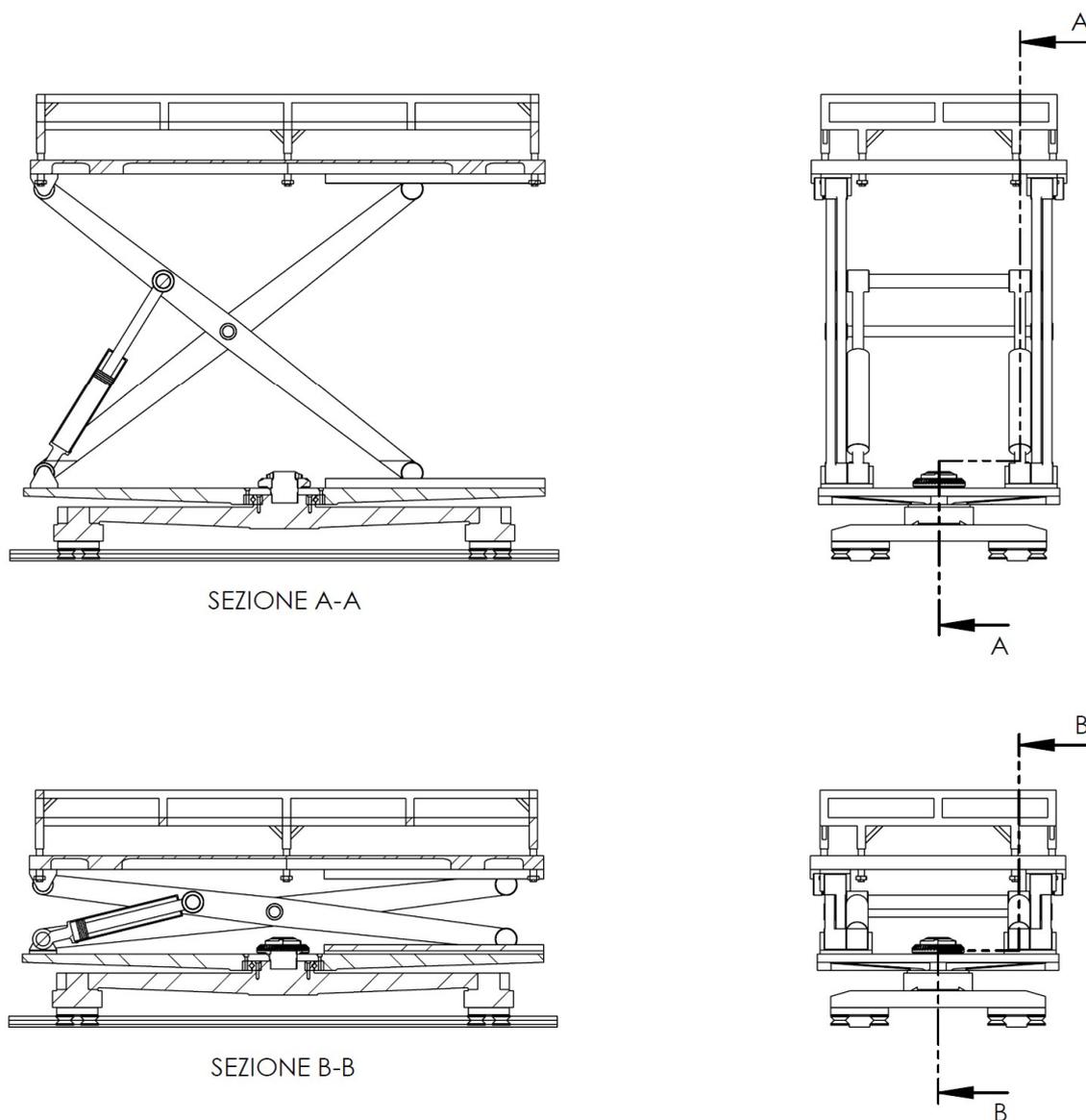


Figura 2.1. Sezioni del carrello alla sua massima e minima altezza.

## 2.1 Analisi del sistema di traslazione

Come indicato nell'introduzione, il sistema di traslazione si basa sull'utilizzo di un sistema slitta su rotaia, sviluppato nell'ambito della movimentazione industriale per lo spostamento di grossi carichi con elevata precisione.

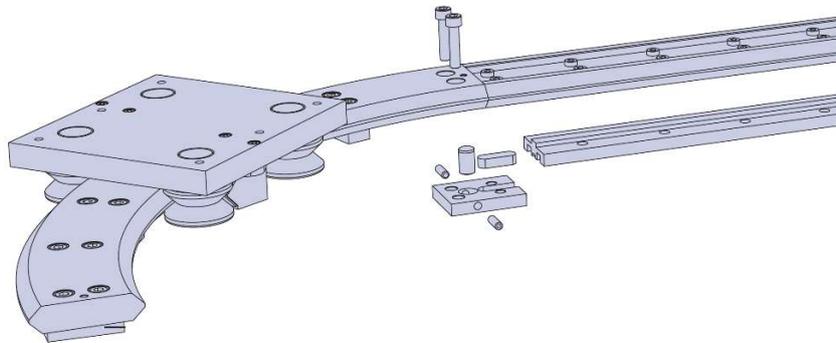


Figura 2.2. Esempio di slitta HepcoMotion dal catalogo

Le rotaie proposte dalla HepcoMotion sono di due tipi. Il modello básico è concepito unicamente per lo scorrimento del carico. Come in figura, la slitta è accoppiata alla rotaia mediante un sistema di quattro rulli che ne ricalcano il profilo. Per minimizzare gli attriti, all'interno dei rulli sono presenti cuscini volventi. La piastra che costituisce la parte più alta della slitta ne è l'appoggio sul quale sarà posto il carrello. L'altro tipo di rotaia proposto dall'azienda presenta nella sua parte inferiore una cremagliera, alla quale è possibile accoppiare un pignone per la motorizzazione del movimento.

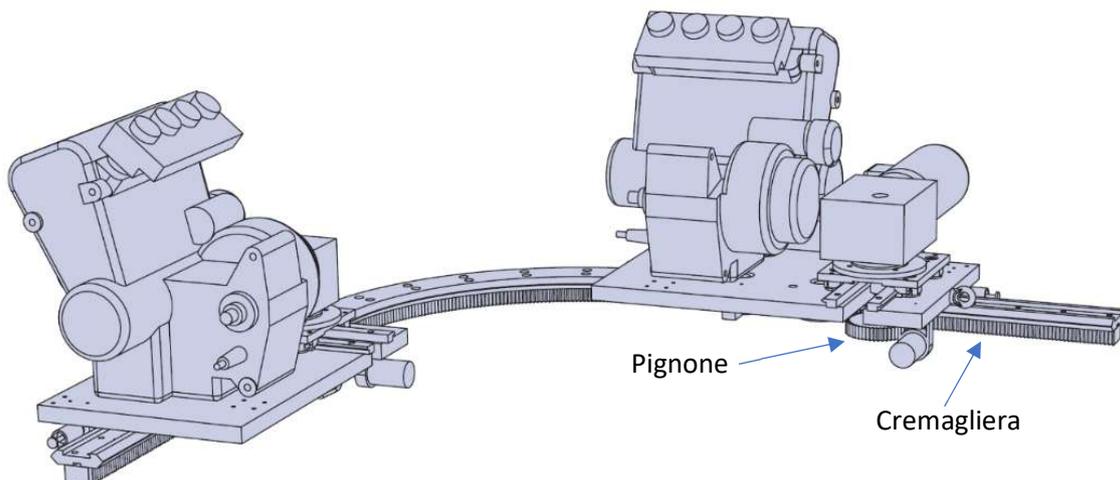


Figura 2.3. Esempio di rotaia con cremagliera da catalogo

Il piano di appoggio delle travi è costituito da una successione di travi montate trasversalmente e tassellate a pavimento, che fanno da traversine per le rotaie. Per permetterne lo scavalcamento, le traversine devono essere più alte della rotaia del Magnex preesistente (alta 40 mm) e forate in corrispondenza di essa.

La traiettoria è stata pensata in modo che non intralci la rotazione del Magnex entro i  $10^\circ$  previsti dal suo range di movimento ordinario. Ad ogni modo il sistema rotaia-traversine, tassellato opportunamente, permette di smontare gli ultimi elementi di rotaia (lunghi  $800\text{ mm}$ ) e le traversine corrispondenti, in caso fosse necessario per rotazioni straordinarie del Magnex.

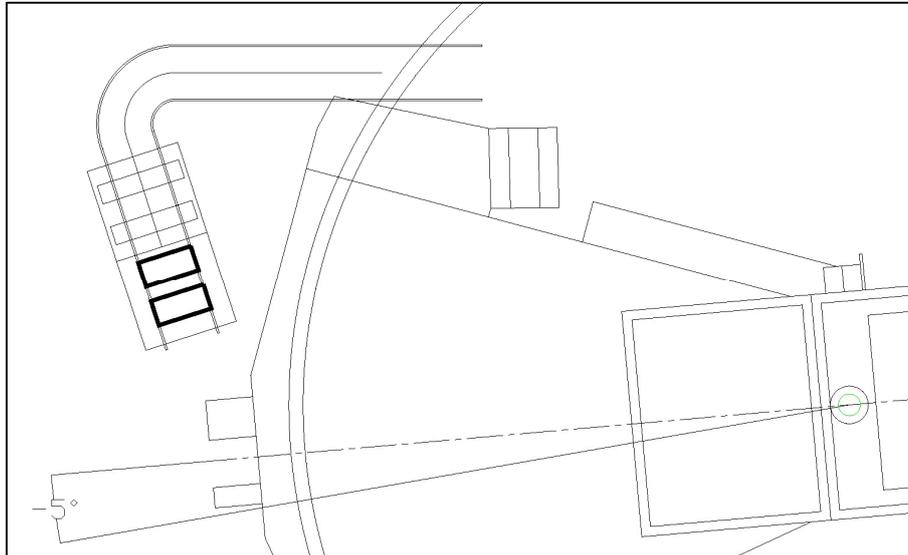


Figura 2.4. Dettaglio del layout

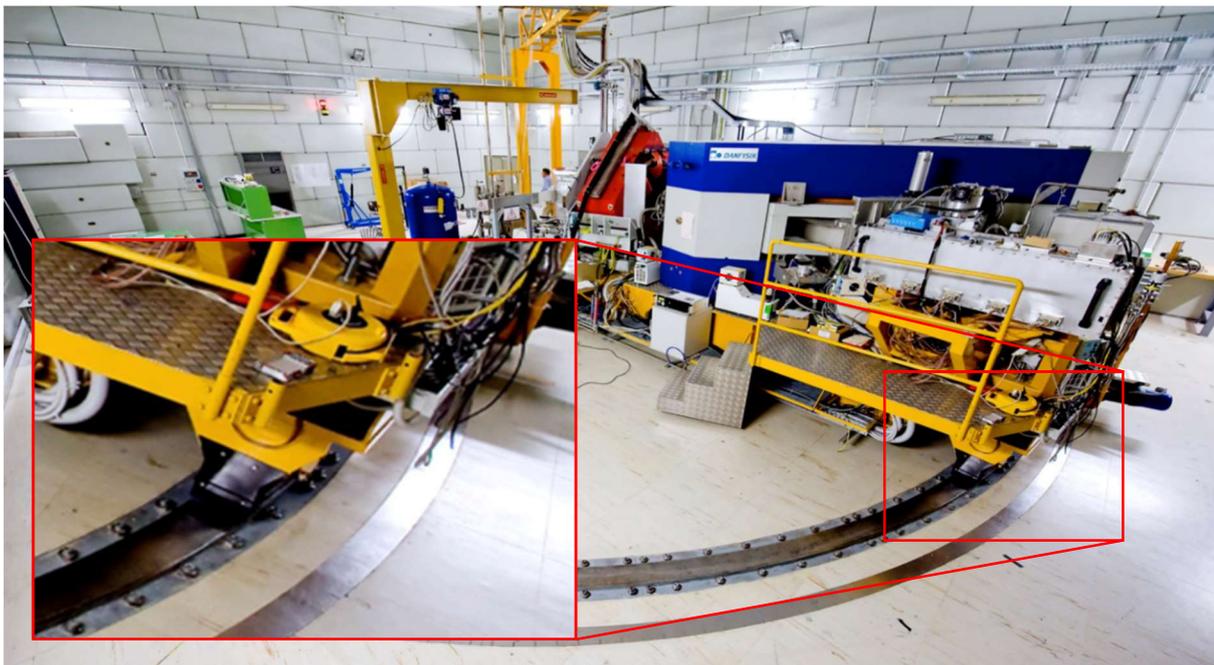


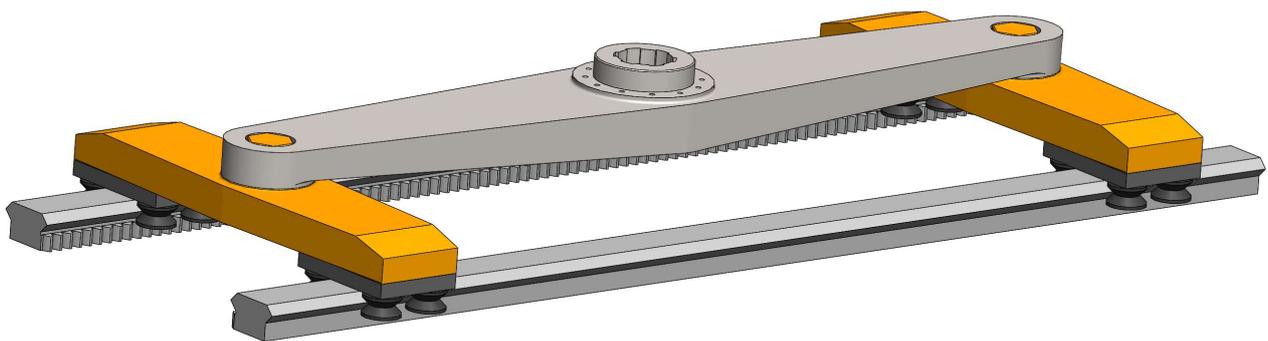
Figura 2.5. Fotografia del Magnex al suo stato attuale

Come si vede dal dettaglio del layout riportato, la rotaia del carrello interseca quella del Magnex in un punto spostato rispetto all'angolo massimo di lavoro del Magnex. Questo fa sì che l'appoggio del Magnex sulla rotaia, visibile nella foto successiva, non vada a collidere con la rotaia del gruppo magneti in condizioni ordinarie. Da layout appare una sovrapposizione tra lo spigolo del Magnex e la rotaia, ma, come si vede in foto, l'altezza del Magnex in quel punto è sufficiente per lasciare passare la rotaia.

Torniamo al carrello. Per via delle scelte che saranno illustrate nel capitolo dedicato, si è scelto di utilizzare una configurazione che si avvalga di quattro slitte montate su due rotaie. Questo induce alcune complicazioni sulla cinematica del moto.

Come si è visto nell'introduzione, le fasi della movimentazione prevedono una parte della traiettoria sia curvilinea (a raggio costante). Nella fase in cui l'avantreno del carrello si trova sul tratto curvilineo, e il retrotreno su uno rettilineo, e viceversa, le slitte anteriori e quelle posteriori devono muoversi indipendentemente le une dalle altre. L'asse passante per ciascuna coppia di slitte deve infatti mantenersi perpendicolare alle rotaie, e durante queste fasi l'angolo tra i due assi cambia.

Per questa ragione, non si possono accoppiare le slitte ad una piattaforma che sostenga il resto del carrello, ma avantreno e retrotreno devono presentare ciascuno il proprio asse. Tali assi si accoppiano mediante due accoppiamenti albero foro ad un grosso trave longitudinale, che di fatto costituisce la prima base del carrello nel suo complesso.



*Figura 2.6. Il sistema di traslazione del carrello*

La motorizzazione del sistema di traslazione si basa sul modello standard proposto dalla ditta HepcoMotion. Si prevede il montaggio di un motore elettrico su uno degli assi del carrello, e l'accoppiamento con la cremagliera mediante un pignone. Sono stati calcolate forza e potenza necessarie per la movimentazione del carrello, ma né il motore né la catena di trasmissione di potenza sono stati dimensionati.

## 2.2 Analisi del sistema di rotazione

La stessa trave che incerniera i due assi delle slitte del carrello, presenta nel suo centro un grosso perno. Lo scopo di tale perno è quello di permettere la rotazione del resto dei livelli del carrello sulla base di appoggio.

Per questa rotazione, data la necessità di accuratezza nelle posizioni angolari, l'accoppiamento non è strisciante, ma affidato ad un cuscinetto a rulli incrociati. Come si vedrà in seguito, questa costituisce la soluzione più compatta in grado di supportare agevolmente i carichi sbilanciati. La forte resistenza ai momenti, in particolare, è dovuta alla distanza tra i punti di applicazione delle risultanti sull'albero, la compattezza al fatto che i rulli, se pur incrociati, scorrono nella stessa pista a sezione quadrata.

Una funzione che è possibile associare al sistema di rotazione è la sua motorizzazione. Lo spazio tra le due piattaforme rotanti è ovviamente molto ridotto, quindi il motore non può essere inserito in quella posizione, deve poter trasmettere la coppia dalla piastra superiore. A tale scopo, la piastra è forata e attraversata da un albero, le cui estremità garantiscono gli accoppiamenti mediante profili scanalati. Inferiormente l'albero si accoppia con la trave di base, mediante un foro scanalato realizzato nel suo perno. Superiormente si accoppia con una ralla, bloccata da una ghiera. Il motore deve essere montato saldamente sulla piastra superiore e accoppiato con la ralla. La coppia applicata sulla ralla restituirà una reazione sui supporti del motore, causando la rotazione della piattaforma su cui è montato.

La piastra superiore di questo accoppiamento è la base inferiore del sistema di sollevamento. Deve perciò presentare una superficie di appoggio molto più grande di quella offerta dalla trave del livello inferiore, per garantire la stabilità degli organi di sollevamento.

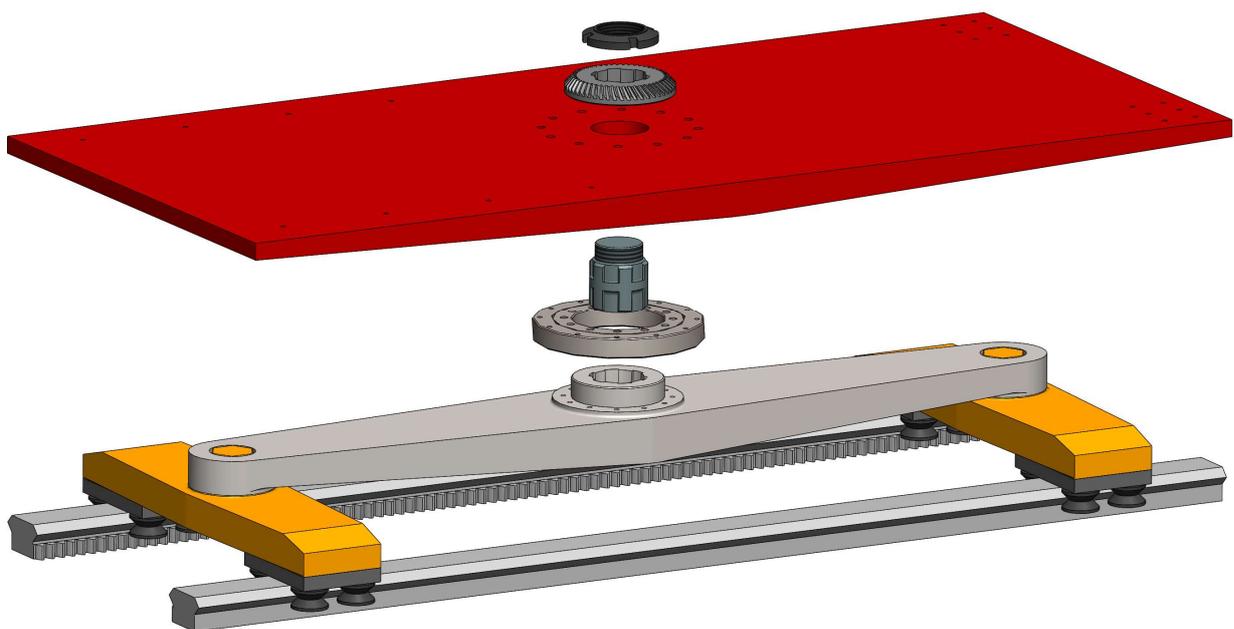


Figura 2.7. Il sistema di rotazione del carrello

### 2.3 Analisi del sistema di sollevamento

A livello di funzionalità richieste dal carrello, lo step successivo è quello di prevedere un sistema di sollevamento del carico.

Le possibilità sono moltissime. In occasione di una presentazione parziale del progetto all'INFN di Catania, erano state presentate tre idee: un sistema a pistone idraulico, un sistema a pantografo e un sistema vite-madrevite a ricircolo di sfere. La semplicità del sistema e della sua manutenzione, e il grande rapporto tra la massima e la minima altezza consentite, hanno fatto sì che la commissione gradisse particolarmente la soluzione a pantografo.

Il sistema è costituito da due piattaforme e due coppie di travi. Le travi sollevano il carico mediante un sistema a forbice: una cerniera interna le tiene vincolate nel centro, e sono vincolate alle piattaforme mediante cerniere da un lato (sopra e sotto) e carrelli dall'altro (sopra e sotto).

La forza per sollevare il carico è fornita da una coppia di pistoni, che agiscono su un albero trasversale posto superiormente rispetto alla cerniera interna, generando una coppia che tende a chiudere la forbice. Grazie alla spinta idraulica il sistema è in grado di generare forze molto alte.

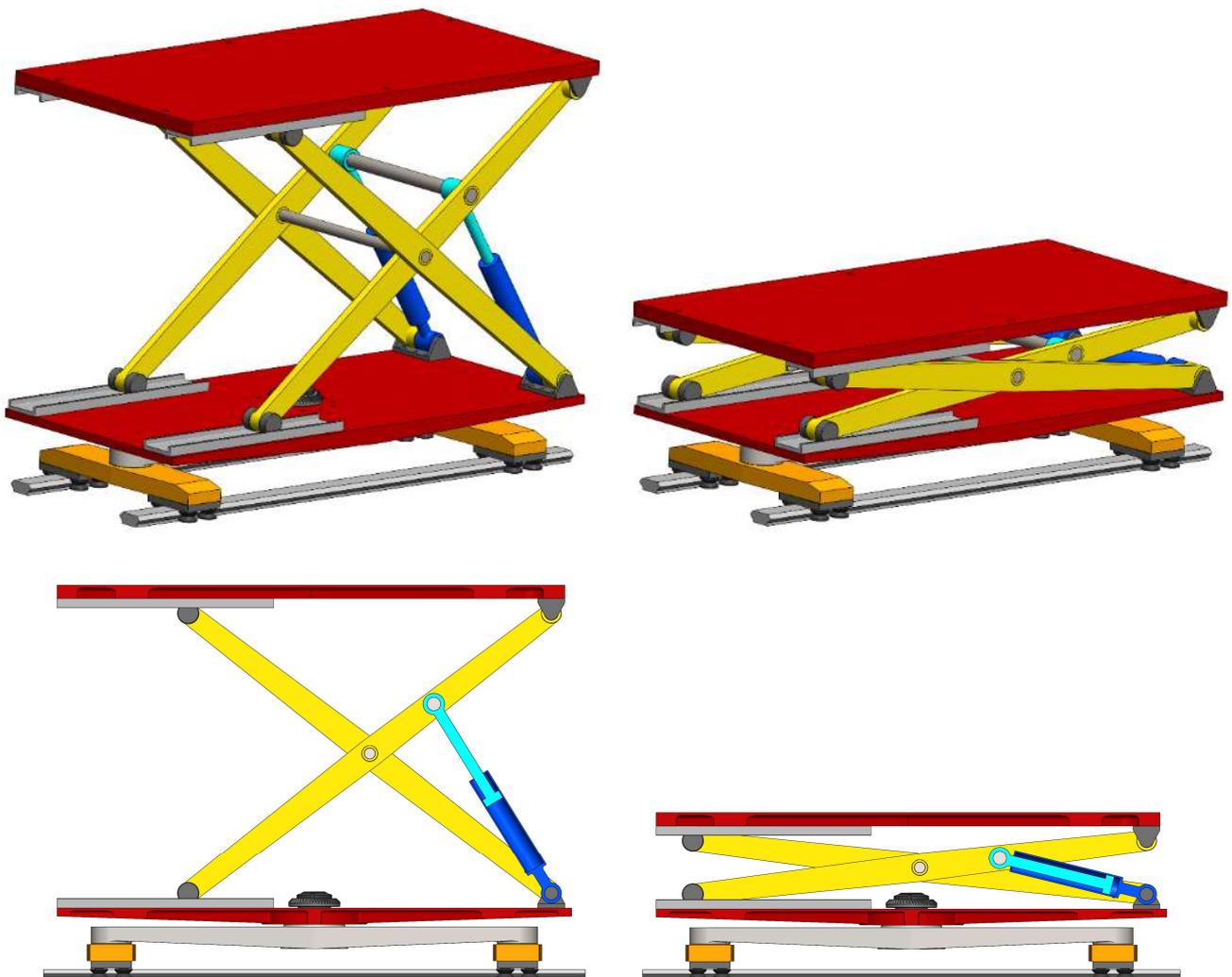


Figura 2.8. Il sistema di sollevamento del carico

## 2.4 Analisi del sistema di regolazione per le piccole correzioni

Al sistema di regolazione è delegato il delicato compito dell'allineamento tra le flange del gruppo magneti e quelle del resto dell'impianto. Solo attraverso un preciso allineamento infatti è possibile garantire la continuità del raggio, evitando la sua dispersione in direzioni indesiderate.

Le cause del disallineamento sono sostanzialmente due: gli errori geometrici trasmessi attraverso la lunga catena di accoppiamenti dal terreno al gruppo magneti e le presumibili differenze di altezza e inclinazione dell'asse tra le due posizioni di lavoro *A* e *B*. Gli errori di allineamento che questi fenomeni causano devono poter essere corretti dal sistema di regolazione.

Gli errori di allineamento sono di due tipi. Il primo tipo di errore è l'errore di quota: il pantografo potrebbe arrestarsi poco sopra o poco sotto l'altezza voluta. Il secondo tipo di errore è quello di orientamento: l'asse passante per il gruppo magneti potrebbe essere presentare un errore angolare rispetto alla direzione richiesta dalla linea. L'eventuale errore angolare sul piano parallelo al terreno può essere compensato dal sistema di rotazione, ma una diversa inclinazione sul piano normale al terreno deve essere compensata dal sistema di regolazione.

Vediamo allora quali sarebbero le fasi di regolazione:

- Posizione iniziale. Il gruppo magneti è stato sollevato dal sistema a pantografo. L'asse passante per il gruppo magneti presenta, rispetto alla posizione che deve raggiungere, un errore di quota, un errore angolare attorno all'asse verticale *y* e attorno all'asse orizzontale *z*.
- Fase 1. L'errore di quota viene corretto attraverso il sistema di regolazione, facendo traslare in verticale l'intero gruppo magneti.
- Fase 2. L'errore angolare attorno all'asse *y* viene corretto attraverso il sistema di rotazione
- Fase 3. L'errore angolare attorno all'asse *z* viene corretto attraverso il sistema di regolazione.
- Posizione finale. Al termine della regolazione, le flange del gruppo magneti devono coincidere perfettamente con quelle dell'impianto esterno.

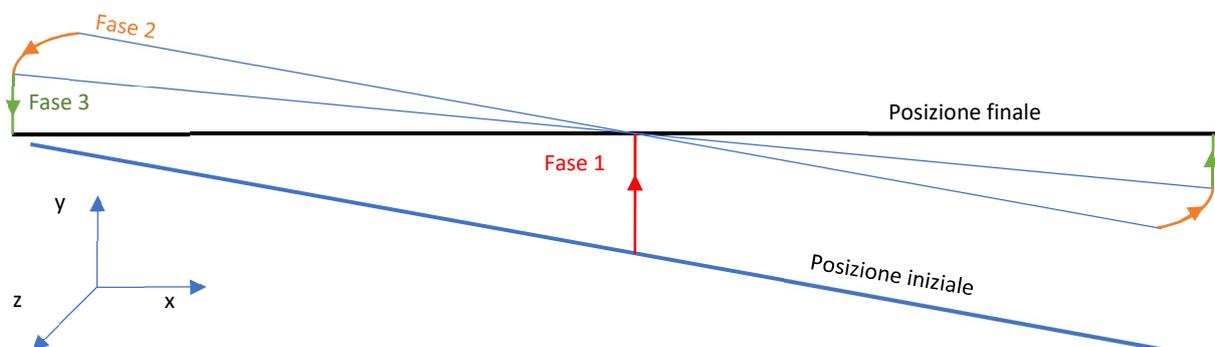


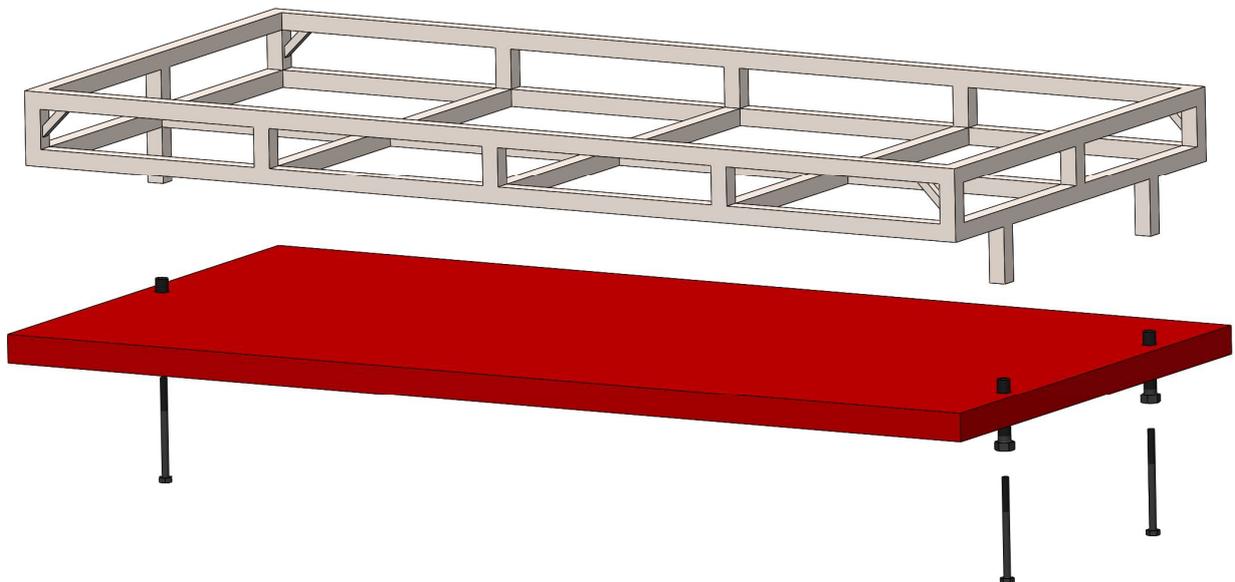
Figura 2.9. Fasi della regolazione

La fase 2 è a carico del sistema di rotazione, ma il sistema di regolazione deve rispondere alle necessità delle fasi 1 e 3. Entrambe le fasi necessitano di una regolazione molto precisa, inoltre la fase 3 necessita della possibilità di effettuare una regolazione ad altezze differenti in punti diversi del gruppo magneti.

