# POLITECNICO DI TORINO

I° Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in

Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

# Progettazione meccanica e sistemistica di attrezzature per esperimento di fisica nucleare

**Relatore:** 

Prof. Carlo Ferraresi (DIMEAS)

Correlatori:

Prof. Felice Iazzi (DISAT)

Dott.ssa Daniela Calvo (INFN)

Candidato:

Nicola Battista

Anno accademico 2018/2019

# Indice

1. Intr	oduzione	5
1.1	L'esperimento NUMEN	7
2. Mo	vimentazione del gruppo dei magneti	9
2.1	Considerazioni preliminari	9
2.2	Gradi di libertà del carrello	13
2.3	Sequenze della movimentazione	14
2.4	Studio di soluzioni per la movimentazione	
2.4.	1 Movimentazione sospesa	19
2.4.	2 Movimentazione con sistemi di guida HepcoMotion	20
2.4.	3 Movimentazione con sistema "roller coaster"	21
2.4.	4 Movimentazione su rotaia	23
3. Ana	lisi funzionale del carrello	24
3.1	Analisi del sistema di sollevamento	25
3.2	Analisi del sistema di rotazione	28
3.3	Analisi del sistema di traslazione	31
3.4	Analisi del sistema di regolazione	32
4. Dim	nensionamento della struttura	35
4.1	Dimensionamento della struttura di supporto dei magneti	39
4.2	Dimensionamento del telaio superiore	58
4.3	Dimensionamento del telaio inferiore	67
4.4	Dimensionamento del telaio portante	70
4.5	Dimensionamento degli assali	73
4.5.	1 Geometria del modello CAD e analisi statica con Solidworks	73
4.5.	2 Sistema di sospensione dell'assale	75
5. Sist	ema di sollevamento con martinetti meccanici	83
5.1	Cinematica del moto	83
5.2	Progettazione impianto di sollevamento	83
6. Sist	ema di rotazione del carrello	91
6.1	Carichi agenti sulla ralla centrale	93
6.2	Scelta della modello di tavola girevole	96
6.3	Coppia e potenza richieste per la rotazione della tavola girevole	98
6