Il sistema proposto è un sistema di utilizzo consolidato in ambito industriale. Consiste nell'utilizzo di viti di regolazione per alzare o abbassare diversi punti del gruppo magneti, ognuno indipendentemente dagli altri. Sistemi di regolazione a vite sono già presenti nella stanza del Magnex, non costituiscono quindi una novità per il personale che ci si interfaccia

Si ipotizza una struttura portante del gruppo magneti, di forma qualsiasi, purché presenti tre zampe, solidali alle viti di regolazione. Le zampe sono forate e filettate, e le viti di regolazione presentano un foro assiale passante. In questo modo, mediante l'utilizzo di viti interne, è garantita la solidarietà di ciascuna vite con la zampa corrispondente. L'altra funzione delle viti interne è quella di aumentare il precarico delle viti di regolazione, impedendone lo svitamento spontaneo.

La miglior configurazione delle viti di regolazione rispetto alla piattaforma superiore del carrello è quella che prevede una delle viti posta nel punto medio di un lato corto del rettangolo, e le altre due sull'altro lato corto. Con questa configurazione le viti sono poste molto vicino alle flange del gruppo magneti, e l'altezza di ciascuna flangia dipende quasi esclusivamente dalla regolazione della vite o delle viti corrispondenti: una volta che l'altezza di una flangia è regolata, la regolazione dell'altezza dell'altra non causa una variazione della prima.



*Figura 2.10. Il sistema di regolazione*

## 2.5 Schema funzionale complessivo del carrello

Sono di seguito riportati gli schemi funzionali del carrello nel suo complesso. Le frecce di uguale colore indicano le relazioni cinematiche all'interno di uno dei macrosistemi di movimentazione.

Nella prima figura, le frecce rosse indicano i movimenti associati alla traslazione del carrello. Si può distinguere la traslazione del sistema rispetto alle rotaie HepcoMotion e le rotazioni dell'avantreno e del retrotreno rispetto all'asse di base principale, necessarie in curva.

La freccia blu indica la rotazione della prima piattaforma rispetto all'asse di base, causata dalla coppia esercitata sulla ralla di un motore montato sulla piattaforma stessa. Il motore non è rappresentato.

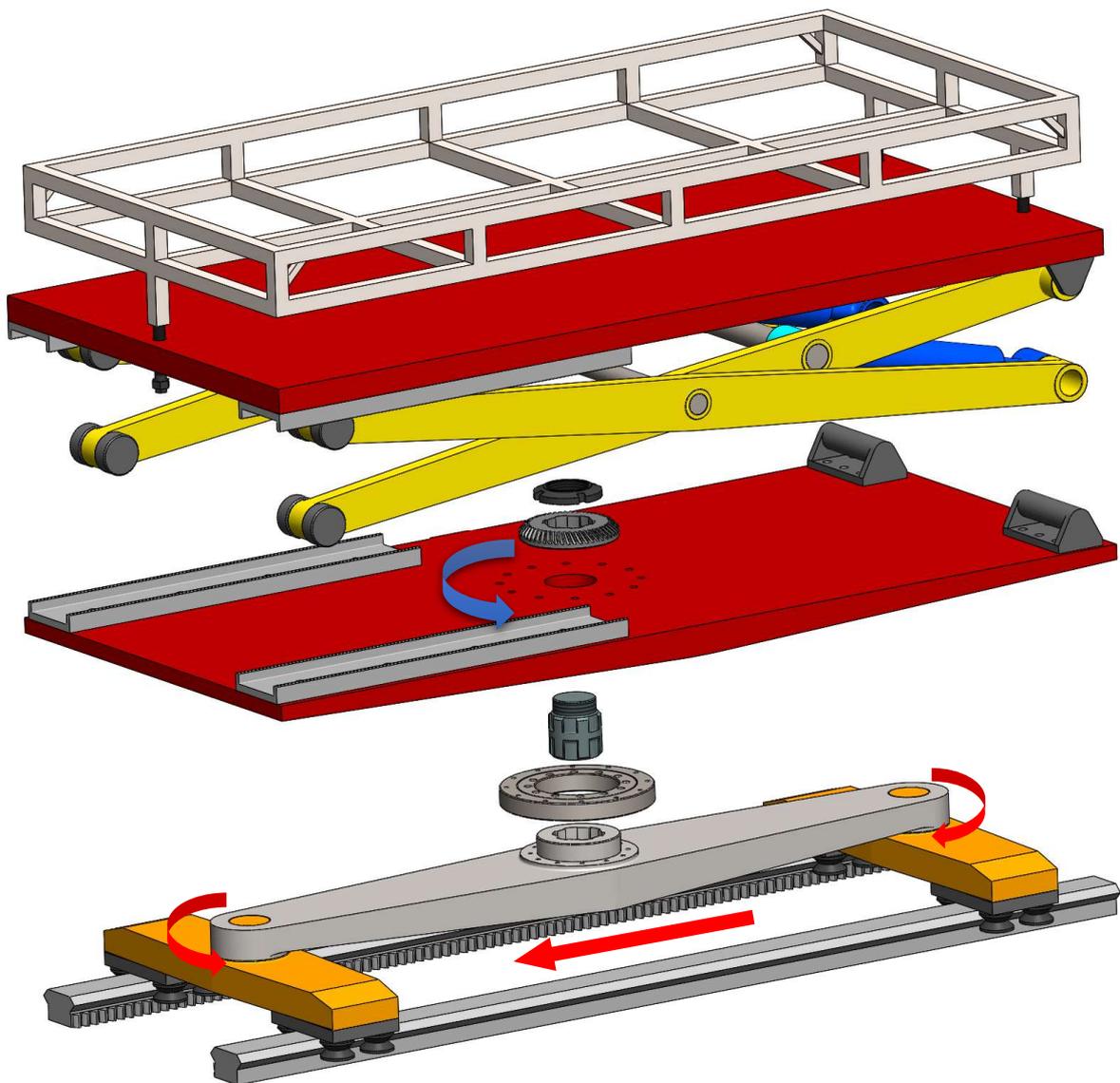


Figura 2.11. Parte inferiore del carrello

Nella seconda figura, le frecce blu indicano le relazioni cinematiche interne al pantografo. La spinta causata dai pistoni fa sì che i bracci del pantografo cui i pistoni sono accoppiati ruotino attorno alle loro cerniere (posizionate sulla piattaforma superiore), e che le loro ruote rotolino sulle piste corrispondenti (posizionate sulla piattaforma inferiore). Grazie all'azione della cerniera interna centrale, un'operazione speculare viene compiuta dagli altri due bracci. L'effetto complessivo è l'innalzamento della piattaforma superiore.

Le frecce rosse indicano le possibilità di regolazione del carrello. Avvitando o svitando le viti cave di regolazione è possibile elevare o abbassare ciascuna zampa della struttura indipendentemente dalle altre. La solidarietà tra la struttura superiore e le viti di regolazione è garantita dalle viti lunghe rappresentate sotto queste ultime.

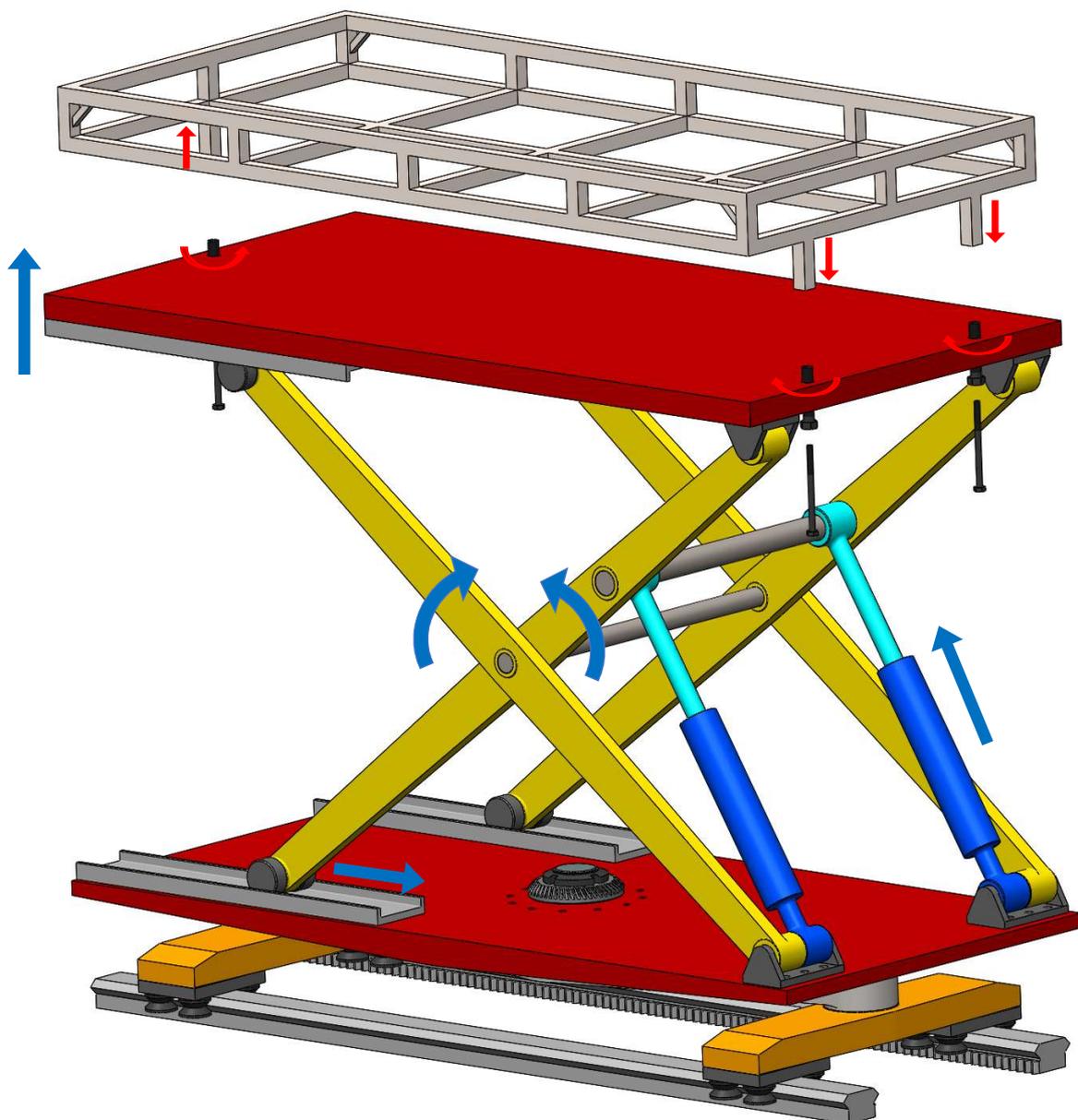


Figura 2.12. Parte superiore del carrello

### 3. Il sistema di traslazione

Come anticipato nell'introduzione, la scelta del sistema di traslazione è stata il primo passo del progetto. Dati i vincoli imposti dall'utilizzo in laboratorio, è risultato molto presto chiaro che un sistema a carrello su rotaia costituisce il miglior compromesso tra sicurezza, precisione di posizionamento e necessità di interfaccia con il resto del laboratorio.

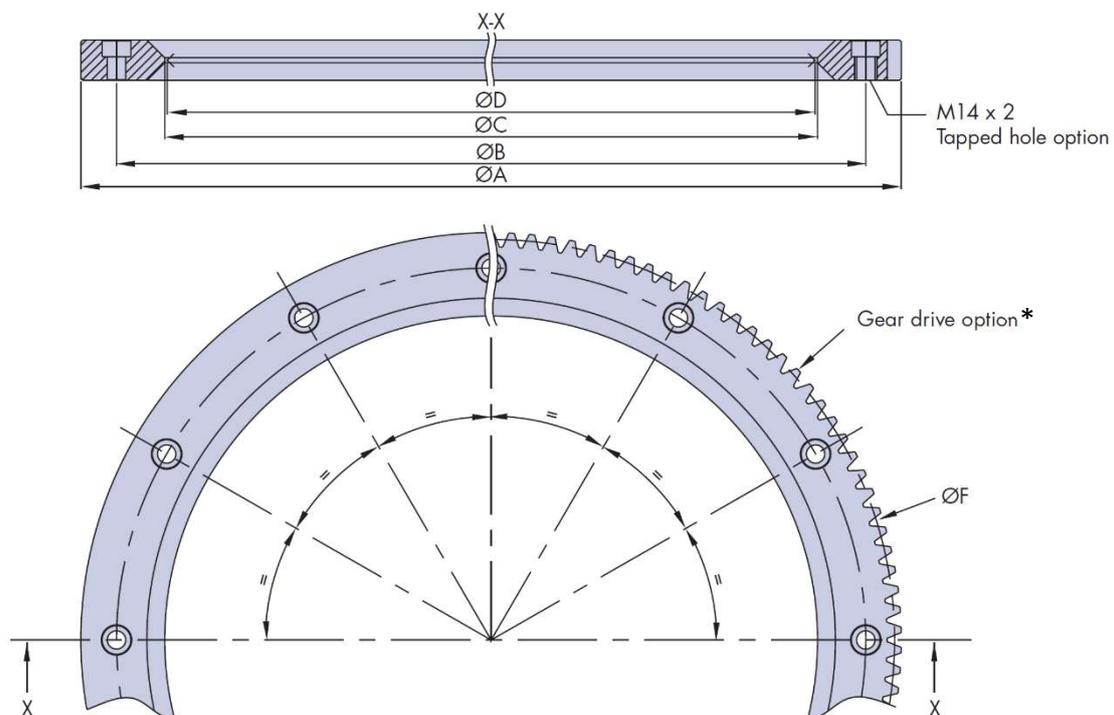
La calandratura di rotaie tradizionali non avrebbe permesso di ottenere raggi di curvatura sufficientemente piccoli da poter essere utilizzati in laboratorio e quindi è stato ritenuto opportuno rivolgersi al mercato delle rotaie pre-curvate. Tra queste, quelle prodotte dalla HepcoMotion rappresentano un eccellente compromesso tra la resistenza ai grossi carichi e la precisione nella movimentazione.

#### 3.1 Scelta delle rotaie

A partire dalle indicazioni progettuali, è noto che il percorso delle rotaie dovrà prevedere tratti rettilinei e almeno un tratto curvilineo di rotaia.

Da contatti via email con la ditta HepcoMotion è emersa la loro disponibilità a tagliare, con taglio calibrato, qualsiasi misura standard di rotaia, retta o curva, in spezzoni della lunghezza desiderata. Perciò la lunghezza di ciascuno spezzone, dritto o curvo, non è un problema di cui ci si debba preoccupare.

Resta invece da definirsi il raggio di curvatura dei tratti curvilinei di rotaia. La HepcoMotion fornisce la scelta tra un certo numero di raggi di curvatura, definiti da catalogo come segue.



\*Nota: la cremagliera per la movimentazione della slitta può essere esterna o interna.

Figura 3.1. I tratti curvilinei di rotaia

Part number	A	B	C*2	D	Number of holes
HDR512....	512 ±0.022	468	408	405.5	12
HDR640....	640 ±0.025	596	536	533.5	16
HDR768....	768 ±0.025	724	664	661.5	16
HDR896....	896 ±0.028	852	792	789.5	20
HDR1280....	1280 ±0.039	1212	1144	1141.5	28
HDR1456....	1456 ±0.039	1380	1304	1301.5	32
HDR1656....	1656 ±0.046	1568	1480	1477.5	40

Figura 3.2. Valori dei possibili raggi di curvatura

Come vedremo nei prossimi paragrafi, le possibilità per quel che riguarda le rotaie sono sostanzialmente due: rotaia singola o rotaia doppia. Per quanto riguarda la rotaia singola, si cercherà il raggio di curvatura massimo possibile, per minimizzare i carichi dinamici dovuti alla forza centrifuga in curva. Per le rotaie doppie invece ciò che si vuole è che la larghezza di base (distanza tra le rotaie) sia la massima possibile. La scelta, per i tratti curvilinei, sarà quindi la seguente:

Configurazioni a rotaia singola	Configurazioni a rotaia doppia
HDR1656 ( $R = 828 \text{ mm}$ )	HDR1656 ( $R_2 = 828 \text{ mm}$ ), HDR512 ( $R_1 = 256 \text{ mm}$ )

### 3.2 Calcolo degli sbilanciamenti

Per la scelta delle slitte HepcoMotion più adeguata, il primo passo fondamentale consiste nel calcolo degli sbilanciamenti che la slitta deve sopportare.

Come specificato nel catalogo, è necessario confrontare i valori di forze e momenti agenti sulla slitta più sollecitata con i corrispondenti valori massimi ammissibili, al fine di determinare l'utilizzabilità della slitta e la sua vita utile in km.

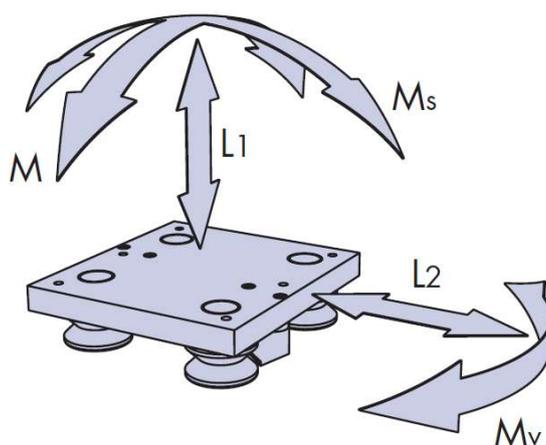


Figura 3.3. Forze agenti sulla slitta HepcoMotion. La direzione di scorrimento è quella ortogonale a L2

### 3.3 Condizioni di carico della base del carrello

Sulla base del carrello agiscono tre forze nelle tre direzioni ortogonali: la forza peso  $F_P$  in direzione verticale (parallela a  $L1$ ), la forza di inerzia  $F_{IN}$  in direzione parallela al binario (parallela a una forza non rappresentata che chiameremo  $L3$ ) e, nei tratti curvilinei della rotaia, una forza centrifuga  $F_C$  in direzione perpendicolare al binario (parallela a  $L2$ ).

Dal momento che tutte e tre le forze agiscono sul baricentro del carrello, situato ad una certa altezza  $H$  rispetto al livello della rotaia, le forze orizzontali inducono sulla base del carrello dei momenti pari alla forza stessa moltiplicata per  $H$ : alla forza di inerzia corrisponde il momento  $M_{IN}$ , alla forza centrifuga il momento  $M_C$ . Nell'ipotesi che i raggi di curvatura siano sufficientemente grandi da non indurre una forte accelerazione angolare nel carrello attorno al suo asse, si considera trascurabile il momento torcente sui supporti  $M_T$ .

Forze e momenti agenti sulla base del carrello dipendono quindi da variabili geometriche e cinematiche, oltre che, ovviamente, dalla massa del carico. Le variabili che influenzano il sistema di forze agenti sul carrello sono quindi le seguenti:

Proprietà inerziali	Proprietà Geometriche	Proprietà cinematiche
Massa del carico $m$ Momento d'inerzia $J_P$	Altezza del baricentro $H$ Raggio di curvatura della rotaia $R$	Accelerazione lineare massima $a$ Velocità massima (in curva) $v$ Accelerazione angolare massima $\dot{\omega} \cong 0$

Definiamo quindi Forze e Momenti agenti sulla base del carrello in funzione delle variabili elencate:

Forza peso	$F_P = m g$	Momento della forza d'inerzia	$M_{IN} = F_{IN} H$
Forza d'inerzia	$F_{IN} = m a$	Momento della forza centrifuga	$M_C = F_C H$
Forza centrifuga	$F_C = \frac{m v^2}{R}$	Momento torcente	$M_T = J_P \dot{\omega} \cong 0$

### 3.4 Utilizzabilità e vita utile delle slitte HepcoMotion

La HepcoMotion determina l'utilizzabilità e la vita utile delle slitte come segue:

$$L_F = \frac{L_1}{L_{1(max)}} + \frac{L_2}{L_{2(max)}} + \frac{M_s}{M_{s(max)}} + \frac{M_v}{M_{v(max)}} + \frac{M}{M_{(max)}} \leq 1$$

La condizione di utilizzabilità di una slitta è che la sommatoria dei rapporti tra ciascun carico e il corrispondente valore ammissibile sia minore o uguale a 1.

I valori massimi ammissibili per ogni carico vengono forniti in una tabella per quattro modelli diversi di slitte. Si utilizzerà il modello di slitta più resistente (FCP 95)

Carriage	Maximum load capacity					Basic life
	Direct loads (N)		Moment loads (Nm)			
	L1	L2	M	Mv	Ms	Bl (km)
FCP 64	10000	16000	700	1160	440	300
FCP 95	28000	40000	2290	3280	1230	300
BCP 64	10000	10000	950	950	440	300
BCP 95	14000	13000	1680	1560	550	2000

Figura 3.4. Parametri per il calcolo dell'utilizzabilità delle slitte

Mentre la vita utile viene calcolata come segue:

$$\text{System life (km)} = \frac{Bl}{(0.04 + 0.96L_F)^3}$$

Osservando la formula si vede che, se  $L_F$  è inferiore a 1 (condizione di utilizzabilità), la vita utile garantita è comunque superiore ai 300 km. È una distanza che non sarà mai coperta dal carrello durante tutto il suo utilizzo, considerando che i suoi spostamenti, infrequenti, sono dell'ordine di qualche metro. Si trascura perciò il calcolo della vita qui riportato, che non sarebbe veritiero. Si stima infatti che la causa di usura sarà dovuta allo scorrere del tempo, prima che i chilometri percorsi.

Supporremo che i carichi dinamici dovuti all'accelerazione lineare e quelli dovuti all'accelerazione centrifuga non agiscano contemporaneamente. Sarebbe a dire che il carrello accelera e decelera su tratti rettilinei di rotaia, mentre in curva si muove a velocità costante. Questa condizione, che può essere imposta operando sulla traiettoria (i tratti di rotaia adibiti ad accelerazione e decelerazione del carico dovrebbero essere rettilinei) non è necessariamente vera. Alla fine del dimensionamento si farà cadere questa ipotesi.

### 3.5 Condizioni di carico delle slitte

Per calcolare come lo stato di carico della base del carrello viene trasferito sulle singole slitte HepcoMotion, è necessario tener conto della configurazione che si intende dare alla base del carrello, cioè quante slitte utilizzare e in quale disposizione. Le configurazioni analizzate sono 4:

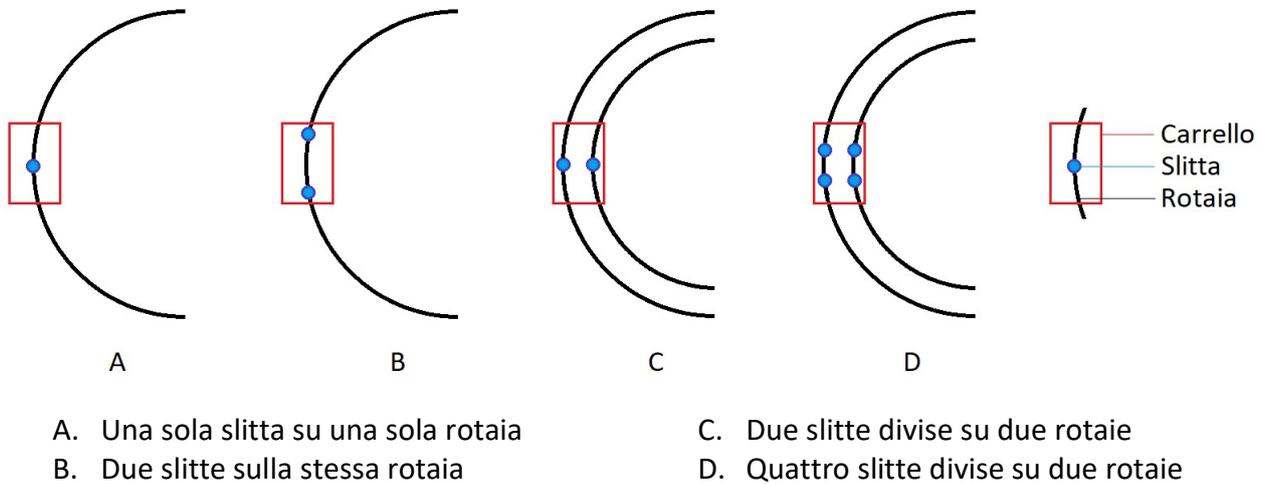


Figura 3.5. Le configurazioni proposte per il sistema di traslazione

Questo aggiunge due variabili geometriche al calcolo delle forze agenti su ciascuna slitta: la distanza tra le due slitte su una stessa rotaia e la distanza tra le rotaie. Le variabili che determinano perciò lo stato di sollecitazione di una slitta sono:

Proprietà inerziali	Proprietà Geometriche	Proprietà cinematiche
Massa del carico $m$ Momento d'inerzia $J_p$	Altezza del baricentro $H$ Raggio di curvatura della traiettoria $R$ Distanza tra slitte su una rotaia $D_S$ Distanza tra le rotaie $D_R$	Accelerazione lineare massima $a$ Velocità massima (in curva) $v$ Accelerazione angolare massima $\dot{\omega} \cong 0$

In presenza di due rotaie, con raggio di curvatura  $R_1$  e  $R_2$  ( $R_2 > R_1$ ), il raggio di curvatura utile per i calcoli sarà il raggio medio  $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ , e la distanza tra le rotaie  $D_R = R_2 - R_1$  (quest'ultima formula non vale naturalmente in eventuali tratti rettilinei di rotaia, nei quali entrambi i raggi tendono a infinito)

Sono dati imposti:

- La massa del carico, costituito dal gruppo magneti e dal carrello nella sua interezza. Il peso di quest'ultimo è stato calcolato alla fine del progetto.
- I raggi di curvatura delle rotaie (da cui il raggio medio e la distanza tra le rotaie).
- La distanza tra le slitte.
- L'altezza del baricentro.

L'altezza del baricentro a carico abbassato è stata ipotizzata e corretta più volte nel corso dello sviluppo del progetto. Il valore riportato corrisponde alla configurazione definitiva, ed è stato calcolato mediante simulazione FEM sul modello finale del carrello.

Riportiamo i valori numerici delle variabili utilizzate per il dimensionamento del sistema di traslazione.

Massa del carico	4 000 <i>kg</i>	Altezza del baricentro	600 <i>mm</i>
Raggio rotaia maggiore	828 <i>mm</i>	Raggio rotaia minore (*)	256 <i>mm</i>
Raggio medio (*)	542 <i>mm</i>	Distanza tra le rotaie (*)	572 <i>mm</i>
Distanza tra le slitte (**)	1 500 <i>mm</i>		

(\*) Configurazioni C e D

(\*\*) Configurazioni B e D

La condizione di carico dipende dai carichi dinamici, che dipendono, a questo punto, soltanto da velocità ed accelerazione del carrello. Secondo le indicazioni dell'INFN il tempo di movimentazione tra le due configurazioni può essere arbitrariamente lungo. Sono stati indicati come parametri di riferimento per velocità ed accelerazioni:

$$v \cong 0,1 \text{ m/s} \qquad a \cong 0,1 \text{ m/s}^2$$

Nelle prossime pagine, per ciascuna configurazione, saranno calcolate accelerazione lineare massima e velocità massima in curva che le slitte sono in grado di sostenere (condizione corrispondente a  $L_F = 1$ ). Verificato se le diverse configurazioni siano in grado di sostenere i carichi, statici e dinamici, si procederà alla scelta della configurazione più adatta.

### 3.5.1 Configurazione A: una sola slitta su una sola rotaia

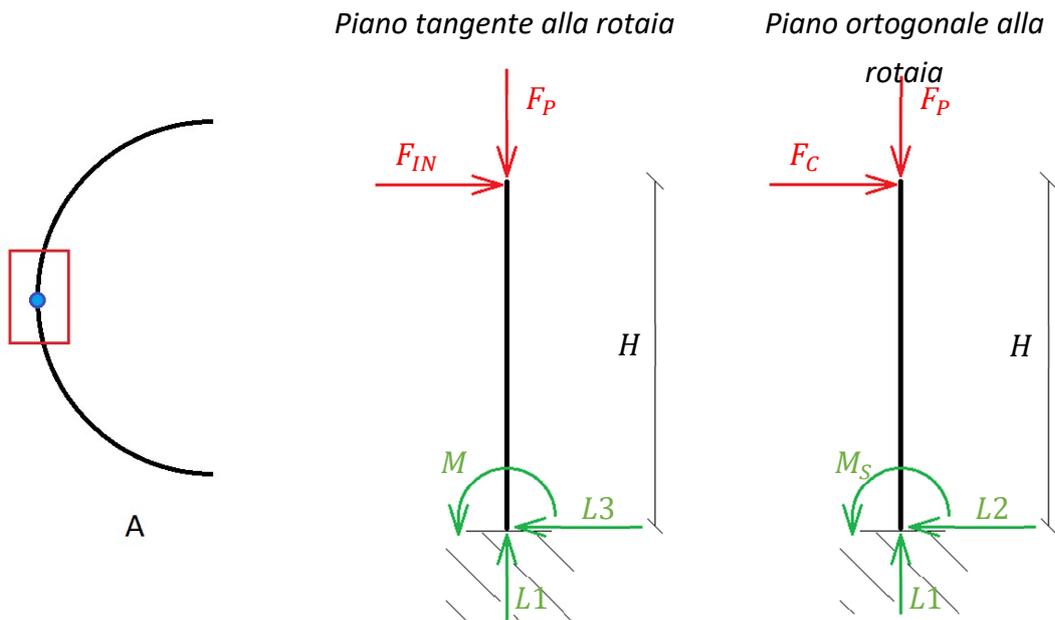


Figura 3.6. Diagrammi di corpo libero configurazione A

Lo stato di carico del carrello viene integralmente trasferito sull'unica slitta presente: le forze non si distribuiscono e i momenti sono contrastati unicamente dai momenti vincolari della slitta. Il modello strutturale corrispondente è quello di una trave incastrata caricata in punta.

$$L1 = F_P \quad L2 = F_C \quad L3 = F_{IN} \quad M = F_{IN} H \quad M_S = F_C H$$

Con:

$$F_P = m g \quad F_{IN} = m a \quad F_C = \frac{m v^2}{R}$$

$$L_F = \frac{L_1}{L_{1(max)}} + \frac{L_2}{L_{2(max)}} + \frac{M_S}{M_{S(max)}} + \frac{M_V}{M_{V(max)}} + \frac{M}{M_{(max)}} \leq 1$$

In questa configurazione, che è evidentemente la meno resistente, la condizione  $L_F < 1$  non è rispettata neppure in assenza di carichi dinamici, cioè a carrello fermo. La configurazione non è utilizzabile.

$$a_{max} = 0 \text{ m/s}^2$$

$$v_{max} = 0 \text{ m/s}$$

### 3.5.2 Configurazione B: due slitte su una sola rotaia

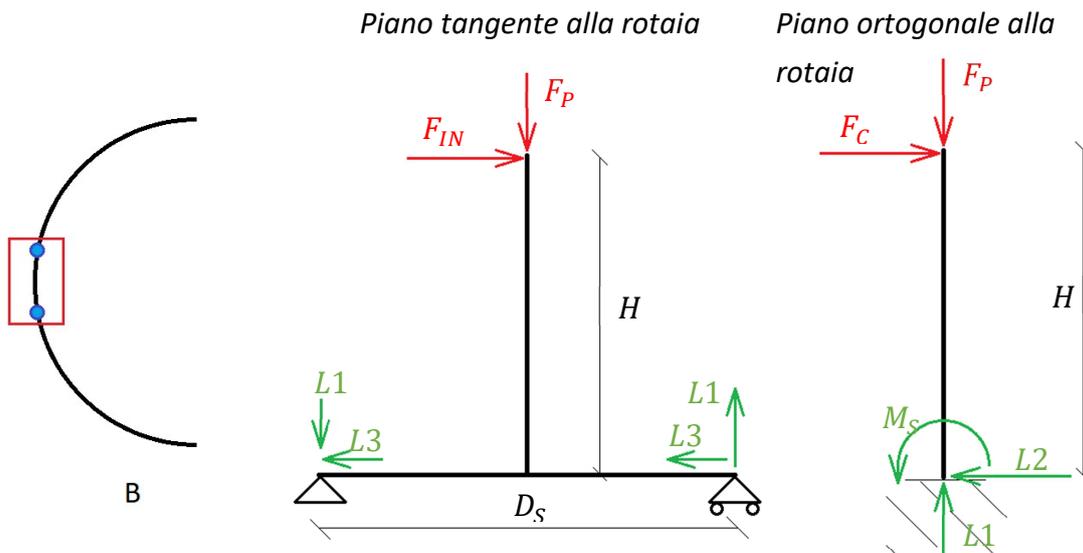


Figura 3.7. Diagrammi di corpo libero configurazione B

Il carico del carrello viene diviso tra le due slitte. Le forze si dividono e nel piano tangente alla rotaia il momento dovuto alla forza d'inerzia è contrastato dalla coppia di forze L1 delle due slitte. Il modello strutturale è quello di una trave appoggiata con una seconda trave saldata a sbalzo sulla quale agiscono dei carichi in punta. Nel piano ortogonale alla rotaia invece, come nel caso precedente, il momento dovuto alla forza centrifuga è contrastato unicamente dal momento vincolare della slitta, il modello strutturale è in questo caso quello di una trave incastrata caricata in punta.

Si analizza lo stato di carico della slitta più sollecitata: quella in cui il momento dovuto alla forza di inerzia genera una spinta con verso uguale a quello della forza peso. La slitta più sollecitata è quella in coda in accelerazione e quella di punta in decelerazione.

$$L1 = \frac{F_P}{2} + \frac{F_{IN} H}{D_S} \quad L2 = \frac{F_C}{2} \quad L3 = \frac{F_{IN}}{2} \quad M = 0 \quad M_S = \frac{F_C H}{2}$$

Come è lecito aspettarsi, vista la posizione delle slitte, questa configurazione è più resistente rispetto ai carichi dinamici di accelerazione lineare che rispetto ai carichi trasversali dovuti all'accelerazione centrifuga. Anche le velocità massime sono comunque alcune volte maggiori di quella richiesta.

$$a_{max} = 2,79 \text{ m/s}^2$$

$$v_{max} = 0,5 \text{ m/s}$$

### 3.5.3 Configurazione C: due slitte su due rotaie

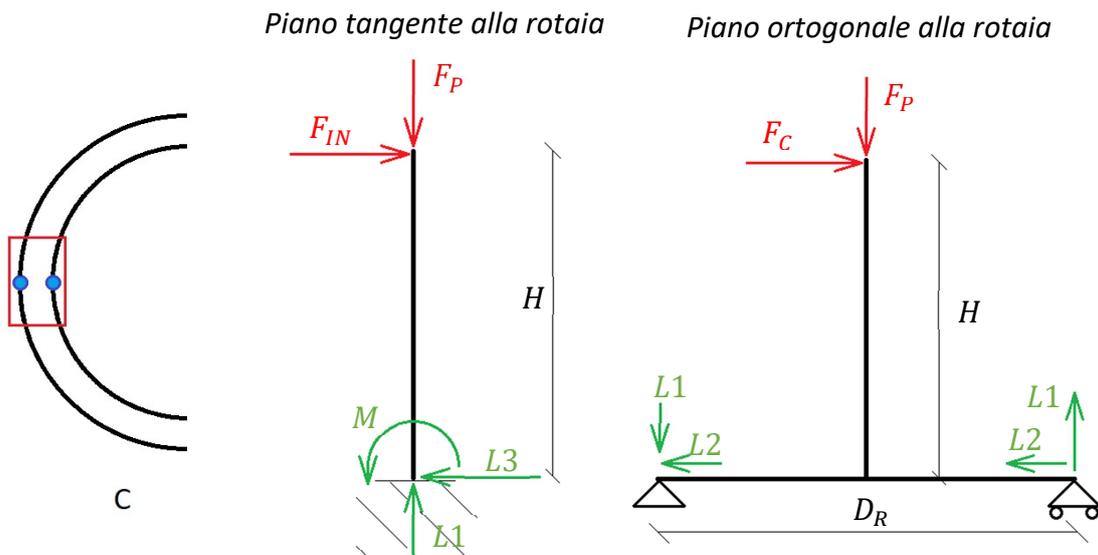


Figura 3.8. Diagrammi di corpo libero configurazione C

Come nella configurazione precedente, lo stato di carico del carrello viene diviso tra le due slitte. Nel piano tangente alla rotaia il momento dovuto alla forza centrifuga è contrastato unicamente dal momento vincolare della slitta, il modello strutturale è in questo caso quello di una trave incastrata caricata in punta. Nel piano ortogonale alla rotaia il momento dovuto alla forza d'inerzia è contrastato dalla coppia di forze L1 delle due slitte, il modello strutturale è quello di una trave appoggiata con una seconda trave saldata a sbalzo sulla quale agiscono dei carichi in punta.

Anche per questa configurazione, si analizza lo stato di carico della slitta più sollecitata: quella in cui il momento dovuto alla forza centrifuga genera una spinta con verso uguale a quello della forza peso. La slitta più sollecitata è sempre quella sulla rotaia di raggio maggiore.

$$L1 = \frac{F_P}{2} + \frac{F_C H}{D_R} \quad L2 = \frac{F_C}{2} \quad L3 = \frac{F_{IN}}{2} \quad M = \frac{F_C H}{2} \quad M_S = 0$$

Questa configurazione resiste meglio delle precedenti ai carichi trasversali, ma meno bene della precedente ai carichi dinamici dovuti all'accelerazione lineare, permettendo accelerazioni massime più ridotte. La configurazione permette comunque l'utilizzo con un buon margine di sicurezza.

$$a_{max} = 0,52 \text{ m/s}^2$$

$$v_{max} = 1,03 \text{ m/s}$$

### 3.5.4 Configurazione D: due slitte su due rotaie

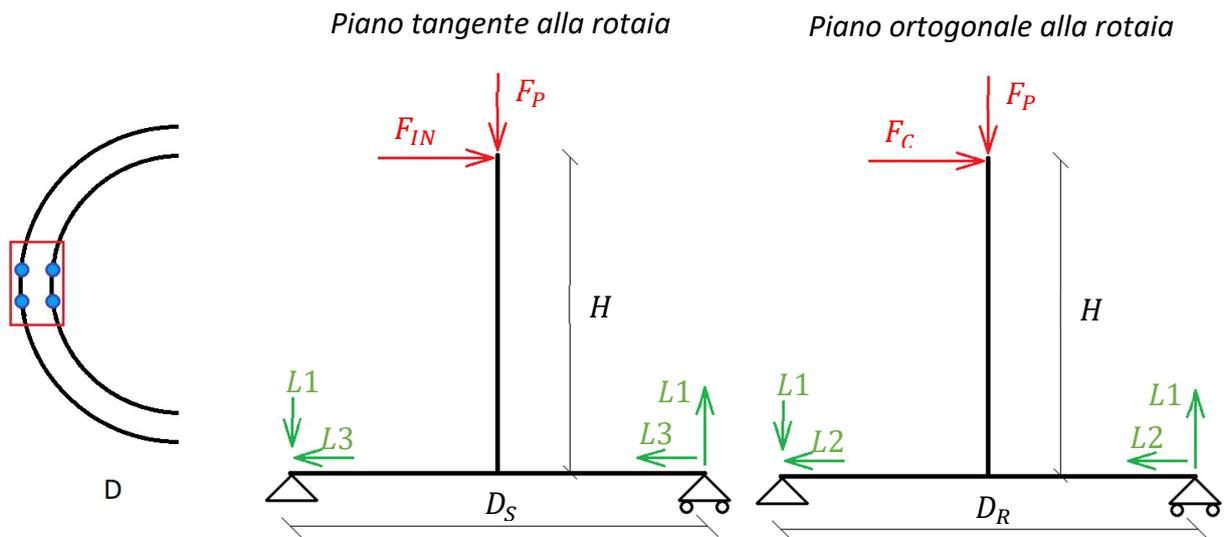


Figura 3.9. Diagrammi di corpo libero configurazione D

In questa configurazione, lo stato di carico del carrello viene diviso tra quattro slitte. In entrambi i piani, i momenti delle forze sono contrastati da doppie coppie di forze L1. In entrambi i casi, il modello strutturale è quello di una trave appoggiata con una seconda trave saldata a sbalzo sulla quale agiscono dei carichi in punta.

Come nei casi precedenti, si analizza lo stato di carico della slitta più sollecitata. In questo caso è quella in cui sia il momento dovuto alla forza di inerzia che quello dovuto alla forza centrifuga, generano spinte concordi a quella della forza peso.

$$L1 = \frac{F_P}{4} + \frac{F_{IN} H}{2 D_S} + \frac{F_C H}{2 D_R} \quad L2 = \frac{F_C}{4} \quad L3 = \frac{F_{IN}}{4} \quad M = 0 \quad M_S = 0$$

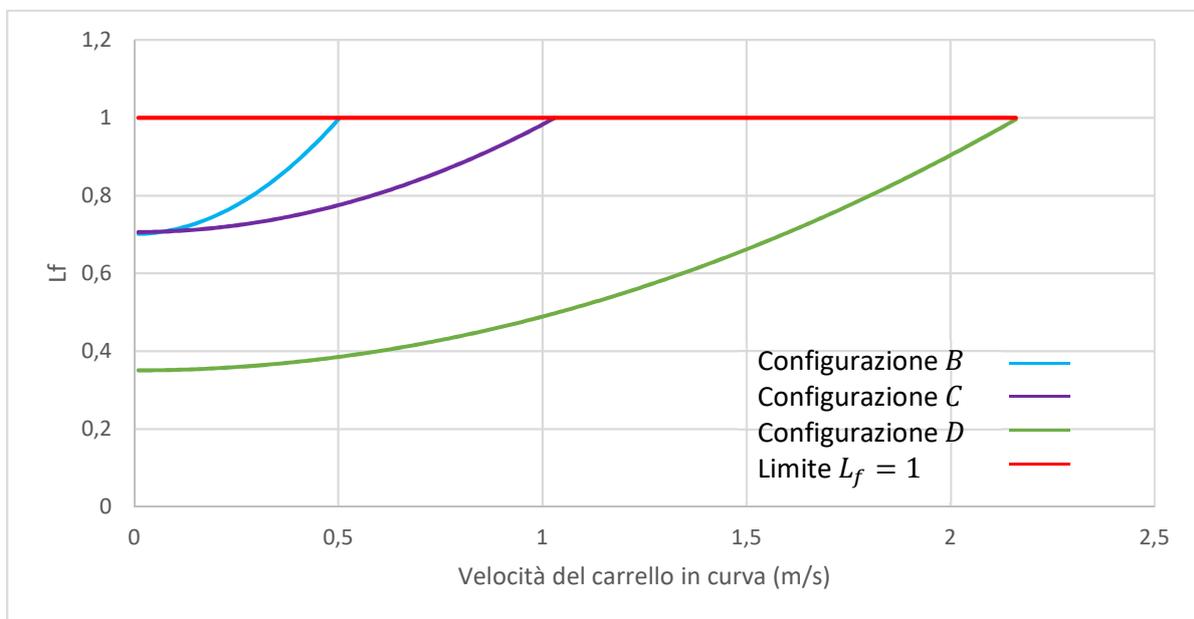
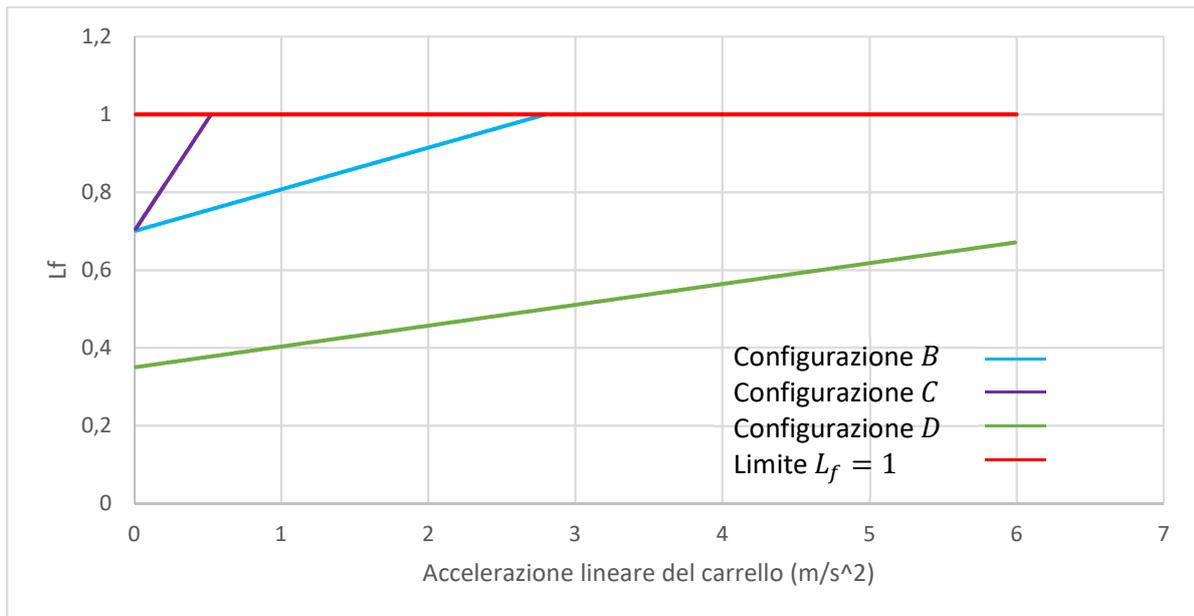
Questa configurazione è ovviamente la più resistente. Accelerazioni e velocità massime sono molte volte maggiori di quelle richieste dal laboratorio.

$$a_{max} = 12 \text{ m/s}^2$$

$$v_{max} = 2,16 \text{ m/s}$$

### 3.6 Confronto tra le possibili alternative

Concludiamo introducendo alcuni diagrammi, nei quali riepiloghiamo e confrontiamo i risultati ottenuti. Le curve esprimono l'andamento del parametro  $L_F$  (che determina l'utilizzabilità della slitta) in funzione di accelerazione e velocità, nelle quattro configurazioni e alle due altezze possibili. Le accelerazioni e le velocità massime consentite da ciascuna configurazione sono espresse dall'ascissa dell'intersezione tra la curva associata ad una certa configurazione e la curva  $L_F = 1$ .



### 3.7 Resistenza alle eccentricità

Abbiamo visto che tutte le configurazioni, tranne la  $A$ , soddisfano con alti margini di sicurezza le sollecitazioni dovute ai carichi dinamici nelle condizioni di lavoro previste.

Prima di procedere alla scelta della configurazione, tuttavia, ci sono altre considerazioni da fare. Nei calcoli appena effettuati sulla resistenza ai carichi dinamici, ipotizziamo implicitamente che il centro di massa si trovi esattamente centrato rispetto alla base di appoggio.

Questo probabilmente non è vero per una serie di motivi.

Il primo è legato agli errori geometrici: i componenti che costituiscono il sistema presentano delle incertezze geometriche, così come i loro accoppiamenti. I costi dei componenti meccanici crescono di molto se si richiedono precisioni alte, soprattutto se si richiedono su tutta la geometria del componente, e non su poche importanti superfici. Ad ogni modo questo tipo di errore non può spostare di più di qualche millimetro il centro di massa, rispetto al caso ideale.

Molto maggiore è l'eccentricità dovuta al sistema di sollevamento a pantografo. Si tratta di un sistema non simmetrico, la cui asimmetria varia durante il sollevamento. Determina senz'altro uno spostamento del baricentro rispetto al caso ideale. È anche vero che i componenti che causano asimmetria nel pantografo costituiscono una frazione piccola della massa totale del carrello. Ad ogni modo, una asimmetria è presente e non è trascurabile.

Infine, pensiamo al carico. Sappiamo che il gruppo magneti è costituito da due quadrupoli e due steerers, montati in serie. Non abbiamo informazioni in proposito, ma presumibilmente questi due tipi di componenti avranno masse diverse. Anch'essi quindi causeranno asimmetria nella distribuzione del peso.

Due delle tre cause di asimmetria, le maggiori, sembrerebbero causare eccentricità esclusivamente nella direzione longitudinale del carrello, poiché, a meno di errori geometrici, sia il sistema a pantografo che il carico, sono simmetrici rispetto all'asse maggiore del carrello. Bisogna però tenere conto della necessità di ruotare il carico. Il sistema di rotazione fa sì che l'eccentricità ruoti con il carrello, e causi lo spostamento di tale eccentricità in direzione trasversale rispetto alla base di appoggio (che invece rimane ferma).

È necessario calcolare, per tutte le configurazioni, l'eccentricità massima tollerabile nelle due direzioni principali: quella longitudinale, parallela alla traiettoria, e quella trasversale, perpendicolare ad essa. Per calcolare la massima eccentricità  $e_{max}$  che causa il fallimento del sistema slitta-rotaia, consideriamo lo stato delle sollecitazioni e imponiamo  $L_f = 1$ .

$$L_f = \frac{L_1}{L_{1max}} + \frac{L_2}{L_{2max}} + \frac{M_s}{M_{smax}} + \frac{M_v}{M_{vmax}} + \frac{M}{M_{max}} = 1$$

Iniziamo dalla direzione longitudinale. La massima criticità in tale direzione è dovuta alla sovrapposizione della sollecitazione dovuta all'eccentricità ai carichi dinamici. Poiché abbiamo ipotizzato che le accelerazioni avvengano sui tratti rettilinei di rotaia, consideriamo separatamente la sovrapposizione ai carichi dovuti alla forza d'inerzia e a quelli dovuti alla forza centrifuga.

Fase di accelerazione:

Configurazione *B*:

$$L_1 = \frac{F_P}{2} + F_{IN} \frac{H}{D_S} + F_P \frac{e_{max}}{D_S}$$

Configurazione *C*:

$$L_1 = \frac{F_P}{2} \quad M = F_{IN} H + F_P e_{max}$$

Configurazione *D*:

$$L_1 = \frac{F_P}{4} + \frac{F_{IN} H}{2 D_S} + \frac{F_P e_{max}}{2 D_S}$$

Fase di curva:

Configurazione *B*:

$$L_1 = \frac{F_P}{2} + F_P \frac{e_{max}}{D_S} \quad L_2 = \frac{F_C}{2} \quad M_s = F_C H$$

Configurazione *C*:

$$L_1 = \frac{F_P}{2} + F_C \frac{H}{D_R} \quad L_2 = \frac{F_C}{2} \quad M = F_P e_{max}$$

Configurazione *D*:

$$L_1 = \frac{F_P}{4} + \frac{F_C H}{2 D_R} + \frac{F_P e_{max}}{2 D_S} \quad L_2 = \frac{F_C}{4}$$

Da cui derivano i seguenti risultati per la massima eccentricità longitudinale ammissibile:

$e_{max}$ longitudinale	Calcolata in accelerazione	Calcolata in curva
Configurazione <i>B</i>	315 mm	294 mm
Configurazione <i>C</i>	11 mm	17 mm
Configurazione <i>D</i>	1385 mm	1390 mm

Consideriamo ora la direzione trasversale. Si pone sempre il coefficiente  $L_f = 1$ , stavolta calcolato però in condizioni statiche. La forza centrifuga dovuta alla rotazione del carrello su sé stesso è trascurata, poiché si suppone che l'eccentricità e la velocità di rotazione siano piccole. Si tiene invece conto della spinta verticale dovuta alla forza peso, e del momento generato dall'applicazione di tale forza a una distanza  $e$  dall'asse del carrello.

Configurazione  $B$ :

$$L1 = \frac{F_P}{2} \quad M_S = \frac{F_P e}{2}$$

Configurazione  $C$ :

$$L1 = \frac{F_P}{2} + F_P \frac{e}{D_R}$$

Configurazione  $D$ :

$$L1 = \frac{F_P}{4} + \frac{F_P e}{2 D_R}$$

Da cui derivano i seguenti risultati:

	$e_{max}$ trasversale
Configurazione $B$	19 mm
Configurazione $C$	122 mm
Configurazione $D$	531 mm

Naturalmente per ciascuna configurazione vale la condizione più stringente calcolata:

Configurazione  $B$ :  $e_{max} = 19 \text{ mm}$

Configurazione  $C$ :  $e_{max} = 11 \text{ mm}$

Configurazione  $D$ :  $e_{max} = 531 \text{ mm}$

Le prime due configurazioni hanno una resistenza piuttosto alta alle eccentricità nella direzione in cui le due slitte rispondono al momento sbilanciante con una coppia di forze. Reagiscono invece molto male alle sollecitazioni a cui devono rispondere con momenti resistenti, vale a dire nella direzione ortogonale all'asse passante per le due slitte.

Per la stessa ragione la configurazione  $D$  è così resistente in entrambe le direzioni: è in grado di reagire con coppie di forse per qualsiasi direzione del momento flettente. Questo è il grande vantaggio derivante dall'aver una base di appoggio rettangolare.

È difficile fare una stima dell'eccentricità del carrello, ma possiamo dire con una certa sicurezza che prevedere un'eccentricità di 200 mm è cautelativo, e se fosse maggiore, sarebbe opportuno trovare un modo per correggerla. La configurazione  $D$  è in grado di resistere con un ampio margine di sicurezza a tale eccentricità.

### 3.8 Valutazioni e scelta della configurazione

Le necessità dell'INFN sono quelle di una movimentazione molto lenta, purché molto sicura. Le movimentazioni del carrello avverranno raramente, dopo un prolungato utilizzo in una delle due posizioni fondamentali, e in concomitanza con altri adeguamenti del resto dell'attrezzatura.

La velocità richiesta è molto bassa, dell'ordine della decina di centimetri al secondo. Delle configurazioni appena viste, tutte, esclusa la A, garantiscono un utilizzo a quella velocità con un margine di sicurezza sufficientemente alto.

Le configurazioni *C* e *D* presentano alcune complicazioni costruttive legate alla presenza della doppia rotaia. Trattandosi di rotaie di precisione infatti, una eccessiva convergenza o divergenza tra le rotaie può rendere il carrello inutilizzabile. Bisogna poi garantire con precisione la concentricità dei tratti curvi, e l'appartenenza delle rotaie allo stesso piano, oltre che la planarità delle rotaie stesse. Per la configurazione ad una sola rotaia, è sufficiente garantire la planarità della stessa e la continuità degli elementi che la compongono.

Queste considerazioni tenderebbero a far cadere la scelta sulla configurazione B, più economica e di più facile montaggio. I risultati relativi alla resistenza alle eccentricità però rendono inattuabile questa scelta: l'eccentricità massima di 19 mm è troppo limitante perché sia accettabile.

Malgrado le maggiori precisioni richieste nei processi costruttivi e i maggiori costi, si è obbligati ad adottare la configurazione *D*.

Una possibilità potrebbe essere quella di adottare la configurazione *B*, che resiste molto bene finché l'eccentricità è diretta parallelamente alla rotaia, ed utilizzare piedini stabilizzatori durante le fasi di rotazione. Tale alternativa sarebbe valida nell'ipotesi in cui il centro di massa si trovasse esattamente sull'asse di simmetria longitudinale del carrello. Abbiamo detto che l'eccentricità è diretta principalmente in quella direzione, ma il margine di errore di 19 mm è troppo ridotto per essere certi che non venga superato trasversalmente.

La configurazione *D* è quindi quella che è stata scelta per il sistema di traslazione del carrello.

### 3.9 Verifica definitiva del sistema di traslazione nella condizione più critica

Per una maggior semplicità di calcolo, abbiamo finora imposto la condizione che i carichi dinamici dovuti all'inerzia e quelli dovuti all'accelerazione centrifuga non agiscano mai contemporaneamente. Vale a dire che abbiamo ipotizzato che i tratti di accelerazione e decelerazione del carrello siano sempre rettilinei.

Questa ipotesi è rispettata dalla movimentazione che si vorrebbe richiedere ordinariamente al carrello, che prevede che il carrello inizi ad accelerare nella posizione di lavoro *A*, proceda a velocità costante fino a una certa distanza da *B* e poi decelererà fino a fermarsi in *B*.

L'ipotesi cade però se il carrello è costretto, per ragioni ordinarie o straordinarie, a fermarsi in una posizione intermedia *C*, come potrebbe essere necessario qualora si dovesse spostare il Magnex durante la movimentazione del gruppo magneti (si vedano le "Fasi della movimentazione" 3A e 3B), o come potrebbe essere necessario per un qualsiasi guasto o intervento straordinario.

Facciamo quindi cadere anche quest'ultima ipotesi semplificativa e verifichiamo che la configurazione scelta garantisca la resistenza del sistema anche in queste condizioni.

Consideriamo la sovrapposizione delle due famiglie di sollecitazioni dinamiche e di quelle statiche dovute al peso proprio e all'eccentricità.

I valori di velocità ed accelerazione sono:

$$v = 0,1 \text{ m/s} \quad a = 0,1 \text{ m/s}^2$$

L'eccentricità si ipotizza orientata longitudinalmente rispetto agli appoggi, poiché i calcoli si fanno sul carrello in movimento, orientato quindi nel verso della rotaia. Come abbiamo detto, un valore di eccentricità che riteniamo essere verosimile (se pur già grande) è:

$$e = 200 \text{ mm}$$

Lo stato di sollecitazione è il seguente:

$$L1 = \frac{F_P}{4} + \frac{F_{IN} H}{2 D_S} + \frac{F_C H}{2 D_R} + \frac{F_P e}{2 D_S} \quad L2 = \frac{F_C}{4} \quad M = 0 \quad M_S = 0$$

Il parametro  $L_f$  per tale condizione di carico è:

$$L_f = \frac{L_1}{L_{1max}} + \frac{L_2}{L_{2max}} + \frac{M_S}{M_{Smax}} + \frac{M_v}{M_{vmax}} + \frac{M}{M_{max}} = 0,45$$

Il parametro è inferiore a 1. La configurazione è in grado di resistere anche a questo tipo di sollecitazione congiunta, può perciò essere ritenuta sicura.

### 3.10 Forza e potenza associate alla traslazione

La traslazione del carrello deve essere motorizzata. È necessario, per concludere il dimensionamento, calcolare la potenza necessaria.

I parametri che definiscono la forza richiesta sono i seguenti:

- Inerzia del carrello
- Attrito delle slitte HepcoMotion e della

Come già detto, i tempi di movimentazione possono essere, per indicazione INFN, arbitrariamente lunghi. La velocità e l'accelerazione di riferimento che sono state scelte sono:

$$v = 0,1 \text{ m/s} \qquad a = 0,1 \text{ m/s}^2$$

Le masse che gravano sul sistema di traslazione sono quella del carico e quella dell'intero carrello. Complessivamente:

$$m = 4000 \text{ kg}$$

La forza di inerzia del carrello è quindi pari a:

$$F_{IN} = m a = 400 \text{ N}$$

Più difficile è tenere conto delle forze di attrito. Per quanto piccole (il sistema di traslazione HepcoMotion si basa su un sistema a cuscinetti volventi), tali forze non possono essere trascurate. È meglio, piuttosto, sovrastimarle.

Considerare i fattori che determinano l'attrito volvente all'interno dei cuscinetti è decisamente troppo complicato se il costruttore non fornisce indicazioni precise. Un metodo più semplice consiste nello stimare un coefficiente di attrito radente equivalente  $\mu_{eq}$ , molto basso, e di basarsi su quello.

La forza peso del sistema è pari a:

$$F_p = m g = 39\,224 \text{ N} \cong 40\,000 \text{ N}$$

Possiamo permetterci l'approssimazione (che peraltro è cautelativa) perché questo calcolo non restituirà comunque risultati esatti. La sua utilità sta nel fare una stima grossolana dell'ordine di grandezza della forza e della potenza necessarie.

Consideriamo l'attrito radente dinamico. Dobbiamo fornire una stima di  $\mu_{eq}$ : procediamo per similitudine ad alcune coppie di materiali. Ci aspettiamo che l'attrito sia inferiore a quello che si avrebbe dallo strisciamento lubrificato di acciaio su acciaio ( $\mu_{din} = 0,05$ ), ma ci aspettiamo che sia superiore a quello che si avrebbe dallo scorrimento di un sistema a ghiaccio secco (acciaio su anidride carbonica,  $\mu_{din} = 0,001$ ).

Un sistema il cui attrito radente che potrebbe, come ordine di grandezza, assomigliare a quello del carrello, è lo scorrimento di un pattino di acciaio su ghiaccio. I coefficienti di attrito dinamico e statico tra questi materiali sono:

$$\mu_{eq,din} = 0,014 \qquad \mu_{eq,stat} = 0,027$$

Le forze di attrito dinamico e statico stimate in questo modo risultano quindi pari a:

$$F_{a,din} = \mu_{eq,din} F_P = 560 \text{ N} \qquad F_{a,stat} = \mu_{eq,stat} F_P = 1\,080 \text{ N}$$

Consideriamo quindi i risultati.

La forza di movimentazione del carrello, necessaria a mantenere il carrello in moto, una volta arrivato alla sua velocità, è pari alla forza di attrito dinamico.

$$F_{mov} = F_{a,din} = 560 \text{ N}$$

La forza di accelerazione, necessaria a portare il carrello alla sua velocità massima ed a decelerarlo è pari alla somma della forza di inerzia e di quella di attrito dinamico.

$$F_{acc} = F_{IN} + F_{a,din} = 960 \text{ N}$$

La forza di spunto, che serve a far sì che il carrello inizi a muoversi, rompendo il suo stato di quiete, è pari alla somma della forza di inerzia e di quella di attrito statico. È la massima delle tre.

$$F_{sp} = F_{IN} + F_{a,stat} = 1\,480 \text{ N}$$

Per il calcolo della potenza, dobbiamo considerare la massima forza richiesta dal sistema alla massima velocità. La forza di spunto non viene utilizzata, poiché viene applicata quando il carrello è fermo. Si considera allora la forza di accelerazione e la velocità massima del sistema. Il picco di potenza richiesta si raggiunge negli ultimi istanti di accelerazione del carico, durante i quali il carrello è vicino alla sua velocità massima, ma, essendo ancora in accelerazione, necessita comunque di più forza rispetto alla fase di movimentazione.

$$P_{max} = F_{acc} v = 96 \text{ W}$$

## 4. Il sistema di rotazione

Come anticipato nell'introduzione, un sistema di rotazione è necessario, sia per il corretto orientamento angolare del gruppo magneti, sia per ridurre l'ingombro trasversale e poter passare in spazi più stretti

### 4.1 Sistema di carichi agenti

Abbiamo previsto una base del carrello, solidale alle slitte adibite alla traslazione. Su questa base deve essere fissato il sistema di rotazione, e, su di esso, il resto del carrello, che ruoti quindi in maniera solidale al carico.

Con un sistema così configurato, malgrado si preveda che la rotazione avvenga soltanto a carrello fermo (prima e dopo le fasi di traslazione), il sistema di rotazione deve resistere a tutte le sollecitazioni, comprese quelle dinamiche, poiché costituisce un supporto strutturale in ogni momento. Deve perciò essere in grado di sopportare forza d'inerzia e forza centrifuga, i rispettivi momenti indotti, e il momento indotto da una eventuale eccentricità.

Per il dimensionamento sarà considerata la sovrapposizione di tutte le sollecitazioni, statiche e dinamiche. Sarà quindi considerata la forza peso del carrello, una forza radiale pari alla somma vettoriale tra forza d'inerzia e centrifuga, il momento che tale forza induce alla base del carrello, il momento dovuto alla presenza di eccentricità.

Abbiamo visto che l'eccentricità è probabilmente orientata nella direzione longitudinale del carrello, ma per semplificare i calcoli sommeremo scalarmente e non vettorialmente il momento dovuto ai carichi dinamici e quello dovuto all'eccentricità. Concettualmente è scorretto, ma è un errore che causa una sovrastima delle sollecitazioni, quindi è un errore cautelativo.

La massa considerata è quella del gruppo magneti e del sistema di sollevamento sovrastante, calcolata mediante simulazione alla fine del progetto del carrello. È pari a:

$$m = 2500 + 1000 = 3500 \text{ kg}$$

La forza verticale, che agisce in direzione assiale rispetto al sistema di rotazione, è una forza statica pari a:

$$F_a = F_p = m g$$

Consideriamo i parametri cinematici:

$$a = 0,1 \text{ m/s}^2$$

$$v = 0,1 \text{ m/s}$$

Le forze dovute ai carichi dinamici sono le seguenti:

$$F_{IN} = m a$$

$$F_C = m \frac{v^2}{R}$$

Le due forze sono ortogonali. Dalla loro somma vettoriale risulta la forza radiale agente sul sistema di rotazione:

$$F_r = \sqrt{F_{IN}^2 + F_C^2}$$

Per quanto riguarda l'altezza del baricentro, su cui si considerano applicate tali forze, occorre tenere conto della differenza di altezza  $\Delta H$  tra il livello dei binari e il livello del sistema di rotazione, perciò  $H$  sarà diversa da quella usata per il dimensionamento delle slitte di traslazione.

$$\Delta H = 200 \text{ mm} \quad H = 400 \text{ mm}$$

Il momento indotto dalla forza radiale sarà quindi pari a:

$$M_r = F_r H$$

L'unica sollecitazione che deve essere ancora definita è il momento dovuto all'eccentricità. Abbiamo detto che, con una certa sicurezza, possiamo stimare un certo valore massimo di eccentricità, che useremo per dimensionare il sistema.

$$e = 200 \text{ mm}$$

Il momento causato dall'eccentricità è quindi pari a:

$$M_e = F_p e$$

Consideriamo, abbiamo detto,  $M_r$  ed  $M_e$  concordi. In questo modo commettiamo un errore, ma è un errore a favore della sicurezza. Allora il momento sbilanciante agente sul sistema è:

$$M = M_r + M_e$$

Il sistema di rotazione è quindi sottoposto al seguente sistema di forze:

$$F_a = 34\,321 \text{ N} \quad F_r = 356 \text{ N} \quad M = 842 \text{ Nm}$$

## 4.2 Dimensionamento di un cuscinetto a rulli incrociati per la rotazione

È stato constatato, mediante i calcoli precedenti, che il sistema di rotazione non è solo soggetto al gran peso, che si traduce in un grande carico assiale, ma anche ai momenti indotti dai carichi dinamici e dall'eccentricità del carico.

Analizziamo allora l'ipotesi di utilizzare un cuscinetto a rulli incrociati. Si tratta di un cuscinetto le cui piste formano un foro di sezione quadrata (orientata a 45° rispetto all'asse del cuscinetto), nella quale i rulli sono disposti alternativamente nei due versi possibili, come in figura.

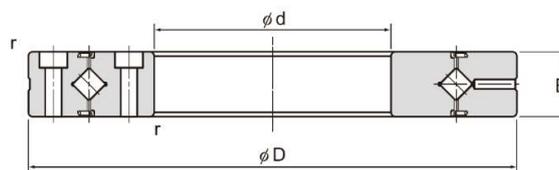


Figura 4.1. Disegno esplicativo di un cuscinetto a rulli incrociati

La grande distanza tra i due punti di applicazione delle risultanti delle spinte dei rulli sull'albero rende questo tipo di cuscinetto il più adatto, a parità di ingombri, a resistere ai momenti sbilanciati.

L'azienda alla quale si farà riferimento è la THK, multinazionale giapponese specializzata in questo tipo di prodotti. Da catalogo è possibile ricavare le indicazioni per effettuare due tipi di dimensionamento: il dimensionamento statico e quello a fatica. La nostra applicazione è molto particolare: le rotazioni sono estremamente lente e sporadiche, i carichi dinamici intervengono solo occasionalmente, e sempre quando il cuscinetto non sta ruotando. Il dimensionamento a fatica è perciò privo di senso, così come il calcolo della vita per le rotaie HepcoMotion.

Consideriamo alcuni cuscinetti della gamma, ne sono qui riportati quattro. Ai fini del dimensionamento statico, i valori che ci interessano sono la resistenza statica  $C_0$  e il diametro medio delle piste  $dp$  (da quest'ultimo dipende la distanza tra i punti di applicazione sull'albero, e quindi la resistenza ai momenti ribaltanti). Sono anche riportati gli ingombri, che possono essere parametri importanti al fine della scelta del cuscinetto.



Shaft diameter	Model No.	Main dimensions						Shoulder height		Basic load rating (radial)		Mass kg
		Inner diameter d	Outer diameter D	Roller pitch circle diameter dp	Width B	Greasing hole d <sub>1</sub>	r <sub>min</sub>	ds (max)	Dh (min)	C kN	C <sub>0</sub> kN	
55	RU 85	55	120	85	15	3.1	0.6	77	93	20.3	29.5	1
80	RU 124	80	165	124	22	3.1	1	114	134	33.1	50.9	2.6
90	RU 148	90	210	147.5	25	3.1	1.5	133	162	49.1	76.8	4.9
115	RU 178	115	240	178	28	3.1	1.5	161	195	80.3	135	6.8

Figura 4.2. Dati di catalogo di alcuni cuscinetti

Il dimensionamento richiede la valutazione di tre condizioni:

1. Carico assiale inferiore al carico assiale massimo ammissibile.
2. Momento sbilanciante inferiore al momento massimo ammissibile.
3. Coefficiente di sicurezza statico, dato dal rapporto tra la resistenza statica e il carico radiale equivalente, almeno superiore a 1 (superiore a 2 in caso di carichi impattanti).

Condizione 1: Carico assiale ammissibile

$$F_{a0} = \frac{C_0}{Y_0}$$

$F_{a0}$  Carico assiale ammissibile (kN)

$C_0$  Resistenza statica (kN)

$Y_0 = 0,44$  Fattore di carico assiale

Condizione 2: Momento ammissibile

$$M_0 = C_0 \frac{dp \cdot 10^{-3}}{2}$$

$M_0$  Momento ammissibile (kNm)

$C_0$  Resistenza statica (kN)

$dp$  Diametro medio delle piste (mm)

Condizione 3: Fattore di sicurezza statico

$$P_0 = X_0 \left( F_r + \frac{2M}{dp \cdot 10^{-3}} \right) + Y_0 F_a \quad f_s = C_0/P_0$$

Load conditions	Lower limit of $f_s$
Normal load	1 to 2
Impact load	2 to 3

$P_0$  Carico assiale ammissibile (kN)

$F_r$  Carico radiale (kN)

$F_a$  Carico assiale (kN)

$M$  Momento (kNmm)

$X_0 = 1$  Fattore di carico radiale

$Y_0 = 0,44$  Fattore di carico assiale

$dp$  Diametro medio delle piste (mm)

$f_s$  Coefficiente di sicurezza statico

$C_0$  Resistenza statica (kN)

I carichi a cui è soggetto il cuscinetto, come calcolato analizzando lo stato di sollecitazione, sono i seguenti:

$$F_a = 34\,321\,N$$

$$F_r = 356\,N$$

$$M = 842\,Nm$$

I parametri di resistenza dei cuscinetti visti sopra sono, dal più grande al più piccolo:

Modello	$C_0$ (kN)	$d_p$ (mm)	$F_{a0}$ (kN)	$M_0$ (kNm)
RU 178	135,0	178,0	306,8	12,0
RU 148	76,8	147,5	174,5	5,7
RU 124	50,9	124,0	115,7	3,2
RU 85	29,5	85,0	67,0	1,3

Vediamo allora se i cuscinetti rispettano le condizioni viste per il dimensionamento:

Modello	Condizione 1: $F_a < F_{a0}$	Condizione 2: $M < M_0$	$P_0$ (kN)	Condizione 3: $f_s > 1$
RU 178	Rispettata	Rispettata	24,9	$f_s = 5,417$
RU 148	Rispettata	Rispettata	26,9	$f_s = 2,857$
RU 124	Rispettata	Rispettata	29,0	$f_s = 1,753$
RU 85	Rispettata	Rispettata	35,3	$f_s = 0,836$

In entrambe le configurazioni i tre cuscinetti più grandi sono utilizzabili, mentre il quarto non rispetta una o più condizioni. Il modello RU 124 garantisce un coefficiente di sicurezza superiore a 1, ma inferiore a 2, la sua scelta è sconsigliata, mentre sia il modello RU 148 che il RU 178 garantiscono dei coefficienti sufficientemente alti. Poiché gli ingombri, illustrati sopra, risultano essere piuttosto ridotti anche per il cuscinetto più grande, si sceglie per il carrello quest'ultimo.

### 4.3 Coppia e potenza associate alla rotazione

La rotazione della parte superiore del carrello è un'operazione motorizzabile. È necessario, per dimensionare completamente il sistema, calcolare la potenza necessaria a consentire l'operazione.

I parametri che definiscono la coppia richiesta sono i seguenti:

- Momento d'inerzia del carrello attorno al suo asse
- Momento di attrito dinamico volvente nel cuscinetto, dovuto al carico
- Momento di attrito dinamico viscoso nel cuscinetto, dovuto alla velocità

La velocità angolare richiesta al carrello è molto bassa: come per tutti gli altri movimenti, il tempo di movimentazione può essere arbitrariamente lungo. La velocità di riferimento indicata è dell'ordine della decina di gradi al secondo:

$$\omega = 10 \cdot \frac{\pi}{180} \text{ rad/s} = 0,175 \text{ rad/s}$$

È una velocità bassa. A queste velocità, l'attrito viscoso, proporzionale alla velocità, è praticamente trascurabile.

Dal sito THK, si ricavano le seguenti indicazioni per calcolare il momento di attrito dinamico volvente dovuto al carico.

$$M_{att,d} = f_1 P d_p$$

$f_1$  Fattore di dipendenza dalla modalità di applicazione del carico (radiale, assiale, ...)

$P$  Entità del carico

$d_p$  Diametro medio delle piste

I cuscinetti a rulli incrociati possono essere utilizzati per un'ampia varietà di direzioni di applicazione del carico. Nel nostro caso, il carico è principalmente assiale, quindi faremo riferimento a questo tipo di utilizzo. In tal caso:

$$f_1 = 0,0064 \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,5} = 0,0016 \cdot 0,43 = 2,75 \cdot 10^{-3}$$

Basandoci sui dati estrapolati dal dimensionamento del cuscinetto fatto in precedenza, possiamo ricavare un momento di attrito dinamico pari a:

$$M_{att,d} = 16,7 \text{ Nm}$$

Passiamo al momento dovuto all'inerzia del carrello.

L'inerzia angolare del carrello è molto difficile da calcolare analiticamente. Ci viene incontro il modello tridimensionale, in grado di calcolare il momento d'inerzia mediante un'analisi FEM.

La massa che si appoggia sul sistema di rotazione e il momento di inerzia rispetto all'asse verticale baricentrico sono, rispettivamente:

$$m = 3\,480\text{ kg} \qquad I_{y,G} = 1\,358\text{ kg m}^2$$

Durante il dimensionamento del sistema di traslazione, abbiamo però ribadito più volte che il baricentro potrebbe non essere allineato con il centro geometrico del carrello, che coincide con l'asse di rotazione. La massima eccentricità tollerabile è stata fissata pari a:

$$e_{max} = 0,2\text{ m}$$

Poniamoci nello scenario più critico e immaginiamo che l'eccentricità raggiunga effettivamente questo valore. È necessario tenerne conto nel calcolo del momento di inerzia. Chiamando  $O$  il centro di rotazione del carrello, corrispondente al suo centro geometrico, otteniamo:

$$I_{y,O} = I_{y,G} + m e_{max}^2 = 1\,497\text{ kg m}^2$$

Imponendo che il carrello arrivi alla velocità massima in un tempo pari a  $t = 2\text{ s}$ , otteniamo una accelerazione di:

$$\dot{\omega} = 5 \frac{\pi\text{ rad}}{180\text{ s}^2} = 0,087\text{ rad/s}^2$$

Otteniamo una coppia necessaria a vincere le inerzie pari a:

$$M_{IN} = I_{y,O} \dot{\omega} = 130,7\text{ Nm}$$

Consideriamo quindi i risultati.

La coppia di movimentazione del carrello, necessaria a mantenere il carrello in moto, una volta arrivato alla sua velocità, è pari alla coppia di attrito.

$$M_{mov} = M_{att,d} = 16,7\text{ Nm}$$

La coppia di accelerazione, necessaria a portare il carrello alla sua velocità massima ed a decelerarlo è pari alla somma della coppia di inerzia e di quella di attrito.

$$M_{acc} = M_{IN} + M_{att,d} = 147,4\text{ Nm}$$

Analogamente a quanto fatto per il sistema di traslazione, possiamo calcolare la potenza richiesta dal sistema di rotazione. Questa è massima quando il sistema sta per concludere la sua accelerazione. Negli ultimi istanti di accelerazione infatti la coppia richiesta è ancora pari alla coppia accelerante, e la velocità è pari alla velocità massima.

$$P_{max} = M_{acc} \omega = 23,5 W$$

Rimane da definire la coppia di spunto. In questo caso, i cataloghi non ci vengono incontro. Sono infatti descritte le condizioni operative del cuscinetto (e i relativi attriti dinamici), mentre nulla viene detto riguardo l'attrito statico.

In mancanza di dati migliori, consideriamo il momento dovuto all'attrito statico doppio rispetto a quello dovuto all'attrito dinamico.

$$M_{att,s} = 2 M_{att,d} = 33,4 Nm$$

La coppia di spunto, che serve a far sì che il carrello inizi a muoversi, rompendo il suo stato di quiete, è pari alla somma della coppia di inerzia e di quella di attrito statico.

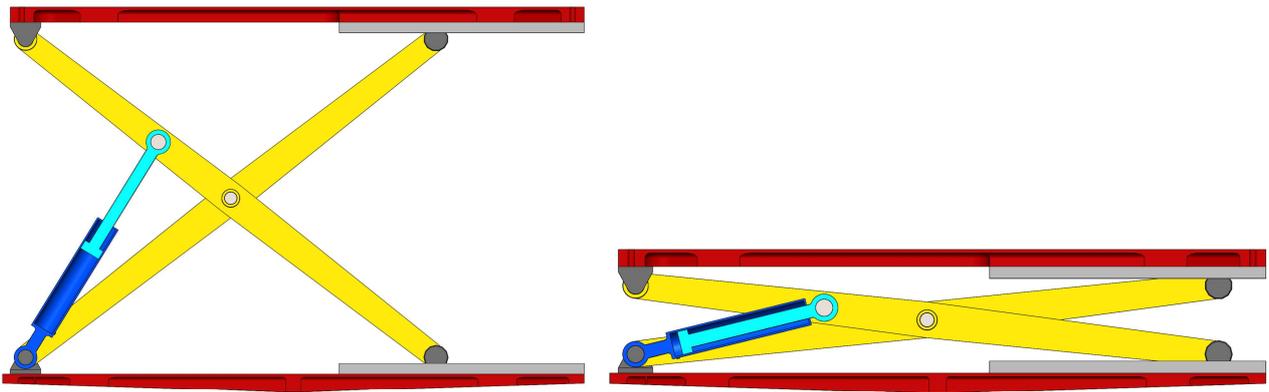
$$M_{sp} = M_{IN} + M_{att,s} = 164,1 Nm$$

## 5. Il sistema di sollevamento del carico

### 5.1 Studio di un sistema di sollevamento a pantografo

Si studierà in questa fase la possibilità di utilizzare un sistema di sollevamento a pantografo per l'abbassamento del baricentro del carrello in fase di movimentazione, e la sua successiva elevazione in fase di lavoro. Lo studio prevede un dimensionamento del pantografo, al fine di comprenderne la realizzabilità.

Prima di dimensionare il pantografo, definiamo innanzitutto come è composto.



*Figura 5.1. Altezze massima e minima del pantografo.*

Il sistema di sollevamento a pantografo prevede la presenza di due travi (per lato) incrociate, vincolate tra loro da una cerniera interna, e vincolate alla struttura con una cerniera e un carrello ciascuna, come in figura. La cerniera interna è posta nei punti medi di entrambe le travi.

Il sistema di sollevamento più utilizzato, pur non essendo l'unico possibile, consiste nella messa a punto di uno o più pistoni idraulici (in viola nel disegno) che, vincolati attraverso cerniere interne, allontanano o avvicinano le due travi, sollevando o abbassando di conseguenza il carico.

## 5.2 Cinematica del moto

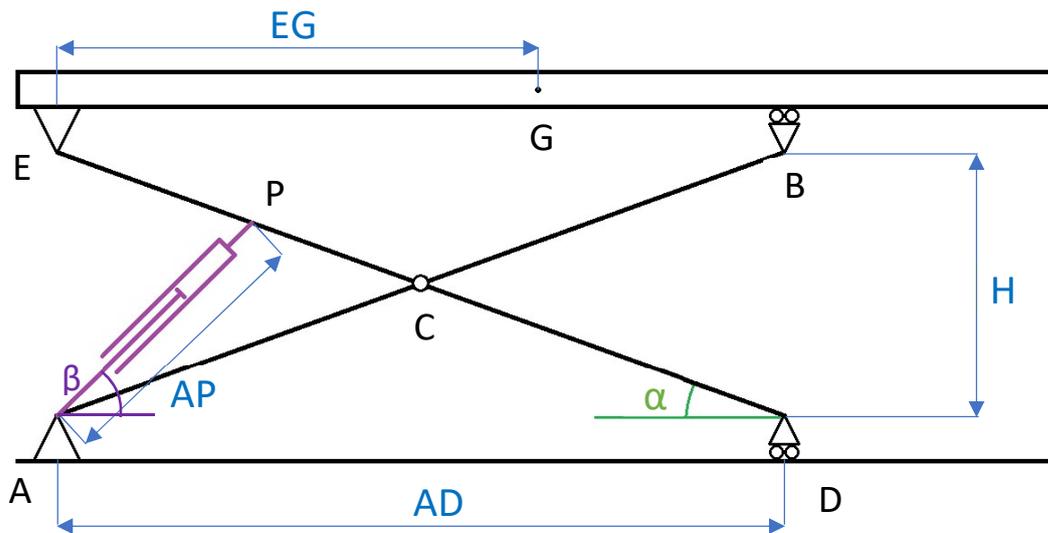


Figura 5.2. Schema funzionale del pantografo.

Prima ancora del dimensionamento, al fine di definire la cinematica del sistema, è di fondamentale importanza definire le relazioni geometriche tra gli elementi che compongono il modello.

I dati costruttivi del sistema, sarebbe a dire quei valori che, una volta fissati, sono invariati rispetto al moto, sono:

- La lunghezza delle travi  $L = \overline{AB} = \overline{DE}$
- La distanza orizzontale del baricentro del carico  $G$  dalle cerniere, pari a  $\overline{EG}$
- La posizione del punto di applicazione della forza del pistone, definita da  $\overline{EP}$

Altre variabili interessanti al fine della definizione della cinematica del sistema sono:

- L'altezza del carico  $H$ . Si noti che  $H$  è definita da schizzo come distanza verticale tra i perni della base e quelli della piattaforma. Questa definizione semplifica notevolmente i calcoli, ma non si deve confondere  $H$  con l'altezza assoluta della piattaforma.
- La larghezza della base di appoggio  $\overline{AD}$ . Si noti che  $\overline{AD}$  si riduce durante il sollevamento. Di conseguenza, un rapporto tra altezza massima e lunghezza delle travi troppo elevato rischia di destabilizzare il sistema.
- La lunghezza del pistone  $\overline{AP}$  associata ad una certa altezza.
- L'angolo  $\alpha$  di inclinazione delle travi.

Ricapitolando, le principali entità geometriche di interesse progettuale sono:

Costanti costruttive	Variabili operative
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lunghezza <math>L</math> delle travi</li> <li>• Distanza <math>\overline{EG}</math></li> <li>• Distanza <math>\overline{EP}</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Altezza <math>H</math></li> <li>• Base di appoggio <math>\overline{AD}</math></li> <li>• Lunghezza del pistone <math>\overline{AP}</math></li> <li>• Angolo <math>\alpha</math></li> </ul>

La relazione geometrica più importante è senz'altro l'interdipendenza tra altezza desiderata del carico (che sarà utilizzata come variabile indipendente del sistema) e larghezza della base di appoggio. La dipendenza tra le due variabili è molto facile da ricavare osservando che il triangolo  $ADB$  è retto per qualsiasi valore di  $H$ . La base  $AD$  e l'altezza  $H$  ne costituiscono i cateti e la trave  $AB$  l'ipotenusa. Vale allora la relazione:

$$\overline{AD}^2 + H^2 = L^2$$

Anche l'angolo  $\alpha$  è a questo punto molto facile da ricavare, in quanto angolo tra un cateto e l'ipotenusa dello stesso triangolo retto:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{H}{AD}\right)$$

Più complicato è ricavare la relazione tra  $H$  e la lunghezza del pistone  $\overline{AP}$ . Consideriamo il triangolo  $APE$ . Non è un triangolo retto, ma possiamo notare che l'angolo  $P\hat{E}A$  è pari a  $90^\circ - \alpha$ . Possiamo quindi applicare il teorema trigonometrico del coseno e scrivere:

$$\overline{AP}^2 = H^2 + \overline{EP}^2 - 2 H \overline{EP} \cos(90^\circ - \alpha) = H^2 + \overline{EP}^2 - 2 H \overline{EP} \sin(\alpha)$$

Si tralascia il calcolo delle restanti distanze geometriche, facilmente ricavabili come uguaglianze o differenze da quelle appena calcolate.

### 5.3 Reazioni vincolari esterne ed interne

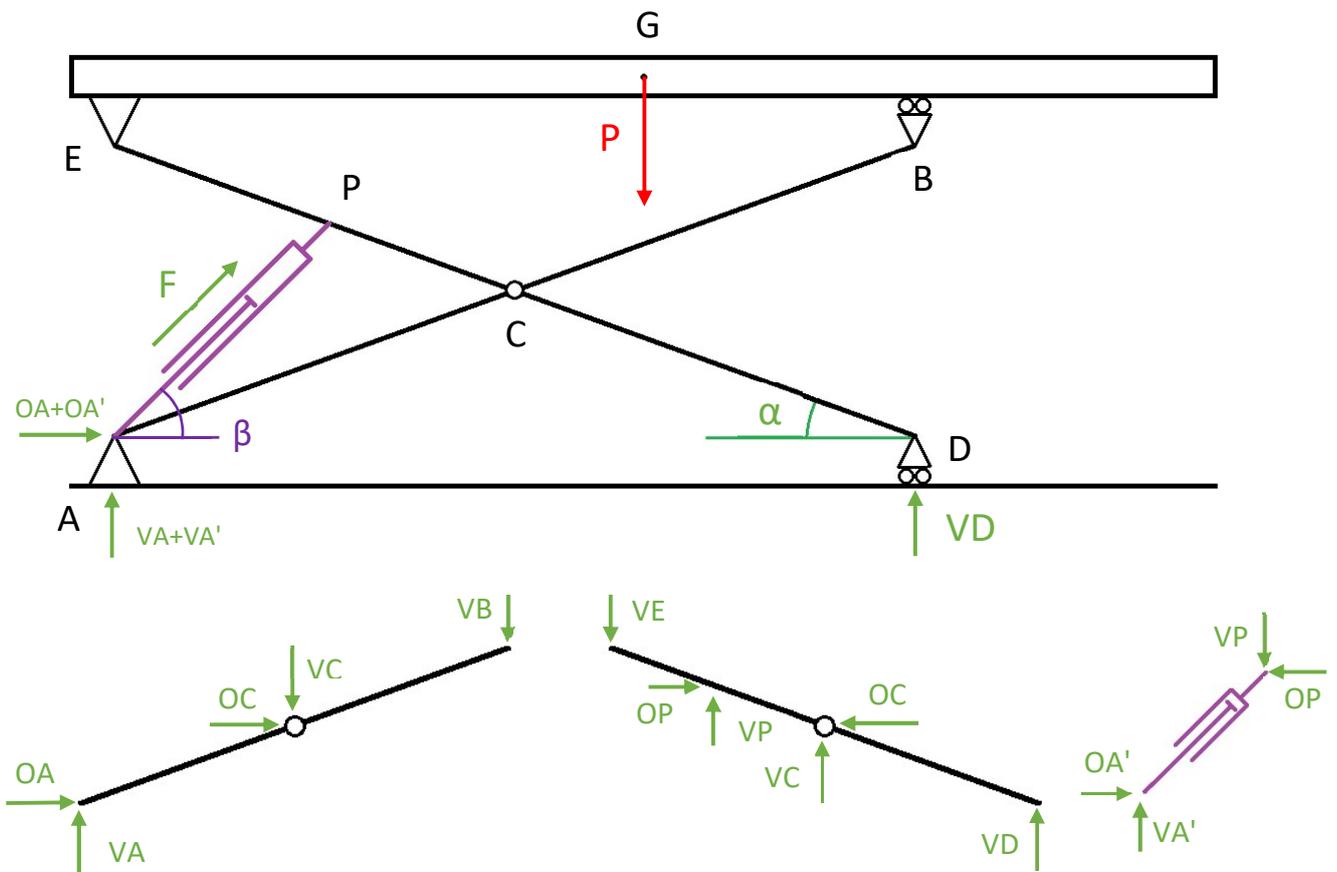


Figura 5.3. Reazioni vincolari esterne ed interne

Il primo passo per il dimensionamento del pantografo è quello di ricavare le condizioni di carico della struttura, sotto forma di forze scambiate tra gli elementi che la costituiscono. Le reazioni vincolari sono parametrizzate in funzione delle costanti e delle variabili geometriche già definite. Il dimensionamento di tali costanti è proprio l'obiettivo di questo studio, ma è indispensabile ricordare che le variabili sono comprese in un certo range (anch'esso da definirsi), e le condizioni di carico variano al variare di tali valori nei rispettivi range.

Le reazioni vincolari della struttura si ottengono dal bilanciamento dei diagrammi di corpo libero (DCL) degli elementi che la costituiscono.

Dal DCL della intera struttura, escludendo la base, otteniamo:

- $V_D = P \frac{EG}{AD}$  dall'equazione di equilibrio alla rotazione attorno ad A.
- $V_A + V'_A = P - V_D$  dall'equazione di equilibrio alla traslazione verticale.
- $O_A + O'_A = 0$  dall'equazione di equilibrio alla traslazione orizzontale.

Malgrado entrambe le reazioni avvengano in  $A$ , si distingue tra le reazioni dovute a carichi sulla trave  $AB$  e quelle dovute al pistone (contraddistinte dall'apice  $'$ ). Questo innanzitutto perché i due corpi si troveranno a profondità separate rispetto al piano del foglio, anche se (eventualmente) sulla stessa cerniera, e inoltre perché le inclinazioni dei due corpi variano in maniera diversa al variare di  $H$ .

Dal DCL della piattaforma otteniamo:

- $V_B = P \frac{EG}{AD}$  dall'equazione di equilibrio alla rotazione attorno ad  $E$ .
- $V_E = P - V_B$  dall'equazione di equilibrio alla traslazione verticale.
- $O_E = 0$  dall'equazione di equilibrio alla traslazione orizzontale.

Per il resto delle reazioni vincolari, dobbiamo combinare sistemi di equazioni ottenuti dai DCL delle due travi e dell'elemento pistone. Otteniamo:

- $O_C = (V_E EP - 2 V_B PC + V_D PD) \cdot (2 PC \tan \alpha)^{-1}$
- $V_C = -2 V_B - O_C \tan \alpha$
- $O_A = -O_C$
- $V_A = V_B + V_C$
- $O_P = O'_A = O_C$
- $V_P = V'_A = V_E - V_D - V_C$
- Da cui  $F = \sqrt{O_P^2 + V_P^2}$  forza necessaria nel pistone

#### 5.4 Andamento degli sforzi

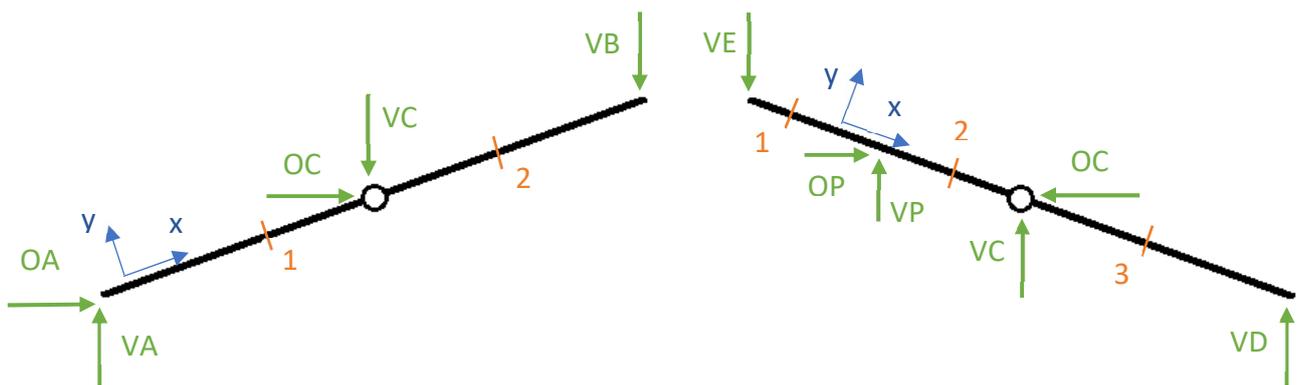


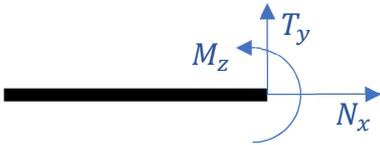
Figura 5.4. Reazioni vincolari dei bracci del pantografo. Le coordinate locali sono utili allo studio degli sforzi.

Definite tutte le reazioni vincolari, possiamo procedere al calcolo dell'andamento degli sforzi nelle due travi, al fine di determinare il punto più sollecitato e valutare quale siano le caratteristiche necessarie di una eventuale sezione resistente.

L'analisi si fa per campate: porzioni di trave nei quali non appaiano interruzioni geometriche (angoli ad esempio) o dinamiche (carichi concentrati).

Possiamo dividere la trave  $AB$  in due campate: da  $A$  a  $C$  la prima, e da  $C$  a  $B$  la seconda.

Dividiamo invece la trave  $DE$  in tre campate: da  $E$  a  $P$  la prima, da  $P$  a  $C$  la seconda, da  $C$  a  $D$  la terza.



All'interno di ogni campata si "taglia" la trave in un punto qualsiasi (diverso dagli estremi della campata) e si impone l'equilibrio allo spezzone di trave, calcolando così gli sforzi nella sezione tagliata.

Gli sforzi calcolati in questo modo nella trave  $AB$  sono:

Campata 1 ( $0 \leq x \leq L/2$ )

- $N_x = -O_A \cos \alpha - V_A \sin \alpha$
- $T_y = -V_A \cos \alpha + O_A \sin \alpha$
- $M_z = (V_A \cos \alpha - O_A \sin \alpha) x$

Campata 2 ( $L/2 \leq x \leq L$ )

- $N_x = -(O_A + O_C) \cos \alpha + (V_C - V_A) \sin \alpha$
- $T_y = (V_C - V_A) \cos \alpha + (O_A + O_C) \sin \alpha$
- $M_z = (V_A \cos \alpha - O_A \sin \alpha) x - (V_C \cos \alpha + O_C \sin \alpha)(x - L/2)$

Mentre nella trave  $DE$  gli sforzi sono:

Campata 1 ( $0 \leq x \leq \overline{EP}$ )

- $N_x = -V_E \sin \alpha$
- $T_y = V_E \cos \alpha$
- $M_z = -V_E \cos \alpha \cdot x$

Campata 2 ( $\overline{EP} \leq x \leq L/2$ )

- $N_x = (V_P - V_E) \sin \alpha - O_P \cos \alpha$
- $T_y = (V_E - V_P) \cos \alpha - O_P \sin \alpha$
- $M_z = -V_E \cos \alpha \cdot x + (V_P \cos \alpha + O_P \sin \alpha)(x - \overline{EP})$

Campata 3 ( $L/2 \leq x \leq L$ )

- $N_x = (V_P + V_C - V_E) \sin \alpha + (O_C - O_P) \cos \alpha$
- $T_y = (V_E - V_P - V_C) \cos \alpha + (O_C - O_P) \sin \alpha$
- $M_z = -V_E \cos \alpha \cdot x + (V_P \cos \alpha + O_P \sin \alpha)(x - \overline{EP}) + (V_C \cos \alpha - O_C \sin \alpha)(x - L/2)$

Nelle prossime pagine sono illustrati alcuni diagrammi degli sforzi, parametrizzati volta per volta in funzione di variabili geometriche diverse. I diagrammi hanno costituito lo strumento necessario per capire in che modo tali variabili influenzano gli sforzi massimi della struttura, hanno reso possibile la ricerca di valori ottimali che minimizzino tali sforzi, ottimizzando così la struttura. Data la complessità del sistema, la combinazione di variabili che è il risultato di tale ricerca non è l'unica possibile.

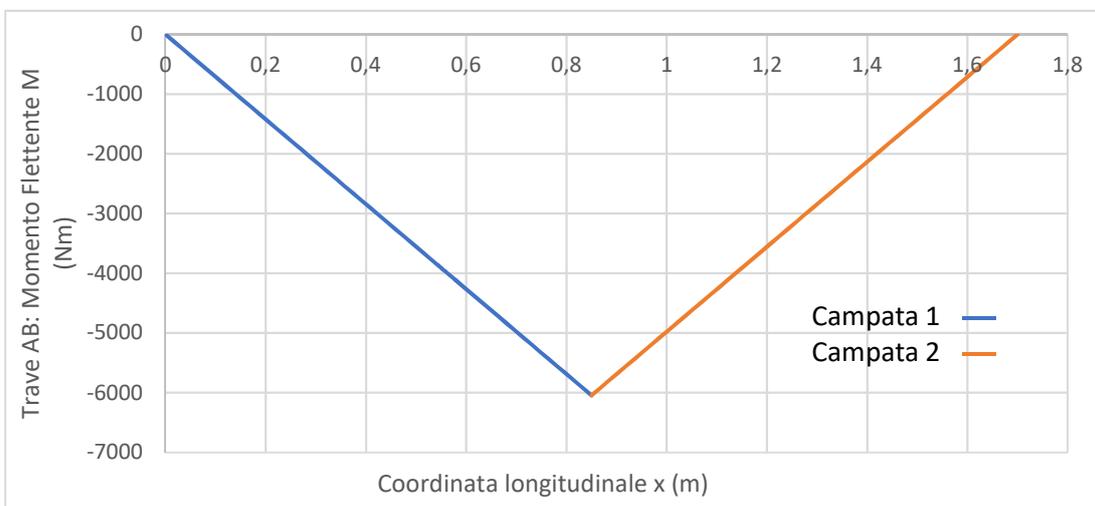
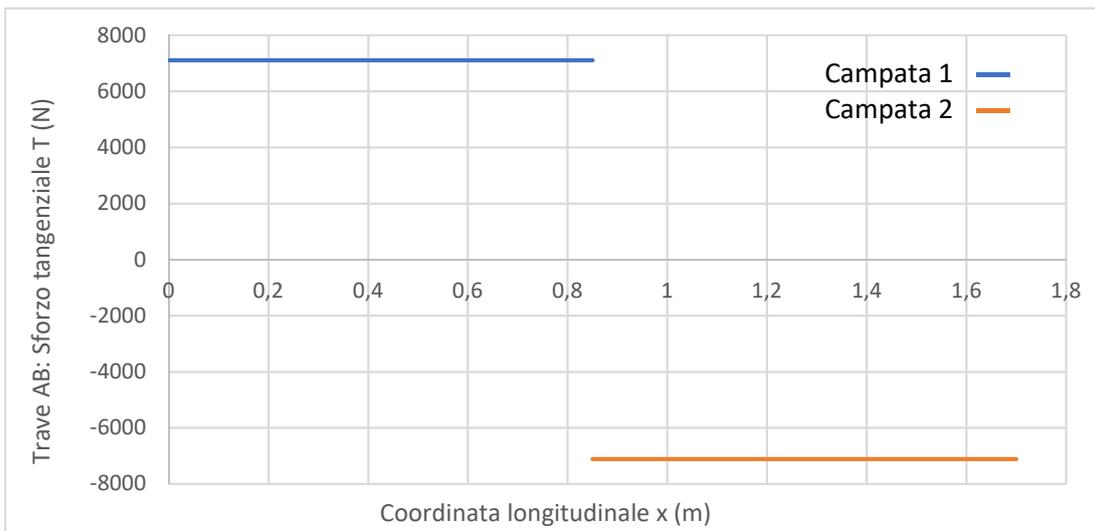
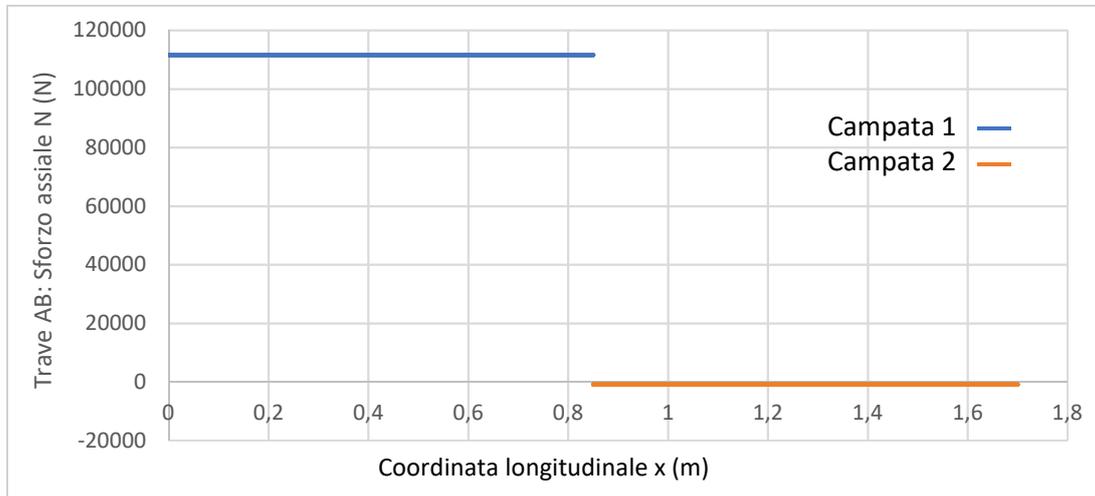
I dati che sono stati assunti, a partire dalle indicazioni progettuali sono i seguenti:

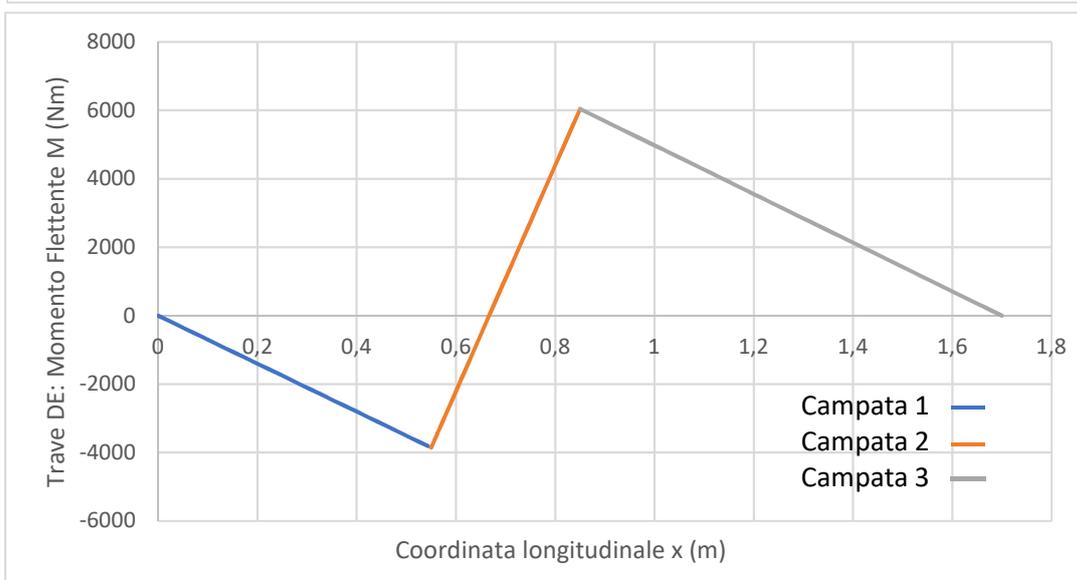
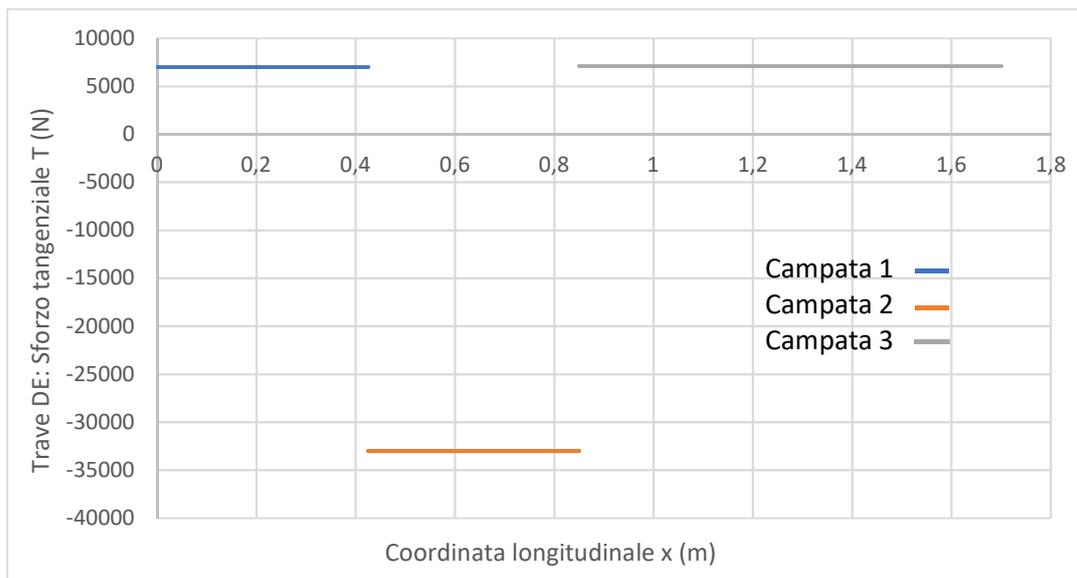
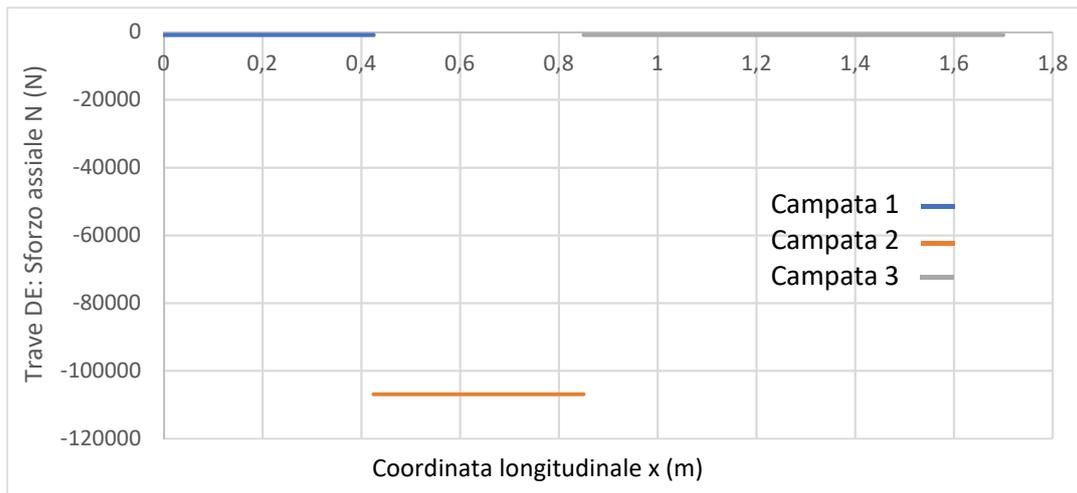
- Carico su ciascuna coppia di travi:  $P = m g = 14\,220\text{ N}$ .  
Il carico tiene conto della massa del gruppo magneti ( $2500\text{ kg}$ ) e della massa stimata, dopo tutti i dimensionamenti, della struttura di supporto posta a monte del pantografo ( $400\text{ kg}$ ). Il peso complessivo di tali componenti è ovviamente diviso tra le due coppie di travi, perciò dimezzato.
- Lunghezza delle travi  $L = 1,7\text{ m}$
- Altezza massima da raggiungere:  $H_{max} = 1,4\text{ m}$

Poiché i grafici sono stati corretti a posteriori del dimensionamento, i valori degli sforzi riportati sono corretti.

### 5.4.1 Diagrammi degli sforzi in funzione di x

Per prima cosa è stato necessario comprendere quali fossero le sezioni più sollecitate delle travi. A tale scopo, fornendo valori di primo tentativo per quanto riguarda le variabili geometriche da definire, sono stati tracciati i diagrammi degli sforzi in funzione di  $x$ , coordinata longitudinale di ciascuna trave.



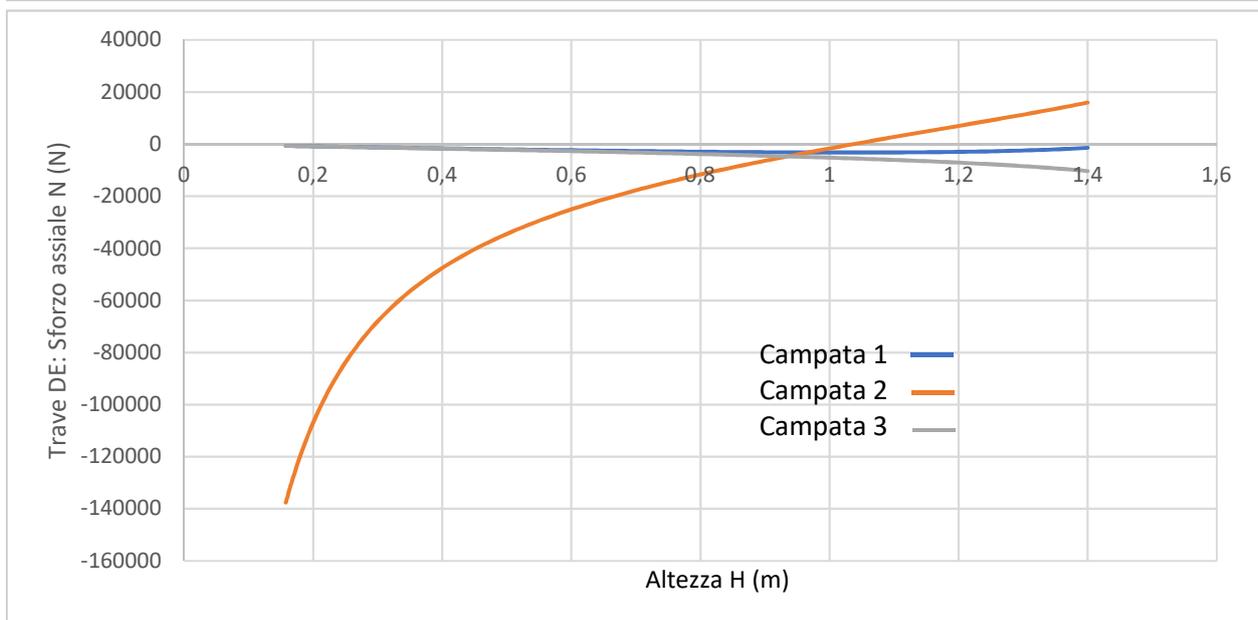
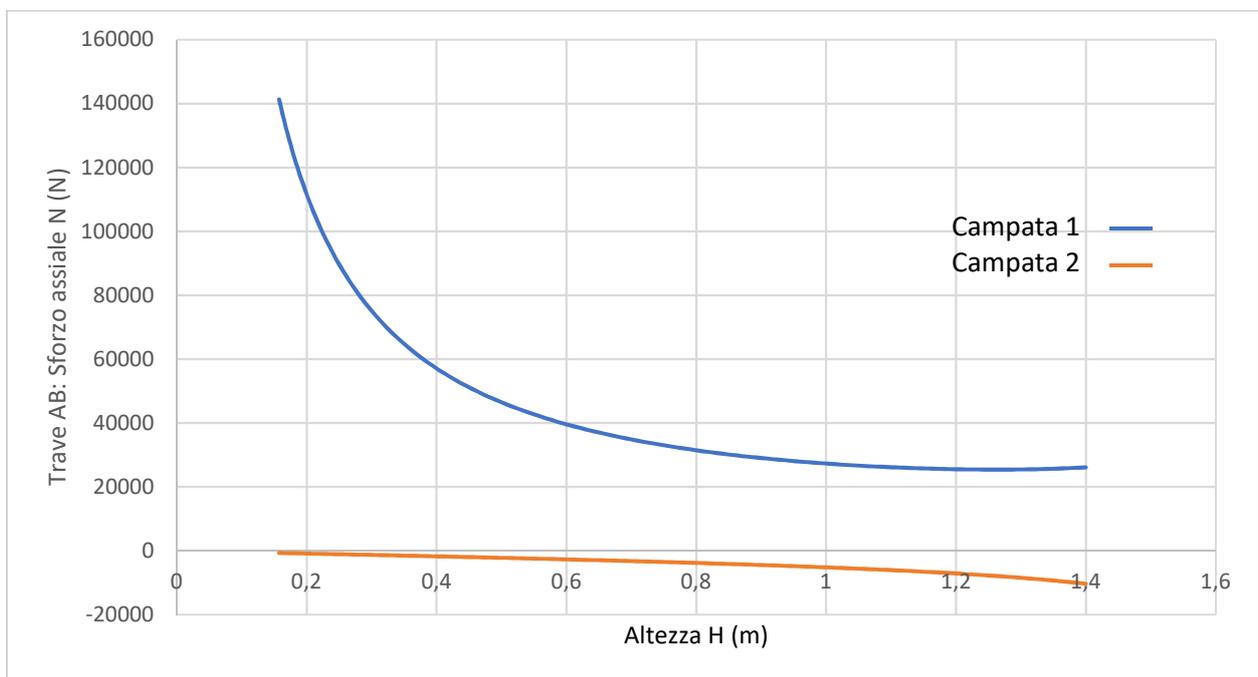


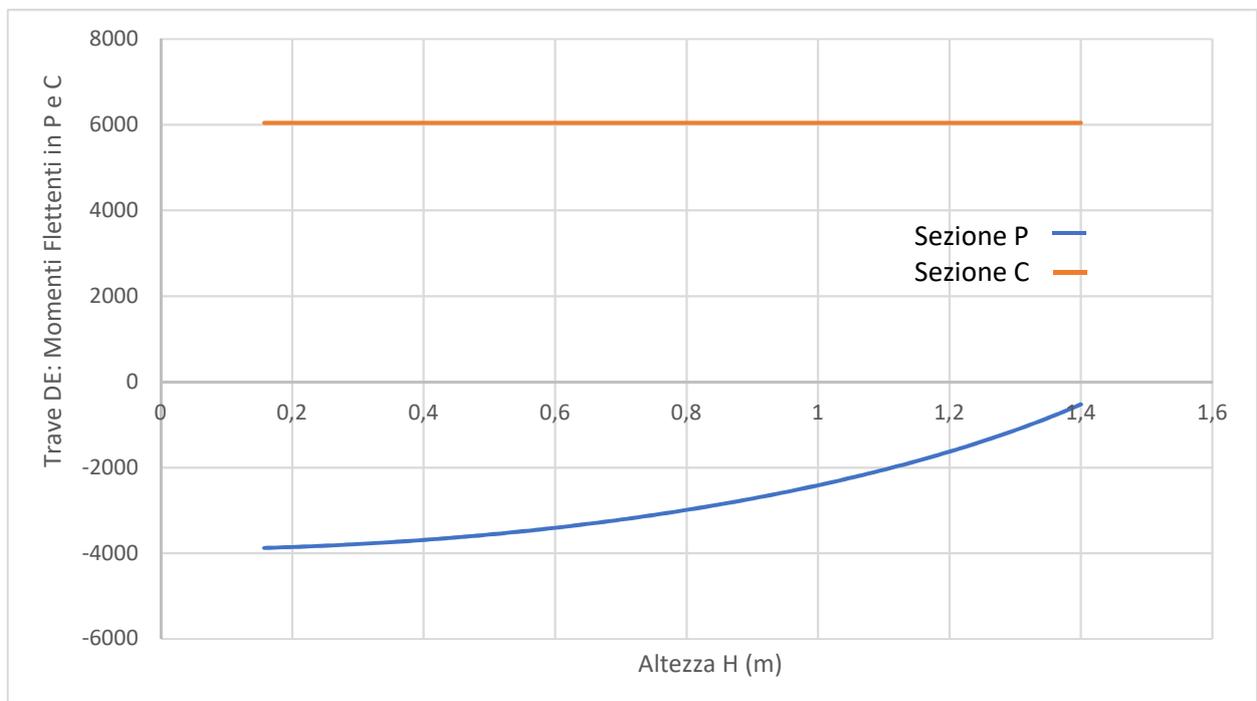
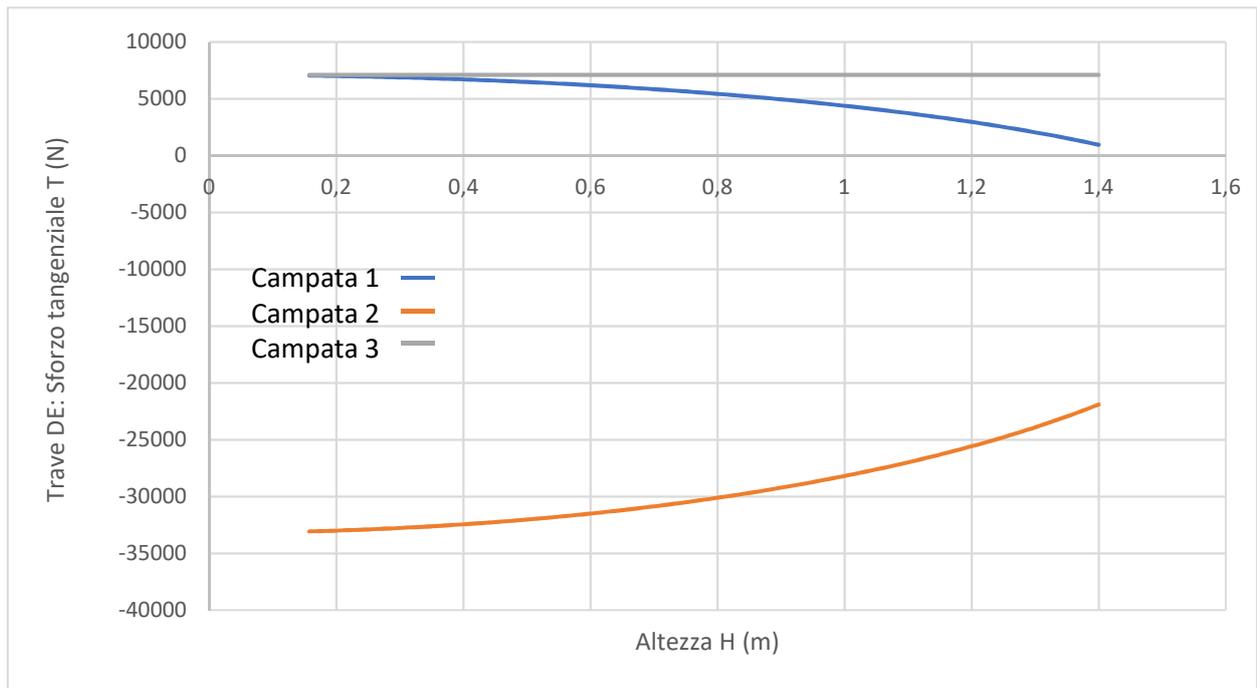
Si vede dai grafici che sforzi normali e di taglio sono costanti in ciascuna campata, mentre il momento flettente varia linearmente. I valori più interessanti, che dovremo parametrizzare rispetto alle variabili geometriche, sono i valori degli sforzi normali e di taglio in ciascuna campata, e i picchi del momento flettente.

### 5.4.2 Diagrammi degli sforzi in funzione di H

Bisogna tener chiaro a mente che gli sforzi in funzione di  $x$  non forniscono una panoramica completa dello stato di carico delle travi. Il sistema di forze cambia infatti al variare dell'altezza del pantografo. Una volta compreso quali sono le sezioni più sollecitate delle travi, bisogna capire come queste sollecitazioni variano durante il sollevamento. Gli sforzi sono stati perciò parametrizzati in funzione di  $H$ .

È necessario ricordare che, come riportato nello schema all'inizio del capitolo,  $H$  è in questo caso l'altezza degli assi di cerniere e carrelli superiori misurata rispetto agli assi di cerniere e carrelli inferiori. Non ha nulla a che vedere con parti del carrello che non appartengano al sistema di sollevamento.

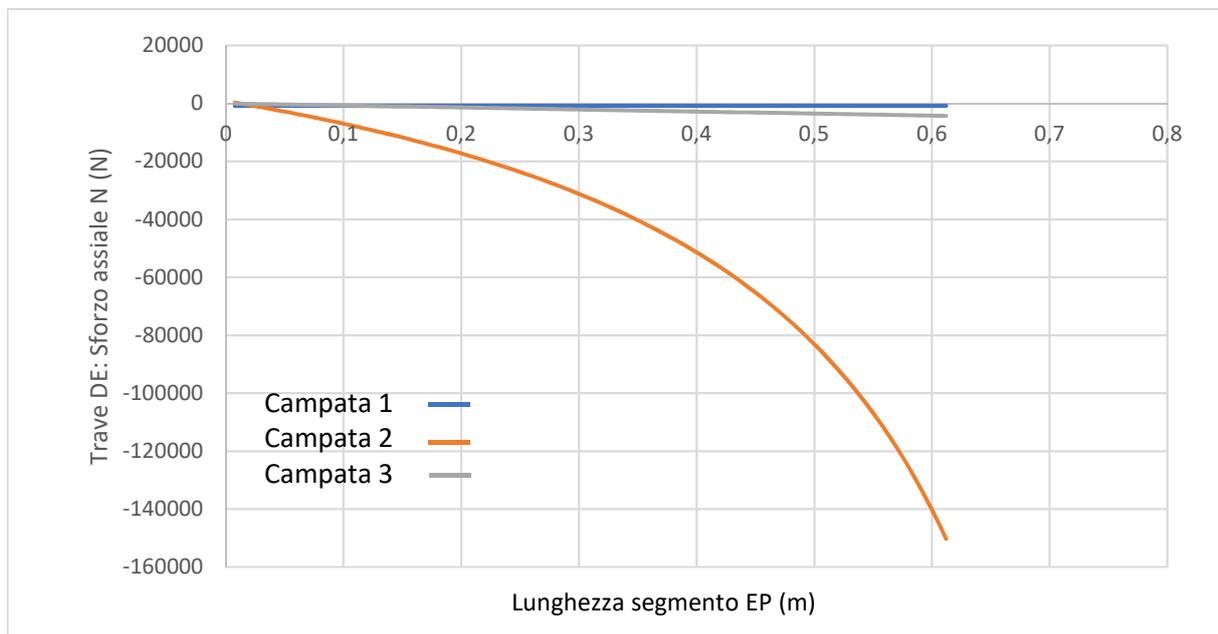
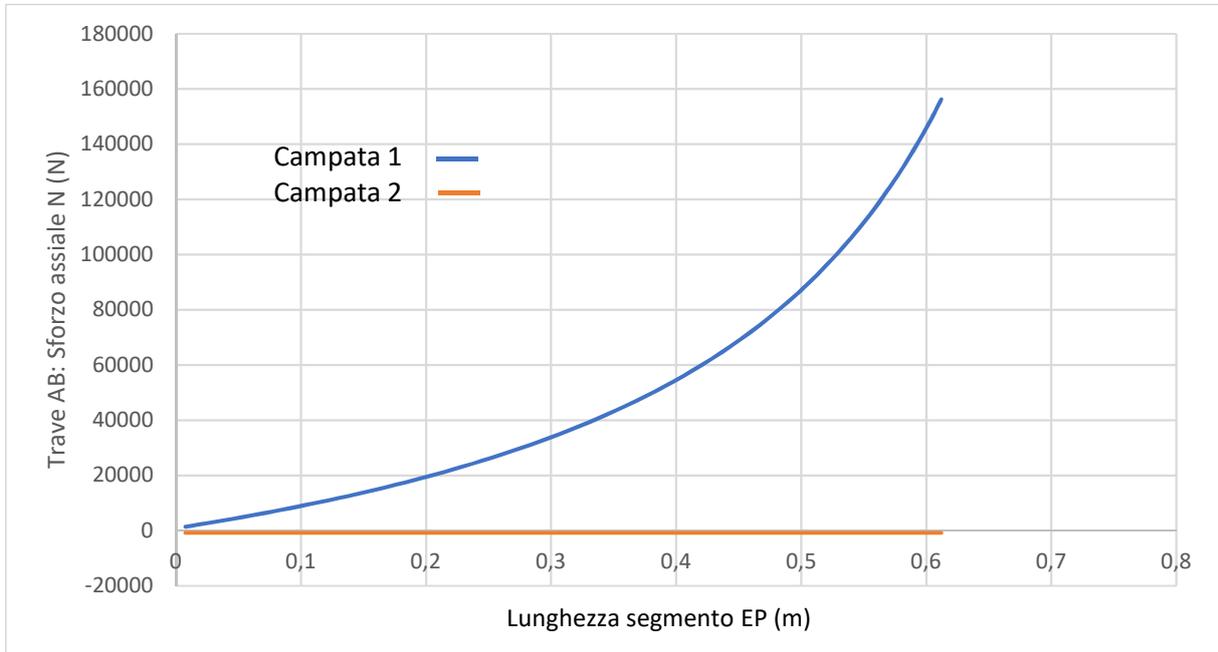


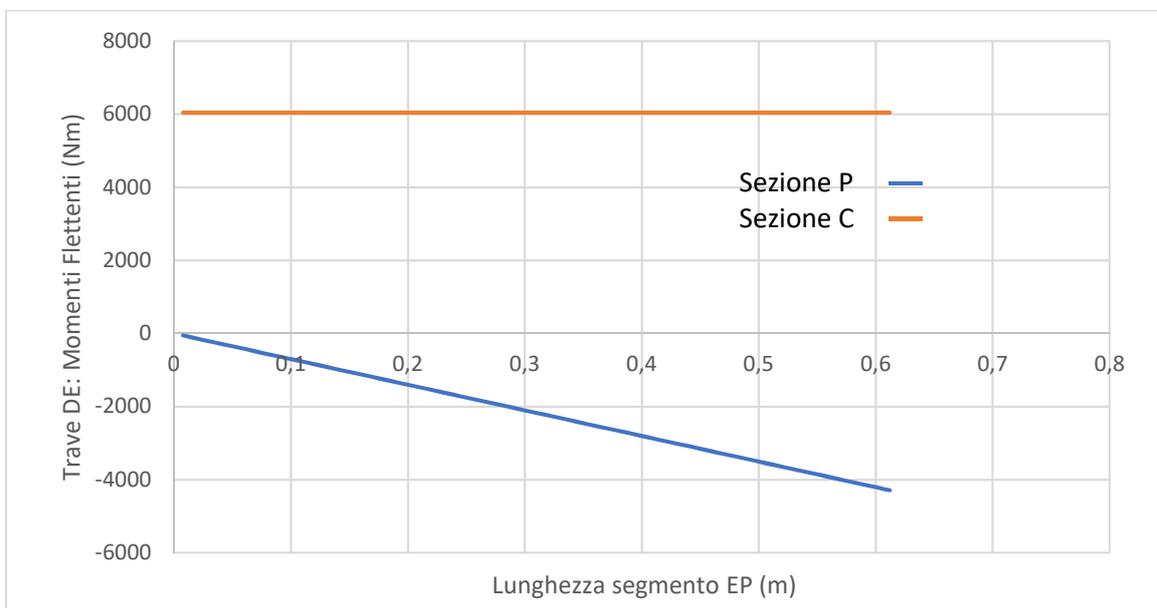
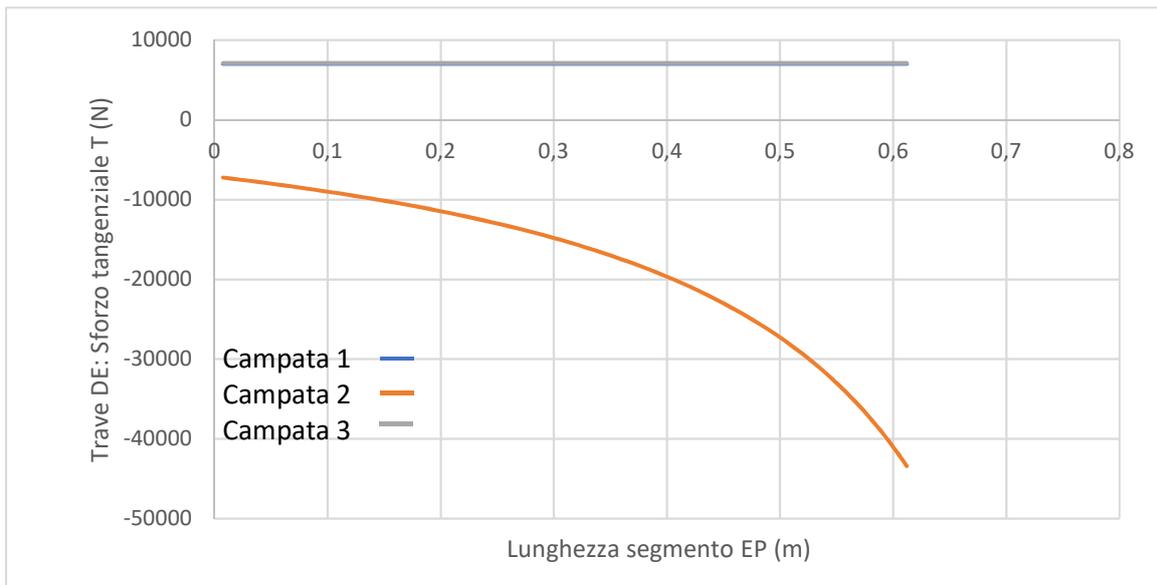


Sforzi di taglio e momenti flettenti rimangono costanti o quasi per tutta la corsa del pantografo (taglio e momento flettente massimi della trave AB non sono rappresentati perché costanti). Gli sforzi normali invece tendono esponenzialmente ad infinito per  $H$  che tende a 0 (l'intervallo corrispondente a  $H < 0,18 \text{ m}$  è stato escluso perché rendeva illeggibile il resto del grafico). È stata perciò fissata un'altezza, pari a  $200 \text{ mm}$ , al di sotto della quale il pantografo non deve scendere, che costituisce la sua configurazione più critica.

### 5.4.3 Diagrammi degli sforzi in funzione di EP

L'ultima variabile che è necessario definire è la posizione del punto P, punto di applicazione della forza dell'attuatore, definito dalla distanza  $\overline{EP}$ . Procediamo con la stessa logica applicata precedentemente.





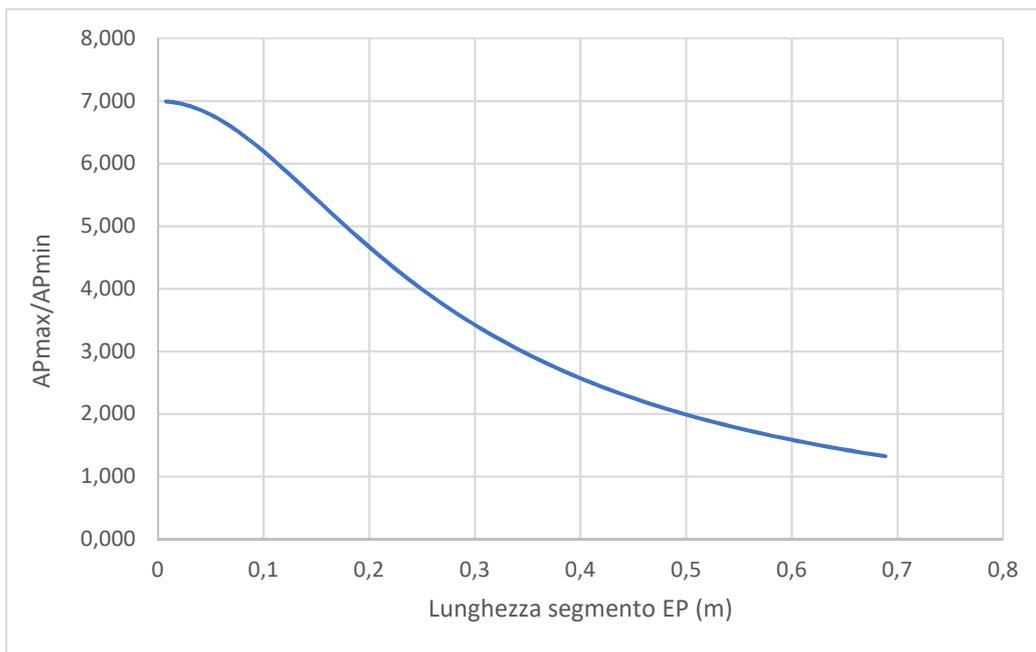
È evidente che, per tutti gli sforzi, sarebbe l'ideale se  $\overline{EP}$  fosse il più piccolo possibile (gli sforzi normali e lo sforzo di taglio in  $DE$  tendono a infinito per  $\overline{EP}$  che tende a  $\overline{EC}$ ). Dobbiamo tuttavia fare alcune considerazioni di natura funzionale che fanno sì che si debba trovare una soluzione di compromesso.

Consideriamo l'attuatore idraulico che agisce tra  $A$  e  $P$ . Le lunghezze massima e minima del tipo di attuatore di cui abbiamo bisogno si calcolano, in base a quanto già detto in precedenza, come:

$$\overline{AP}_{max} = \sqrt{H_{max}^2 + \overline{EP}^2 - 2 H_{max} \overline{EP} \sin(\alpha_{max})}$$

$$\overline{AP}_{min} = \sqrt{H_{min}^2 + \overline{EP}^2 - 2 H_{min} \overline{EP} \sin(\alpha_{min})}$$

Ciò che interessa, al fine della fattibilità del progetto, è il rapporto tra la lunghezza massima e la lunghezza minima dell'attuatore. Vediamo l'andamento di tale rapporto in funzione di  $\overline{EP}$ .



Come è lecito aspettarsi, il rapporto tra le due lunghezze è massimo se  $P$  coincide con  $E$ , e tende a 1 quando  $P$  si avvicina a  $C$ .

In un normale cilindro idraulico, il rapporto tra lunghezza massima e lunghezza minima del pistone è necessariamente inferiore a 2, dal momento che il pistone non può essere più lungo della camera che lo ospita. Un rapporto tra lunghezza massima e minima inferiore a 2 si ottiene per  $\overline{EP} > 0,47 m$ . È quindi possibile

Esistono in commercio cilindri idraulici telescopici a più sfili, per i quali i vincoli sul rapporto di lunghezze non sono così stringenti. Utilizzando un attuatore di questo tipo, è possibile abbassare ulteriormente  $\overline{EP}$  (a cui corrisponde un rapporto di lunghezze di 2,4), rendendo meno severo lo stato di sollecitazione ad altezza minima

## 5.5 Dimensionamento degli elementi principali del sistema

Stabilito l'andamento degli sforzi in funzione di tutte le variabili possibili del sistema, dobbiamo a questo punto dimensionare le travi e gli altri elementi che costituiscono il sistema.

Dallo studio dell'andamento degli sforzi in funzione di  $x$ , coordinata interna longitudinale delle travi  $AB$  e  $DE$ , è emerso che le sezioni più sollecitate delle travi sono quelle centrali per entrambe le travi (in corrispondenza della cerniera interna  $C$ ) e quella del punto  $P$  di applicazione della forza del pistone nella trave  $DE$ .

Il dimensionamento di tali sezioni, tuttavia, potrà essere studiato solamente dopo aver dimensionato gli elementi trasversali del sistema. Si tratta di elementi la cui funzione è quella di cerniera oppure di trasmissione della spinta dei pistoni. Poiché presentano accoppiamenti di tipo foro-albero con i bracci del pantografo, è necessario che siano dimensionati per primi. La dimensione del foro infatti influenza ovviamente la resistenza della sezione delle travi, poiché ne riduce la sezione resistente.

È necessario comprendere quale sia la configurazione più sollecitata.

Dallo studio degli sforzi in funzione di  $EP$ , si è visto che gli sforzi sono tanto maggiori quanto più il punto  $P$  di applicazione della forza del pistone è vicino alla cerniera interna del pantografo (cioè quanto più  $EP$  è grande). Tuttavia si è visto che, entro un certo margine, è necessario che il punto  $P$  sia vicino a tale cerniera interna, poiché il rapporto tra lunghezza massima e minima del pistone deve essere inferiore a 2.

Dallo studio dell'andamento degli sforzi in funzione di  $H$ , si è visto che la configurazione più sollecitata è quella in cui l'altezza minima. Questo perché è la configurazione in cui il pistone idraulico è nella posizione angolare più scomoda per spingere la piattaforma verso l'alto, e la spinge perlopiù in orizzontale, con una piccola componente della forza totale che esercita diretta verso l'alto. Un concetto già illustrato, ma che deve essere chiaro, è che in questo contesto  $H$  non rappresenta l'altezza da terra della piattaforma sulla quale si appoggiano i magneti, ma la distanza tra gli assi delle cerniere superiori ed inferiori (o, equivalentemente, dei carrelli superiori ed inferiori) del pantografo.

Questi sono i valori delle variabili per i quali ci interessa calcolare gli stati tensionali:

$$EP = 550 \text{ mm} \qquad H_{min} = 200 \text{ mm}$$

## 5.5.1 Dimensionamento degli elementi trasversali

### 5.5.1.1 Dimensionamento dell'albero di spinta dei pistoni

Il primo elemento trasversale che andiamo a dimensionare è l'albero sul quale spingono i pistoni.

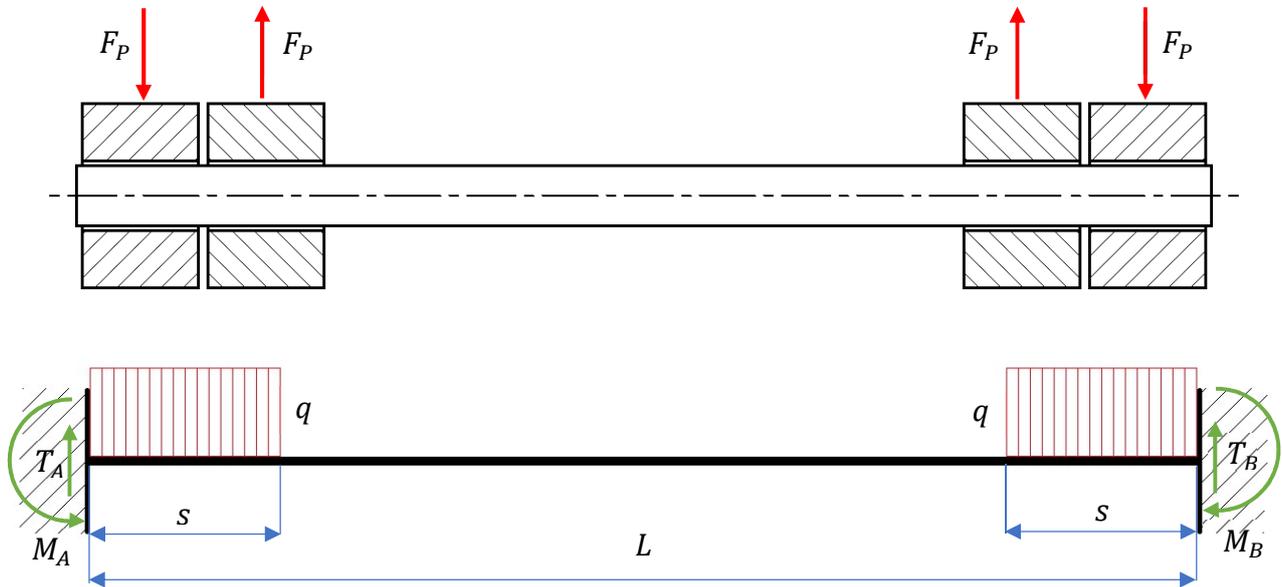


Figura 5.5. L'albero trasversale di spinta dei pistoni, e la sua modellazione come trave.

Scegliamo come condizione di progetto che gli accoppiamenti foro-albero con i bracci interni del pantografo presentino interferenza, mentre quelli con i pistoni presentino un gioco sufficiente per garantire la rotazione durante il funzionamento.

Il sistema è allora assimilabile ad una trave doppiamente incastrata sulla quale agiscono due carichi distribuiti, la cui risultante è pari alla forza applicata da ciascun pistone.

Definiamo quindi le seguenti quantità:

$F_P$	Forza applicata da ciascun pistone
$s$	Spessore dell'asta del pistone all'interfaccia con l'albero
$q = F_P/s$	Carico distribuito equivalente del pistone
$L$	Luce tra i bracci interni del pantografo

Il sistema sarà dimensionato rispetto alla configurazione più critica del pantografo, e cioè quella di minima altezza, durante la quale la spinta dei pistoni è massima. I valori delle dimensioni geometriche non soggette a dimensionamento (come l'interasse tra i bracci del pantografo) sono stati stimati e progressivamente corretti via via che si evolveva il modello finale del carrello.

Coerentemente con le considerazioni appena fatte, questi sono i valori delle variabili di interesse:

$$F_P = 113\,343\text{ N} \quad s = 80\text{ mm} \quad L = 680\text{ mm}$$

Calcoliamo innanzitutto le reazioni vincolari:

$$T_A + T_B = 2 q s$$

$$M_A = q \frac{s^2}{2} + q s \left( L - \frac{s}{2} \right) - T_B L + M_B$$

La trave è iperstatica, ma facilmente risolvibile per simmetria:

$$T_A = T_B \quad M_A = -M_B$$

Da cui:

$$T_A = T_B = q s = F_P \quad M_A = M_B = 0$$

L'andamento degli sforzi è il seguente:

Campata 1 ( $x < s$ ):

$$T_y = -T_A + q x$$

$$M_f = T_A x - \frac{q x^2}{2}$$

Campata 2 ( $s < x < L - s$ ):

$$T_y = -T_A + q s = 0$$

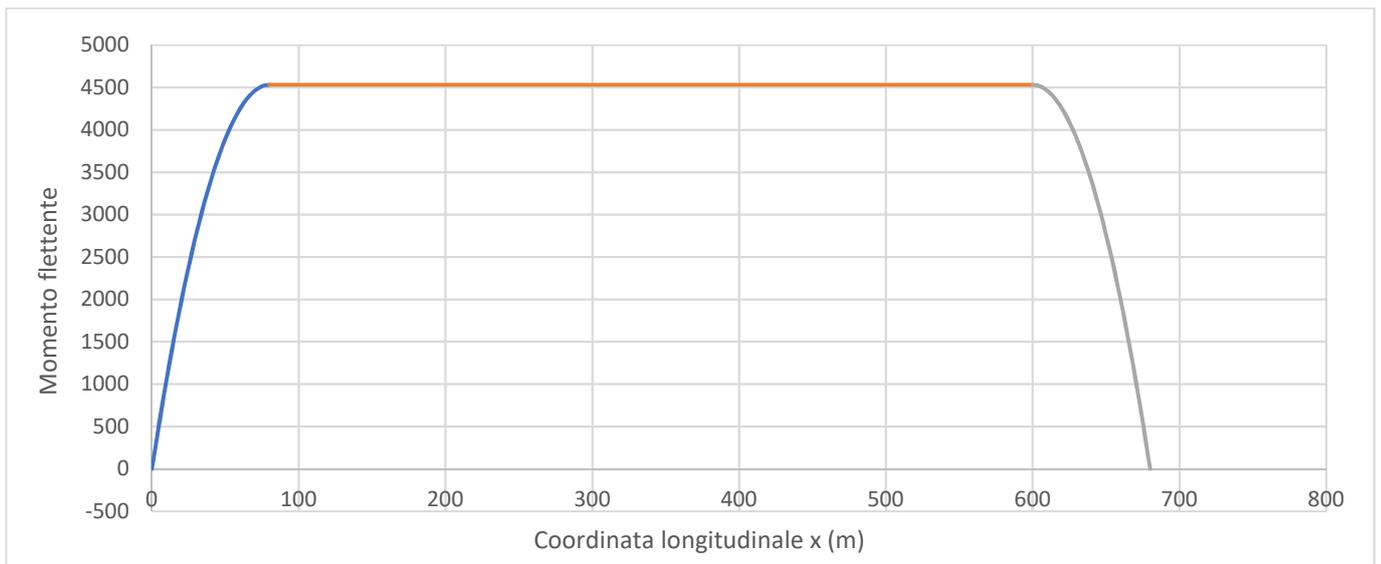
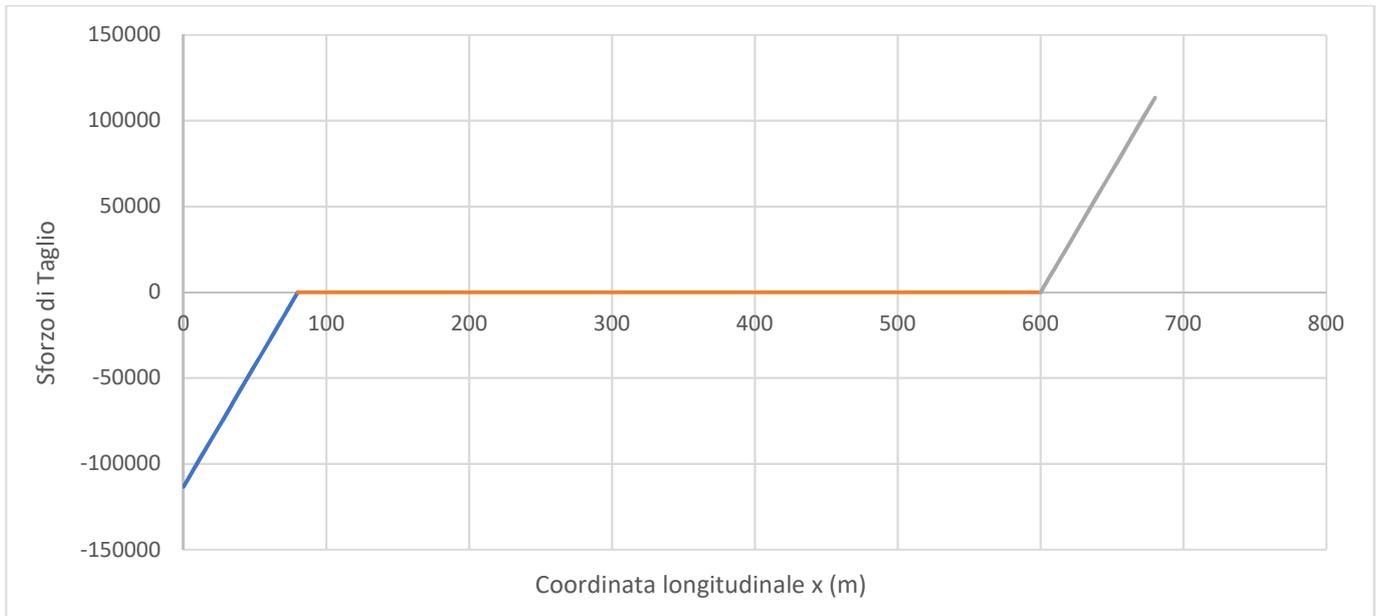
$$M_f = T_A x - q s \left( x - \frac{s}{2} \right) = \frac{q s^2}{2}$$

Campata 3 ( $L - s < x < L$ ):

$$T_y = q (x - (L - s))$$

$$M_f = \frac{q s^2}{2} - q (x - (L - s)) \left( \frac{x - (L - s)}{2} \right)$$

L'andamento degli sforzi in funzione di  $x$  è perciò il seguente:



I valori massimi degli sforzi sono i seguenti:

$$T_{max} = 113\,343\,N \qquad M_{f,max} = 4\,533\,Nm$$

Le possibili sezioni più sollecitate sono perciò le sezioni agli incastri (sforzo di taglio  $T$  massimo) e le sezioni tra i due pistoni (momento flettente  $M_f$  massimo). Effettuiamo il dimensionamento considerando entrambe le condizioni. La condizione più stringente sarà quella per la quale il diametro ammissibile risulterà più grande.

Iniziamo dal dimensionamento rispetto al momento flettente massimo.

Chiamando  $d$  il diametro della sezione del cardine, le caratteristiche geometriche della sua sezione sono:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad J_d = \frac{\pi d^4}{64} \quad W_d = \frac{\pi d^3}{32}$$

Scegliamo per l'albero un acciaio da bonifica: il 42CrMo4. Nel range di diametri 40 – 100, il valore del carico di snervamento consigliato è:

$$R_{p02} = 650 \text{ MPa}$$

Adottando un coefficiente di sicurezza  $CS = 2$ , la massima tensione ammissibile risulta essere:

$$\sigma_{amm} = \frac{R_{p02}}{CS} = 325 \text{ MPa}$$

È perciò necessario un momento resistente pari a:

$$W_{d,min} = \frac{M_f}{\sigma_{amm}} = 13\,950 \text{ mm}^3$$

Da cui il diametro minimo del cardine della cerniera:

$$d_{min,M_f} = 53,1 \text{ mm}$$

Che arrotondato a cifra tonda per eccesso, diventa:

$$d = 54 \text{ mm}$$

Valutiamo ora la tensione tangenziale massima nella sezione di incastro.

applicando il criterio di Von Mises, è possibile ricavare la massima tensione di taglio ammissibile, pari a:

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = 0,57 \sigma_{amm} = 185 \text{ MPa}$$

Le tensioni associate al taglio hanno andamento parabolico rispetto ad  $y$  nella sezione. Le tensioni massime si trovano al centro, e hanno valore pari a:

$$\tau = \frac{4 T}{3 A} = \frac{16 T}{3 \pi d^2}$$

Da cui il diametro minimo dell'albero:

$$d_{min,T} = 32,0 \text{ mm}$$

Poiché il diametro minimo calcolato a partire dalla tensione tangenziale risulta inferiore a quello già calcolato a partire dal momento flettente, quello precedentemente calcolato risulta verificato.

### 5.5.1.2 Dimensionamento della cerniera interna del pantografo

L'elemento trasversale successivo che è necessario dimensionare è l'albero che fa da cerniera interna ai due bracci del pantografo.

La cerniera interna garantisce che i centri dei bracci del pantografo si muovano solidalmente. Questo fa sì che la trave  $DE$ , spinta dal pistone, trasmetta il suo moto alla trave  $AB$ , e le due ruotine in maniera sincrona alzando la piattaforma superiore.

Se si richiede, come in precedenza la condizione progettuale di interferenza su due degli accoppiamenti foro-albero e il gioco sugli altri due, il sistema è nuovamente assimilabile ad una trave doppiamente incastrata sulla quale agiscono due carichi distribuiti.

La forza trasmessa anche in questo caso è massima quando l'altezza del carico è minima, perciò dimensioneremo il sistema per tale configurazione.

Il modello è esattamente lo stesso del caso precedente, non vi è nulla di diverso eccetto i valori numerici delle variabili.

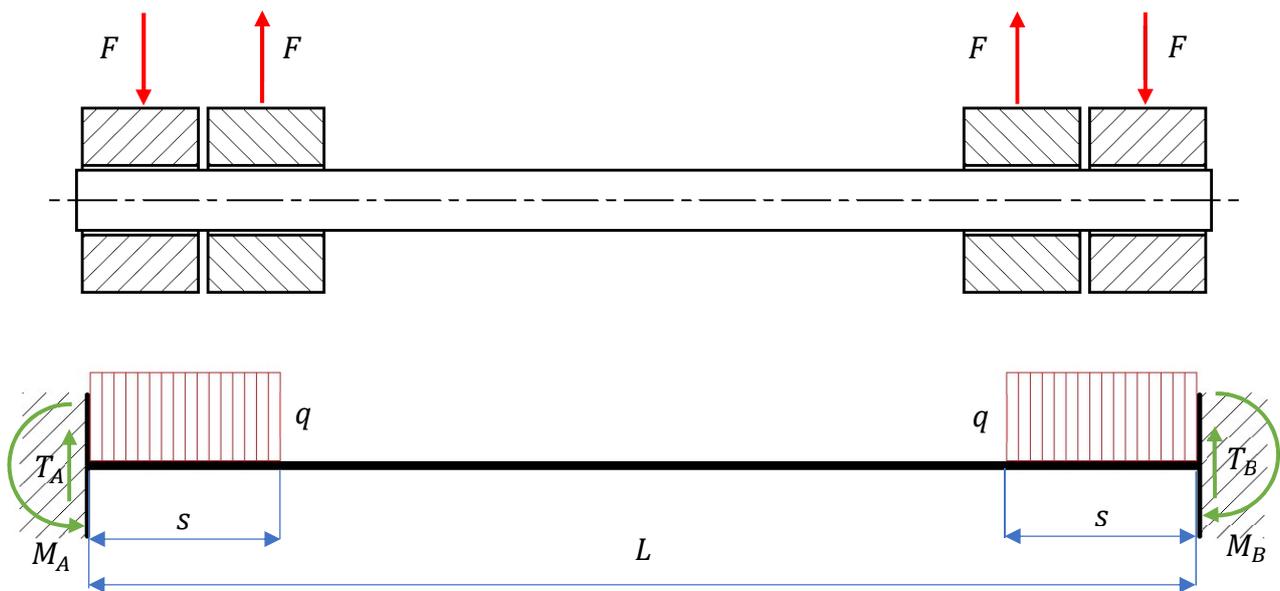
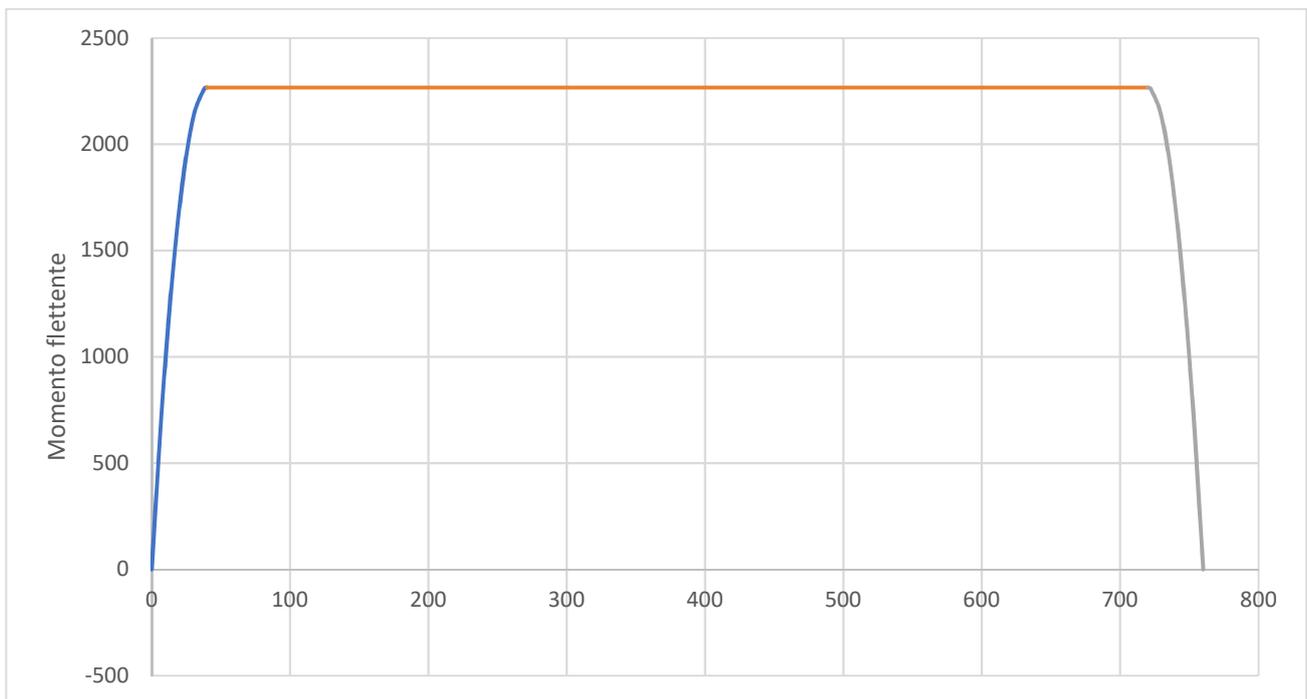
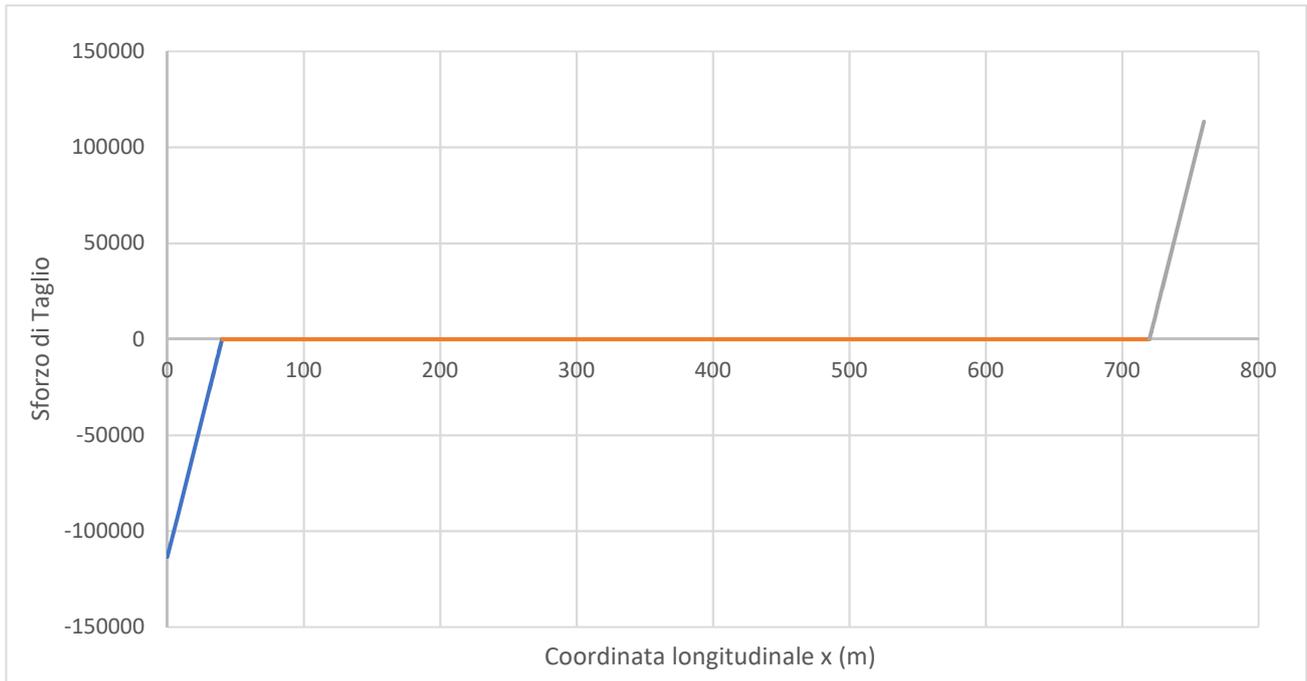


Figura 5.6. L'albero trasversale della cerniera interna, e la sua modellazione come trave.

La forza  $F = q \cdot s$  è nota a partire dalle reazioni vincolari interne del pantografo calcolate precedentemente. La lunghezza  $L$ , come per l'albero appena dimensionato, non è soggetta a dimensionamento. È stata ipotizzata e corretta via via che il modello complessivo del carrello si sviluppava. Per quanto riguarda la dimensione  $s$ , larghezza della sezione (rettangolare) del braccio del pantografo, questa sarà oggetto del dimensionamento successivo. Si ipotizza un valore verosimile che verrà poi corretto qualora il dimensionamento del braccio determini che non è adeguato.

$$F = 113\,367\,N \quad L = 760\,mm \quad s = 40\,mm$$

Mediante passaggi identici a quelli già svolti, si calcolano i seguenti andamenti degli sforzi e sforzi massimi.



I massimi valori degli sforzi sono i seguenti:

$$T_{max} = 97\,730\,N$$

$$M_{f,max} = 1\,466\,Nm$$

Come per l'albero già dimensionato, si sceglie l'acciaio da bonifica  $42CrMo4$ . Quindi le condizioni del materiale risultano essere:

$$R_{p02} = 650 \text{ MPa} \quad CS = 2$$
$$\sigma_{amm} = \frac{R_{p02}}{CS} = 325 \text{ MPa} \quad \tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = 185 \text{ MPa}$$

Dimensionando rispetto alla massima tensione normale (dove il momento flettente è massimo) e tangenziale (dove lo sforzo di taglio è massimo):

$$d_{min,Mf} = 41,4 \text{ mm} \quad d_{min,T} = 32,0 \text{ mm}$$

La condizione legata al massimo momento flettente è anche stavolta la più critica. Arrotondando per eccesso il diametro otteniamo:

$$d = 42 \text{ mm}$$

Oltre ad essere necessario di per sé, il dimensionamento dei due alberi è importante perché definisce il diametro dei fori di accoppiamento necessari nei bracci del pantografo. È quindi possibile ora passare al dimensionamento di questi ultimi.

### 5.5.2 Dimensionamento dei bracci del pantografo

Come già detto in occasione degli altri dimensionamenti, la configurazione per la quale gli sforzi sono massimi è quella nella quale la piattaforma superiore è alla sua altezza minima. Anche per i bracci dei magneti, si procederà al dimensionamento considerando questa configurazione.

Lo studio dell'andamento degli sforzi lungo  $x$ , ha evidenziato che le sezioni nelle quali gli sforzi sono massimi sono la sezione  $P$  nella trave  $DE$ , dove si innesta l'albero di spinta dei pistoni, e le sezioni centrali  $C$  di entrambe le travi, dove si innesta l'albero che agisce da cerniera interna.

Un'ulteriore criticità associata a queste sezioni è che sono forate, con fori pari ai diametri appena calcolati per gli alberi trasversali. Questo riduce le sezioni resistenti, ma non rende comunque necessario tener conto dell'effetto di intaglio. La duttilità del materiale utilizzato e il fatto che il dimensionamento che faremo è un dimensionamento statico fanno sì che sia possibile trascurare l'effetto di intensificazione delle tensioni dovuto ai fori.

Gli sforzi nelle sezioni di interesse, e i diametri dei fori che vi sono associati, sono i seguenti:

Trave  $AB$ , sezione  $C$ :

$$N = 111\,630\,N \quad T = 7\,109\,N \quad M_f = 6\,043\,Nm \quad d = 42\,mm$$

Trave  $DE$ , sezione  $C$ :

$$N = -106\,878\,N \quad T = 32\,996\,N \quad M_f = 6\,043\,Nm \quad d = 42\,mm$$

Trave  $DE$ , sezione  $P$ :

$$N = -106\,878\,N \quad T = 32\,996\,N \quad M_f = 3\,856\,Nm \quad d = 54\,mm$$

Per quanto riguarda le sezioni  $C$ , le cui condizioni di carico e geometriche sono abbastanza simili, si procederà al dimensionamento di una e alla verifica dell'altra. Per la sezione  $P$  invece, le cui dimensioni del foro sono molto diverse, si opererà un dimensionamento dedicato.

### 5.5.2.1 Dimensionamento e verifica del punto C delle travi

Consideriamo la trave  $AB$ , e il suo stato di tensione ai bordi della sezione più sollecitata (sezione  $C$  in  $y = h/2$ ). Dimensioneremo tale sezione perché resista al momento flettente, e verifichiamo poi se questa e le altre sezioni resistono. Poiché il momento flettente non è l'unico sforzo che agisce sulla sezione, sarà opportuno utilizzare nel dimensionamento un coefficiente di sicurezza maggiorato.

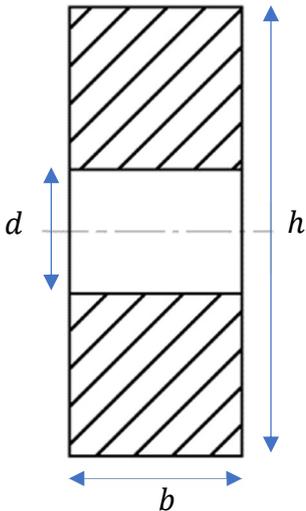


Fig. 5.7. Sezione C della trave

Consideriamo la forma della sezione. La sezione della trave è rettangolare. Presenta tuttavia un foro centrale di diametro  $d$ , necessario per il funzionamento che hanno da cerniere interne, che ne riduce l'area resistente.

Dal precedente dimensionamento della cerniera interna, è stato ricavato:

$$d = 42 \text{ mm}$$

Le caratteristiche geometriche di una sezione così configurata sono le seguenti:

$$A = b (h - d)$$

$$J_z = \frac{b (h^3 - d^3)}{12} \quad W_z = \frac{b (h^3 - d^3)}{6 h}$$

Consideriamo un comune acciaio da costruzione: l'acciaio strutturale S235. Tale acciaio presenta un carico di snervamento pari a:

$$R_{p02} = 235 \text{ MPa}$$

La duttilità del materiale è ciò che fa sì che l'effetto di intensificazione delle tensioni dovuto alla presenza del foro sia trascurabile. Se pure si arrivasse localmente allo snervamento del materiale, la sua duttilità farebbe sì che la deformazione fosse plastica, con incrudimento locale del materiale. Il picco di tensione sarebbe distribuito al materiale vicino.

L'obiettivo è un coefficiente di sicurezza  $CS = 1,5$  ma poiché stiamo dimensionando solo rispetto al momento flettente, mentre la sezione è soggetta anche a un forte sforzo normale, introduciamo un coefficiente maggiorato:

$$CS^* = 2,5 \quad \sigma_{amm} = \frac{R_{p0}}{CS^*} = 94 \text{ MPa}$$

Come già indicato, il momento flettente in  $C$  è pari a:

$$M_f = 6\,043 \text{ Nm}$$

Per ottenere la tensione ammissibile calcolata è perciò necessario un momento resistente della sezione pari a:

$$W_z = \frac{M_f}{\sigma_{amm}} = 55\,420 \text{ mm}^3$$

Ponendo un rapporto ragionevole di 3 tra le dimensioni della sezione, si ottengono i seguenti valori:

$$b = \frac{h}{3} \quad h^* = 107,2 \text{ mm} \quad b^* = 35,7 \text{ mm}$$

Da cui, approssimando a cifre tonde:

$$h = 108 \text{ mm} \quad b = 36 \text{ mm}$$

Il dimensionamento di  $AB$  rispetto al momento flettente massimo in  $C$  ha fornito valori di primo tentativo di  $b$  ed  $h$ . Tali valori saranno utilizzati per verificare che la sezione dimensionata resista effettivamente al suo stato di sollecitazione completo. Sarà anche verificato se tali valori siano utilizzabili anche per le sezioni più sollecitate della trave  $DE$ .

Data una sezione rettangolare di dimensioni  $b$  ed  $h$ , l'area di tale sezione è pari a:

$$A = b h$$

Mentre il suo momento d'inerzia rispetto all'asse baricentrico orizzontale, e il corrispondente momento resistente, sono:

$$J_z = \frac{b h^3}{12} \quad W_z = \frac{b h^2}{6}$$

Lo sforzo di taglio è molto alto. Sarà opportuno valutare come influisce sullo stato tensionale della sezione. Definiamo allora il momento statico della sezione rispetto ad un asse parallelo a  $z$  e distante  $y$  dal baricentro.

$$S_z(y) = \frac{b}{2} \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad \text{per} \quad d/2 < y < h/2$$

Per ciascuna sezione, analizziamo lo stato di tensione sui bordi esterni superiore ed inferiore della sezione ( $y = \pm h/2$ ) e sui bordi del foro ( $y = \pm d/2$ ).

Per  $y = \pm h/2$ , avremo tensioni normali e tangenziali pari a:

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_M = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W_z} \quad \tau = 0$$

$\sigma$  Tensione normale

$\sigma_N$  Tensione normale dovuta allo sforzo normale

$\sigma_M$  Tensione normale dovuta al momento flettente

$\tau$  Tensione tangenziale dovuta al taglio

Per  $y = 0$ , avremo:

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_M = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{J_z} \frac{d}{2} \quad \tau = \frac{T S(d/2)}{J_z b}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$\sigma_{VM}$  Tensione normale equivalente secondo il criterio di Von Mises

La verifica di un punto di una sezione consiste nel determinare il coefficiente di sicurezza di tale punto, vale a dire il rapporto tra il carico di snervamento del materiale e la tensione nel punto stesso, e nella verifica che tale coefficiente di sicurezza sia superiore a un certo valore stabilito.

Dobbiamo garantire che valga in ogni punto:

$$CS > 1,5$$

Utilizzando i valori di  $b$  ed  $h$  ottenuti tramite il dimensionamento per risolvere le equazioni di verifica, si ottengono i seguenti risultati:

Trave *AB*:

	Tensione normale $\sigma$	Tensione tangenziale $\tau$	Tensione equivalente $\sigma_{VM}$	<i>CS</i>
$y = h/2$	138,7 MPa	0 MPa	138,7 MPa	1,7
$y = d/2$	82,7 MPa	2,5 MPa	82,8 MPa	2,8

Trave *AB*:

	Tensione normale $\sigma$	Tensione tangenziale $\tau$	Tensione equivalente $\sigma_{VM}$	<i>CS</i>
$y = h/2$	136,7 MPa	0 MPa	136,7 MPa	1,7
$y = d/2$	80,7 MPa	11,5 MPa	83,1 MPa	2,8

Il coefficiente di sicurezza minimo è garantito ovunque.

### 5.5.2.2 Dimensionamento e verifica del punto $P$ della trave $DE$

Il problema è esattamente lo stesso appena affrontato per il punto  $C$ , le uniche differenze sono nel diametro del foro e nell'entità degli sforzi.

Dal dimensionamento dell'albero di spinta dei pistoni, abbiamo ottenuto il diametro:

$$d = 54 \text{ mm}$$

Seguiremo lo stesso approccio utilizzato per il punto  $C$ : dimensioneremo inizialmente tenendo conto unicamente del momento flettente, per poi verificare che la sezione resista in ogni suo punto al sistema di sforzi completo.

Il materiale è lo stesso utilizzato per il dimensionamento precedente, anche perché una delle sezioni verificate nel dimensionamento precedente è la sezione  $C$  della trave  $DE$ , che è la stessa a cui appartiene  $P$ . Adottiamo perciò un acciaio  $S235$ , e, come prima, imponiamo nel dimensionamento un coefficiente di sicurezza maggiorato  $CS^*$ :

$$R_{P02} = 235 \text{ MPa} \quad CS^* = 2,5$$

Come già indicato precedentemente, il momento flettente nella sezione è:

$$M_f = 3\,856 \text{ Nm}$$

Dimensioniamo esattamente come fatto per  $C$ , con la differenza che stavolta  $b$  è imposta dal dimensionamento precedente, mentre si assume che  $h$  possa variare lungo la coordinata longitudinale  $x$  della trave.

$$b = \frac{h}{3} \quad h^* = 99,2 \text{ mm} \quad b^* = 35,7 \text{ mm}$$

Da cui, approssimando a cifre tonde:

$$h = 100 \text{ mm} \quad b = 36 \text{ mm}$$

Anche per la verifica si utilizza esattamente lo stesso metodo visto per la sezione  $C$ . Di nuovo, vista l'entità del taglio e la forma particolare della sezione, verifichiamo la sezione rispetto al sistema di sforzi completo, sia sui bordi esterni che sui bordi del foro.

	Tensione normale $\sigma$	Tensione tangenziale $\tau$	Tensione equivalente $\sigma_{VM}$	$CS$
$y = h/2$	140,8 MPa	0 MPa	140,8 MPa	1,7
$y = d/2$	105,7 MPa	11,6 MPa	107,6 MPa	2,2

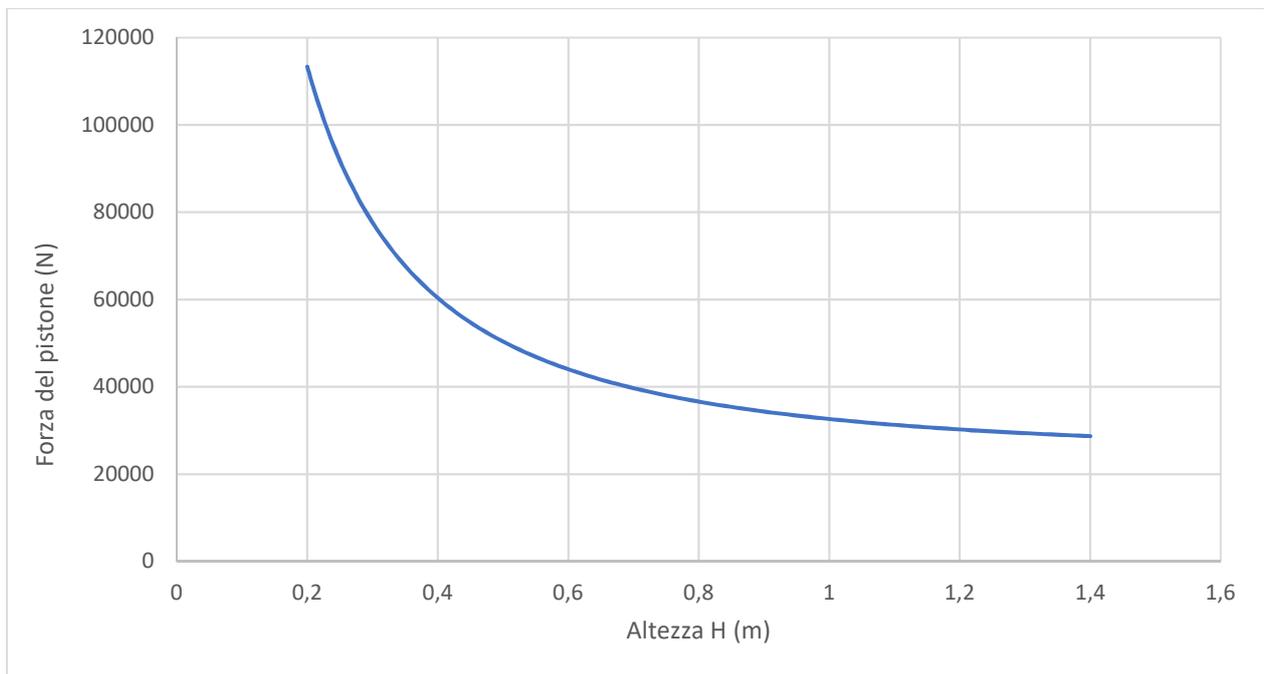
Anche in questo caso, la condizione  $CS > 1,5$  è garantita ovunque

## 5.6 Azionamenti del sistema di sollevamento

Come abbiamo detto, la spinta in  $P$ , cui si deve il sollevamento della piattaforma nel pantografo, è causata dall'azione di due cilindri idraulici. Andiamo perciò a dimensionare questi componenti.

Faremo riferimento per il dimensionamento ai cilindri idraulici della Rexroth, azienda del gruppo Bosch.

La forza del pistone è calcolabile a come somma vettoriale delle forze vincolari interne nel punto  $P$ . L'andamento di tale forza in funzione dell'altezza del pantografo è, per ciascun cilindro, il seguente.



Ovviamente, il dimensionamento deve essere fatto in funzione della massima forza che il cilindro deve esprimere. Tale valore massimo si ottiene per la minima altezza del pantografo, ed è pari a:

$$F_p = 113,3 \text{ kN}$$

La massima pressione utilizzata nei cilindri standard prodotti dalla Bosch Rexroth è:

$$p = 250 \text{ Bar}$$

È quindi necessario un pistone la cui area della sezione circolare sia maggiore di un certo valore minimo, pari a:

$$A_{min} = F_p/p$$

Cui corrisponde, per questi valori di forza e di pressione, una sezione di diametro:

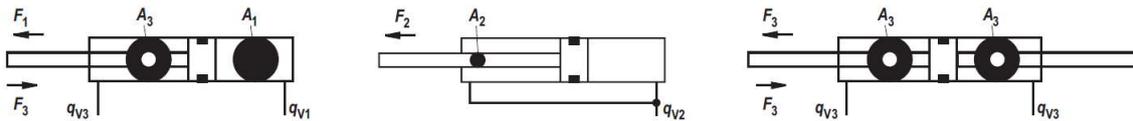
$$d_{min} = 76 \text{ mm}$$

Con la scelta che è stata fatta di porre il segmento  $EP = 550 \text{ mm}$ , la lunghezza minima e massima che il cilindro deve garantire sono le seguenti:

$$AP_{min} = 563 \text{ mm} \qquad AP_{max} = 1 \text{ m}$$

Da cui risulta una corsa pari a  $427 \text{ mm}$ .

Capite perciò le necessità del cilindro, andiamo a cercare quale sia, da catalogo, la scelta più adatta.



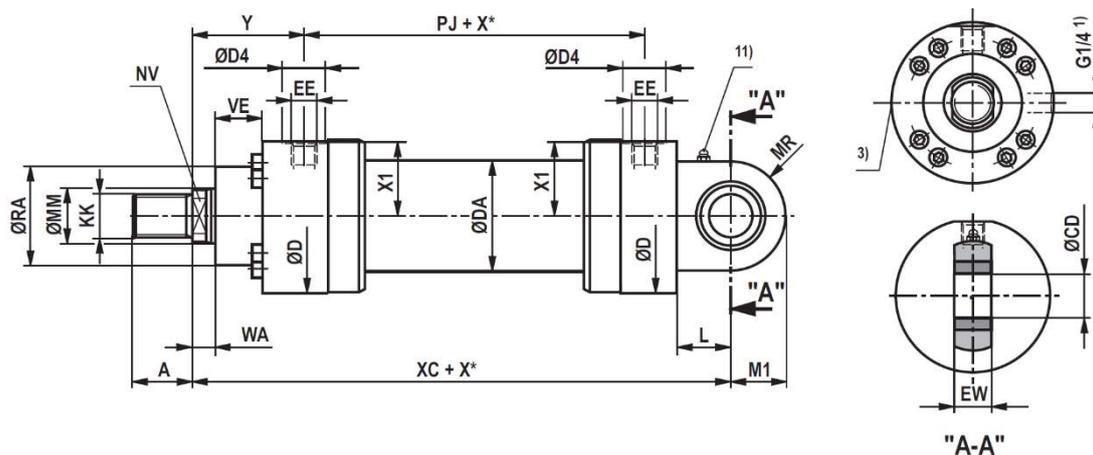
### Diameters, areas, forces, flow

Piston $\varnothing AL$ mm	Piston rod $\varnothing MM$ mm	Area ratio $\varphi$ $A_1/A_3$	Areas			Force at 250 bar			Flow at 0.1 m/s			max. available stroke length mm
			Piston $A_1$ $\text{cm}^2$	Rod $A_2$ $\text{cm}^2$	Ring $A_3$ $\text{cm}^2$	Pressure $F_1$ kN	Diff. $F_2$ kN	Pulling $F_3$ kN	Off $q_{v1}$ l/min	Diff. $q_{v2}$ l/min	On $q_{v3}$ l/min	
80	45 56	1.46 1.96	50.26	15.90	34.36	125.65	39.75	85.90	30.2	9.5	20.7	2000
				24.63	25.63	61.55	64.10	14.8	15.4			

Figura 5.8. Parametri funzionali del cilindro scelto

La Bosch Rexroth propone una dimensione, associata a vari modelli di cilindro, che sembra adattarsi perfettamente alle necessità: la forza in spinta  $F_1$  è maggiore della necessaria, e la massima corsa è molto maggiore di quella che ci serve.

Il modello base di cilindro è il seguente, il CDH1: MP3, il cui schizzo è qui riportato con i valori delle corrispettive quote dimensionali.



$\varnothing AL$	$\varnothing MM$	KK	A	KK	A	NV	$\varnothing D$	$\varnothing DA$	$\varnothing D4$	EE	EE	Y	PJ	
80	45/56	M35x1.5	35	M39x3	55	36/46	140	95	42	G3/4	M27x2	104	146	
			X1	WA	XC	L	MR	M1	$\varnothing CD$ H11	EW -0.4	$\varnothing RA$	VE	$\varnothing RA$	VE
			67	20	330	50	52	50	40	35	95	45	95	13

Figura 5.9. Parametri dimensionali del cilindro scelto

Per quanto riguarda la velocità, per il modello di cilindro che ci interessa, la velocità massima consentita è di  $0,18 \text{ m/s}$ , ma è consigliata una velocità di  $0,1 \text{ m/s}$ .

È possibile allora calcolare la potenza necessaria per far funzionare la pompa di alimentazione del cilindro idraulico. Consideriamo, per il dimensionamento della pompa, la massima forza esprimibile dal cilindro  $F_1$  e la massima velocità consentita. Sappiamo che questi valori sono superiori alla massima forza necessaria  $F_p$  e alla velocità che sarà imposta, ma è meglio che la pompa non sia sottodimensionata rispetto ai cilindri.

La potenza richiesta da ciascun cilindro è:

$$P_{cil} = F_1 v_{max} = 22,62 \text{ kW}$$

I cilindri sono due, ma è opportuno prevedere una sola pompa. Questo non solo per il risparmio economico, ma anche e soprattutto perché si garantisce che la pressione nei due cilindri sia la stessa. Allora la potenza necessaria per il motore elettrico incaricato di alimentare la pompa è:

$$P_{tot} = 2 P_{cil} = 45,24 \text{ kW}$$

## 6. Il sistema di regolazione

### 6.1 Principio di funzionamento

Il sistema di sollevamento a pantografo è in grado di sollevare efficacemente il carico fino ad un intorno dell'altezza necessaria.

Una delle richieste esplicite dell'INFN, emersa durante una presentazione parziale del progetto, è quella di prevedere un sistema di regolazione di altezza ed inclinazione del carico, che renda il carrello il più versatile possibile nei confronti delle piccole regolazioni utili ad allineare le flange del carrello a quelle del resto dell'impianto.

In questo senso, è stato sviluppato un sistema di regolazione a viti, che permette il sollevamento o l'abbassamento del gruppo magneti, fino a un massimo di qualche centimetro rispetto all'altezza imposta dal pantografo. Il sistema permette soprattutto l'inclinazione del piano attorno ai suoi due assi principali, mediante la diversa regolazione delle viti coinvolte.

Il meccanismo di funzionamento è qui illustrato.

È stata ipotizzata una certa struttura di supporto dei magneti. La forma della struttura non è importante ai fini del funzionamento di questo sistema, purché appoggi su tre zampe, appositamente forate.

La zampa della struttura si appoggia su una vite di regolazione, avvitata nella piattaforma superiore del pantografo. L'avvitamento e svitamento della vite costituiscono il sistema di regolazione. Avvitando la vite, infatti, la zampa della struttura superiore viene elevata, svitandola abbassata.

Sia la vite di regolazione che la zampa sono forate, e il foro di quest'ultima è filettato. Una vite interna, che passa attraverso la vite di regolazione e si avvita nella zampa, garantisce l'accoppiamento tra i due elementi.

L'altra funzione della vite interna è quella di impedire, se serrata, lo svitamento spontaneo della vite di regolazione.

Il basso valore delle coppie in gioco e le difficoltà legate ad una eventuale motorizzazione, che richiederebbe diverse rotazioni indipendenti le une dalle altre, fanno sì che sia conveniente gestire l'intera regolazione manualmente.

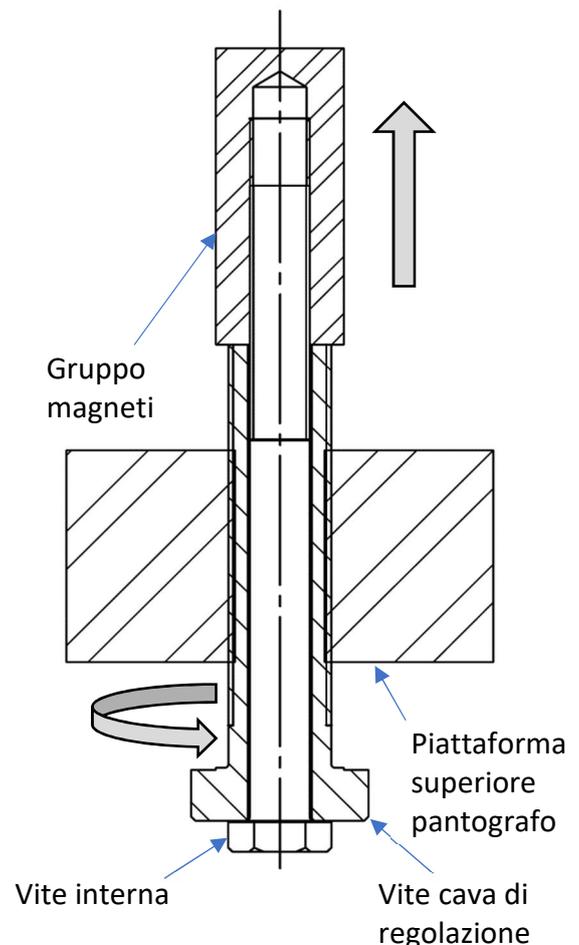


Figura 6.1. Gli elementi di regolazione

## 6.2 Esempio di processo di regolazione

La piattaforma superiore del pantografo è stata sollevata, tuttavia le flange del gruppo magneti non sono perfettamente allineate con quelle dell'impianto esterno. Nei seguenti disegni, la condizione di allineamento delle flange è data dalla corrispondenza del piano definito dalle viti di regolazione con le due frecce di riferimento azzurre.

È conveniente che una delle viti sia disposta nel punto medio di un lato corto del rettangolo che costituisce la piattaforma superiore del pantografo, e le altre due sul lato opposto, come da disegno. In questo modo, le viti sono posizionate molto vicino agli accoppiamenti tra flange, e la regolazione è facilitata. Una volta trovata la posizione ottimale per una delle flange, infatti, la regolazione dell'altra non ne modifica la posizione.

Le flange non sono allineate: il piano si trova più in basso rispetto alle frecce di riferimento.

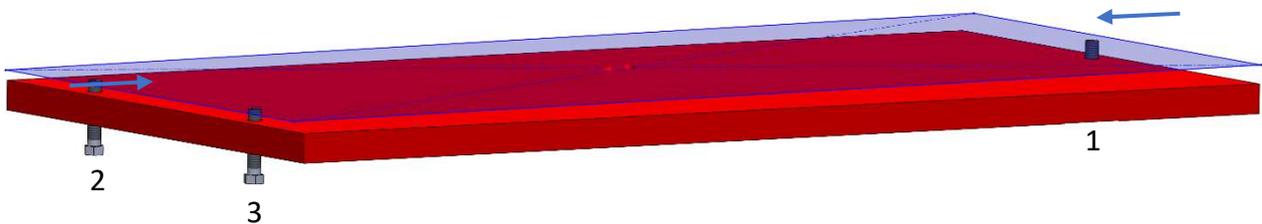


Figura 6.2. Stato iniziale del sistema di regolazione

### Accoppiamento della prima coppia di flange

La vite 1 viene avvitata, fino a che la flangia corrispondente del gruppo magneti non è allineata con la rispettiva flangia che la collega al resto dell'impianto. Tale condizione è qui rappresentata dalla corrispondenza del piano con una delle due frecce di riferimento azzurre.

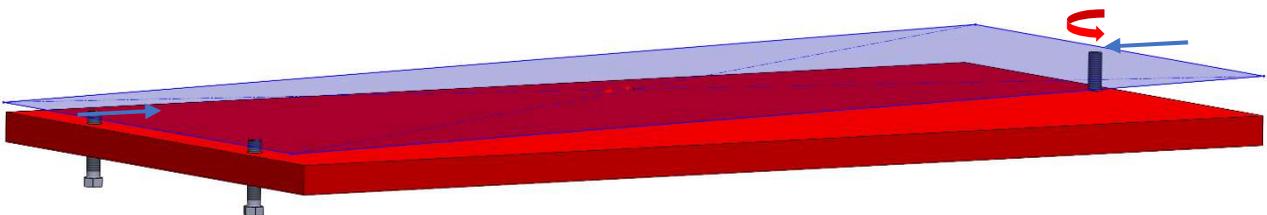
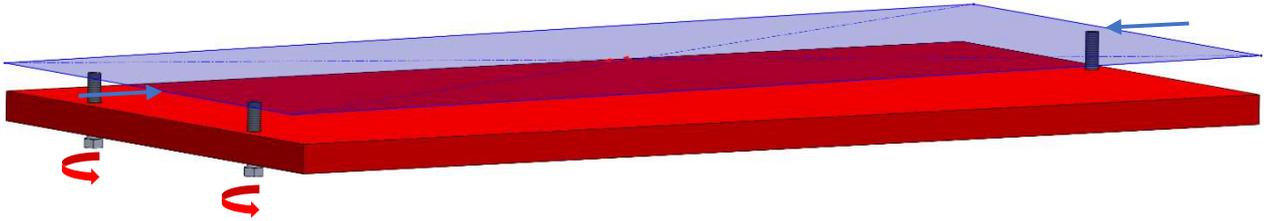


Figura 6.3. Prima fase della regolazione

### Accoppiamento della seconda coppia di flange

Le viti 2 e 3 vengono avvitate fino a quando anche la seconda coppia di flange non è allineata (corrispondenza del piano con la seconda freccia azzurra).



*Figura 6.4. Seconda fase della regolazione*

A questo punto tutte le flange, allineate con precisione millimetrica, possono essere imbullonate, collegando così il gruppo magneti al resto dell'impianto. Tutte le viti di collegamento interne, la cui funzione è quella di accoppiare le viti cave al gruppo magneti, possono essere serrate, prevenendo così lo svitamento delle viti di regolazione.

## 6.3 Dimensionamento delle viti di regolazione

### 6.3.1 Dimensionamento statico

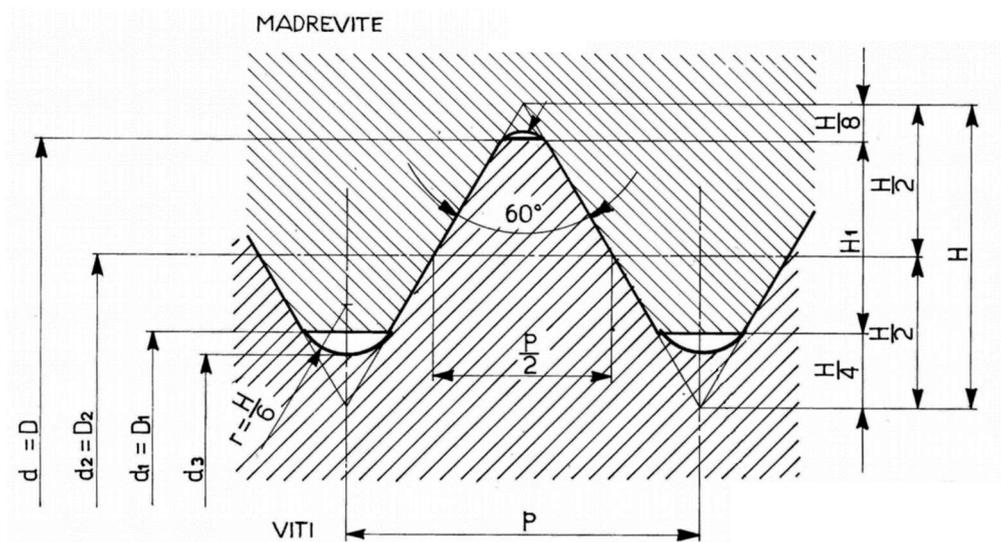


Figura 6.6. Diametri caratteristici di un accoppiamento vite-madrevite

Il dimensionamento della vite interna ci interessa solo limitatamente. Tale vite è, a tutti gli effetti, un fissaggio, necessario al collegamento della vite cava con la struttura di supporto dei magneti. È tuttavia necessario ipotizzare un diametro di vite e una coppia di serraggio della stessa, poiché questi fattori influenzano il dimensionamento della vite di regolazione. Il diametro della vite interna influenza il diametro interno della vite cava, mentre la coppia di serraggio influenza il carico assiale agente su di essa.

Scegliamo di utilizzare una vite interna  $M12 \times 1,75$ , Classe di resistenza 8.8

Il diametro esterno della vite è quindi pari a:

$$d = 12 \text{ mm}$$

Per garantire un gioco sufficiente possiamo ipotizzare il diametro interno della vite cava pari a:

$$D_i = 14 \text{ mm}$$

Nota: indichiamo, qui e di seguito, con le  $D$  maiuscole i diametri associati alla vite cava, e con le  $d$  minuscole quelli associati alla vite interna. questa notazione non deve essere confusa con quella del disegno in figura, nella quale le  $D$  maiuscole sono associate alla madrevite. Utilizziamo questa notazione perché, definito il dimensionamento delle due viti, le rispettive madreviti sono automaticamente definite.

Torniamo al dimensionamento. Il precarico massimo consigliato per la vite interna è pari a:

$$F_i = K \sigma_p A$$

$K = 0,75$  Coefficiente per collegamenti rimovibili

$\sigma_p = 0,85 R_{p02}$  Tensione ammissibile nella vite

$A = \frac{\pi d_3^2}{4}$  Sezione di nocciolo della vite

$d_3$  Diametro di nocciolo della vite

Da cui risulta:

$$F_i = 32\,688\text{ N}$$

Questo precarico andrà considerato, insieme al carico dovuto al peso del gruppo magneti, nel dimensionamento delle viti di regolazione.

Al precarico corrisponde una coppia di serraggio pari a:

$$M_T = Q F_i d$$

ipotizzando un coefficiente di attrito pari a  $f = 0,15$  tra i filetti e tra la testa della vite e la corrispondente superficie di contatto si ottiene un valore del fattore di attrito pari a  $Q = 0,2$ .

Da cui:

$$M_T = 78,5\text{ Nm}$$

Perché sia valido il dimensionamento delle viti cave, questa coppia di serraggio non deve essere superata.

Consideriamo ora la vite cava. È stato detto che saranno usate tre viti per il sistema di regolazione. Tuttavia, la disposizione geometrica delle viti fa sì che il peso non sia distribuito uniformemente tra le tre viti. La vite che si trova nel punto medio del lato corto della piattaforma è più sollecitata. Più specificatamente, tale vite deve sopportare la metà del peso del gruppo magneti.

Consideriamo quindi il dimensionamento di tale vite.

Per quanto detto, la vite è sottoposta ad una forza normale di compressione pari a:

$$F_1 = \frac{m g}{2} = 12\,258\text{ N}$$

con  $m = 2\,500\text{ kg}$ .

Tutte le viti sentono inoltre una seconda forza di compressione, dovuta al precarico della vite interna, il cui valore massimo può arrivare a:

$$F_2 = F_i = 32\,688\text{ N}$$

Durante le regolazioni, è sconsigliabile che le viti interne rimangano serrate, poiché questo aumenta le coppie di attrito e l'usura dei componenti.

Il carico di compressione a cui è sottoposta la vite cava è quindi:

$$P = F_1 + F_2 = 44\,946\text{ N}$$

Consideriamo una vite di classe di resistenza 8.8. I carichi massimo e di snervamento di una vite di tale classe sono, rispettivamente:

$$R_m = 800\text{ MPa} \quad R_{p02} = 0,8 R_m = 640\text{ MPa}$$

Come visto per la vite interna, la massima tensione ammissibile è pari a:

$$\sigma_p = 0,85 R_{p02} = 544\text{ MPa}$$

L'area resistente di tale vite deve perciò essere pari a:

$$A = \frac{P}{\sigma_p} = 82,6\text{ mm}^2$$

Considerando la presenza del diametro interno del foro  $D_i$ , il diametro minimo di nocciolo della vite deve essere:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 A}{\pi} + D_i^2} = 18\text{ mm}$$

Tale diametro minimo di nocciolo è garantito da una vite M22x2,5

### 6.3.2 Verifica della resistenza al carico di punta

Consideriamo ora la resistenza al carico di punta della vite cava, al fine di calcolare di quanto la vite cava possa sporgere rispetto alla piattaforma superiore del pantografo, senza che si rischi il collasso del sistema di regolazione. Cautelativamente, ignoriamo la presenza della vite interna, che impedirebbe alla vite cava di inflettersi oltre una certa soglia, contribuendo ad aumentarne la rigidità quando l'inflessione le portasse in contatto.

Consideriamo la vite cava come un tubo di diametro interno pari a  $D_i$  e diametro esterno pari a  $D_1$  diametro di nocciolo. Il momento d'inerzia diametrale di tale tubo è pari a:

$$I_D = \pi \frac{D_1^4 - D_i^4}{64} = 3\,267 \text{ mm}^4$$

Il carico critico che manda la trave in instabilità elastica si calcola come:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I_D}{L_0^2}$$

Ponendo  $E = 220 \text{ GPa}$ , e ponendo  $P_{cr}$  pari alla forza di compressione a cui è sottoposta la vite, otteniamo una lunghezza libera di inflessione:

$$L_0 = 397 \text{ mm}$$

Il rapporto tra questa lunghezza e la massima sporgenza della vite dalla piattaforma dipende dai vincoli della vite. L'accoppiamento con la piattaforma superiore del pantografo è senza dubbio assimilabile ad un incastro, mentre ipotizziamo che l'altro estremo sia libero. Questo non è del tutto vero, perché la vite riceve una spinta distribuita su una superficie, che tende a far rimanere il suo asse (localmente) perpendicolare alla superficie stessa. Ma l'ipotesi è cautelativa, quindi accettabile.

Con dei vincoli incastro-libero, il rapporto tra lunghezza della trave e lunghezza libera di inflessione, è:

$$L_0 = 2 L$$

Da cui otteniamo una lunghezza massima di sporgenza:

$$L = \frac{L_0}{2} = 198 \text{ mm}$$

### 6.3.3 Scelta delle viti e coppia di attrito nella regolazione

Un valore verosimile dello spessore della piattaforma superiore del pantografo, che fa da madre vite, è:

$$t = 50 \text{ mm}$$

Una lunghezza di  $100 \text{ mm}$  della parte filettata della vite cava garantirebbe un margine di regolazione di  $50 \text{ mm}$ , più che sufficiente ad essere certi che la regolazione sia possibile.

Anche quando la vite fosse completamente avvitata nella piattaforma del pantografo, e quindi la sporgenza fosse massima, i  $50 \text{ mm}$  di sporgenza sarebbero pari a circa  $1/4$  della lunghezza limite, definita dalla resistenza al carico di punta. Il sistema non correrebbe alcun rischio di collasso elastico.

Scegliamo perciò, per le viti, le dimensioni indicate da disegno.

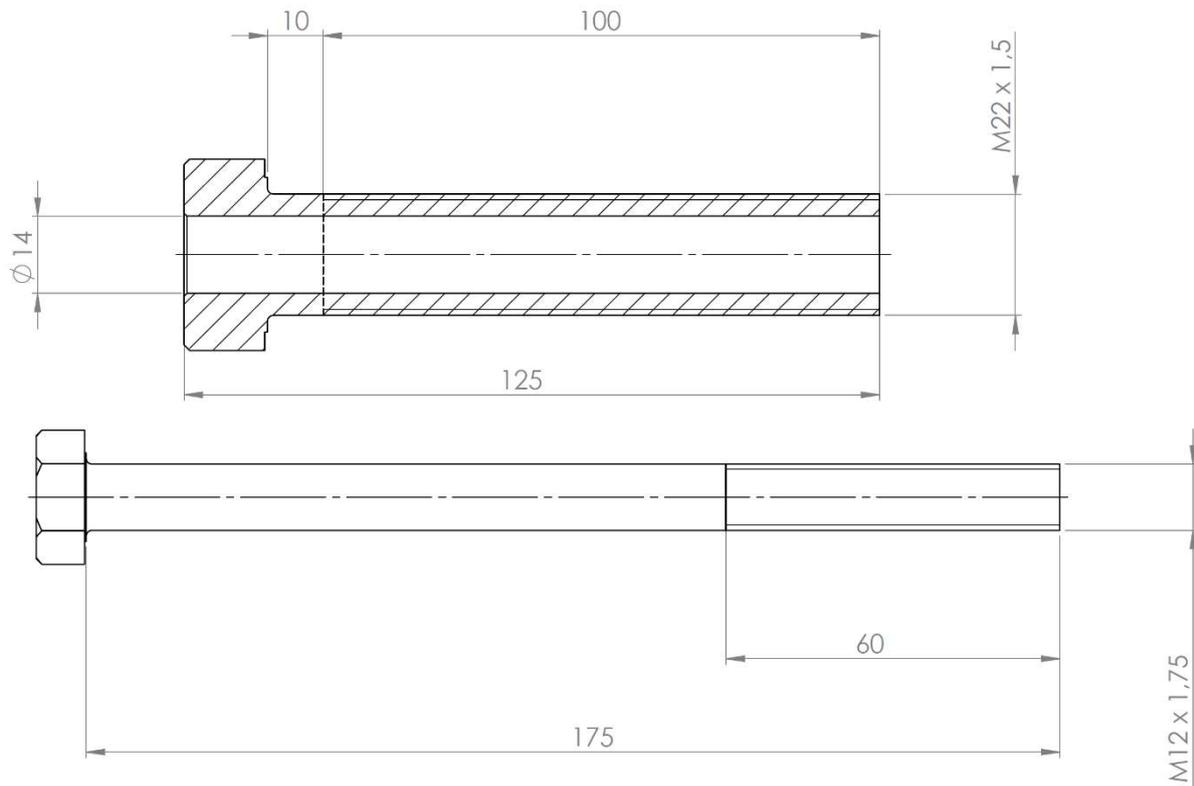


Figura 6.7. Le viti di regolazione

Scelte le viti, l'unico aspetto che manca è il calcolo della coppia richiesta per la rotazione della vite cava di regolazione. Non si tratta di una coppia di serraggio, perché la vite in questione non è un elemento di fissaggio, ma di una coppia necessaria a vincere gli attriti e permettere la rotazione.

Per minimizzare gli attriti e l'usura dei componenti, è opportuno che le viti interne vengano allentate durante le regolazioni, per poi essere serrate nuovamente a regolazione terminata. L'allentamento delle viti interne può causare fino ad una totale assenza di precarico nella vite interna. Questo non costituisce un problema, fintanto che almeno una parte della vite interna rimanga avvitata nella struttura del gruppo magneti, garantendo una certa coassialità tra questa e la vite cava (la vite interna fa, in questo caso, da perno di accoppiamento).

Supponiamo invece che l'allentamento sia parziale, e agisca solo un precarico pari al 20% di quello iniziale. Se il precarico fosse superiore, la coppia di attrito crescerebbe proporzionalmente con esso.

$$F_{2,max} = 32\,688\,N \qquad F_{2,20\%} = 0,2\,F_{2,max} = 6\,538\,N$$

La forza peso del gruppo magneti agisce invece integralmente. Come già visto per il dimensionamento, tale forza peso è pari alla metà del peso del gruppo magneti nel caso più critico.

$$F_1 = \frac{m\,g}{2} = 12\,258\,N$$

La forza complessivamente agente sulla vite cava è perciò:

$$F = F_1 + F_{2,20\%} = 18\,796\,N$$

Supponendo un coefficiente di attrito  $f = 0,15$  possiamo nuovamente porre un valore del fattore complessivo di attrito  $Q = 0,2$ .

Utilizzando la stessa metodologia già adottata per la coppia di serraggio, otteniamo la coppia di attrito, associata a un precarico residuo del 20%:

$$M_{T,20\%} = Q\,F\,D = 82\,Nm$$

Si raccomanda di allentare ulteriormente la vite interna qualora si incontrassero coppie di attrito superiori.

Qualora si annullasse totalmente il precarico allentando la vite interna, la coppia di attrito scenderebbe ad un valore pari a:

$$M_{T,0\%} = Q\,F_1\,D = 54\,Nm$$

## 7. Conclusioni e ringraziamenti

Passo dopo passo, sono stati dimensionati tutti gli elementi principali del carrello. In più momenti è stato necessario tornare indietro e stravolgere una soluzione che era sembrata buona, per incompatibilità con nuove problematiche, ma d'altronde questa è l'essenza della progettazione.

Siamo partiti dal layout previsto per il laboratorio. Dopo aver analizzato diverse soluzioni, abbiamo deciso che il sistema a rotaia era quello che forniva la miglior fattibilità del progetto. Questo non tanto per l'assenza di problematiche, quanto per la maggior superabilità delle stesse rispetto alle altre soluzioni possibili.

Scartato l'utilizzo di rotaie tradizionali, per via di problemi associati alla calandratura delle stesse, ci siamo rivolti ad un fornitore specializzato di rotaie prefabbricate destinate all'industria, risolvendo mediante l'utilizzo di rotaie pre-curvate i problemi associati alla curvatura della traiettoria.

Per quanto riguarda l'intersezione tra la rotaia del Magnex e quelle del gruppo magneti, abbiamo detto che il sistema di appoggi può essere strutturato in modo tale che il tratto finale delle rotaie del gruppo magneti sia smontabile. Abbiamo poi visto che, impostando adeguatamente la traiettoria, è possibile star fuori dallo spazio di movimentazione del Magnex. Il che fa sì che, diversamente da quanto si pensava inizialmente, le rotaie e i loro supporti non debbano essere smontati e rimontati ad ogni utilizzo, ma solo in caso di rotazioni straordinarie necessarie per il Magnex.

Nel decidere la configurazione di appoggio del carrello sulle rotaie, analisi statiche e dinamiche ci hanno mostrato che per resistere ai carichi dinamici e, soprattutto, alle eccentricità, il carrello necessita di una base ampia e forte, che soltanto un appoggio rettangolare su quattro punti è in grado di fornire.

Anche il sistema di rotazione ha funzione strutturale. Dopo aver scartato soluzioni diverse, è quindi emerso che un cuscinetto a rulli incrociati, grazie alla sua resistenza ai momenti sbilanciati e alla sua compattezza, è la soluzione che combina al meglio le necessità dinamiche nella rotazione del carico, strutturali e di ingombro.

Per quel che riguarda il sollevamento, un sistema a pantografo personalizzato è stato dettagliatamente dimensionato, tenendo conto dell'influenza di ogni parametro (altezza, proporzione tra i componenti, ...) sullo stato di tensione dei componenti che ne fanno parte. Per quanto riguarda la spinta, dopo il calcolo della forza necessaria, i cilindri idraulici sono stati dimensionati affidandosi ad un leader mondiale del settore.

Malgrado l'utilizzo intenso di cataloghi e manuali tecnici, necessario per l'ottimizzazione di un prodotto eventualmente destinato alla realizzazione, i ruoli chiave della progettazione sono stati in ogni fase demandati alle scienze di base dell'Ingegneria Meccanica. Le analisi cinematiche del moto, le analisi dei carichi statici e dinamici indotti dai magneti e dal peso proprio dei componenti, le analisi strutturali dei componenti, sono state le fondamenta sulle quali il progetto è stato edificato.

Non c'è differenza sostanziale tra le metodologie di dimensionamento proposte da fornitori diversi, e un componente commerciale può sempre essere sostituito, ma la capacità di risolvere problemi, obiettivo finale di un corso di laurea in Ingegneria, viene da una comprensione profonda del funzionamento delle cose, che solo anni di studio ed esperienza possono fornire, e che non è acquisibile con nessun manuale o catalogo.

I miei più sinceri ringraziamenti vanno ai miei relatori: i professori Carlo Ferraresi e Felice Iazzi e la dottoressa Daniela Calvo, che mi hanno seguito attentamente durante lo sviluppo della tesi, fornendo supporto e guida, spesso a distanza, senza porre ostacoli alle mie scelte e creatività.

Un ringraziamento va anche all'INFN, che ha commissionato il progetto. L'esperienza di lavorare in un contesto multidisciplinare ad alto contenuto scientifico e tecnologico, è stata estremamente stimolante. La necessità di interfacciarmi con un committente, ascoltarne le ragioni e dover rendere conto dei risultati, ha dato una dimensione in più alla mia tesi. L'effettiva utilità del mio progetto è ciò che ha reso questa tesi speciale. Li ringrazio inoltre per l'accoglienza a Catania, e per aver ascoltato le mie proposte, facendomi sentire tra pari in mezzo a scienziati e professionisti di esperienza decennale.

Vorrei infine ringraziare il Politecnico di Torino e chi ne fa parte. Quello per il conseguimento di una laurea in Ingegneria è, fisiologicamente, un percorso difficile, ma l'organizzazione e la professionalità che mi sono state offerte sono state le migliori.

## 8. Bibliografia e sitografia

C. Ferraresi, T. Raparelli, Meccanica applicata, CLUT, 2007.

G. Jacazio, B. Piombo, Meccanica applicata alle macchine, voll. I e II, Levrotto & Bella, 1994.

G. Jacazio, La trasmissione del moto, Levrotto & Bella, 1992.

A. Somà, Fondamenti di meccanica strutturale, Levrotto & Bella, 2013.

R. Budynas, J. Nisbett, Shigley, Progetto e costruzione di macchine, McGraw Hill, Edizione Italiana (II), 2008.

E. Chirone, S. Tornincasa, Disegno Tecnico Industriale, vol. I e II, Il Capitello, 1996.

F. Cappuzzello, The NUMEN project: NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay, in "The European Physical Journal A", 2018.

Cataloghi commerciali:

HepcoMotion, <https://www.hepcomotion.com/>

THK, <http://www.thk.com/>

Bosch Rexroth, <https://www.boschrexroth.com/>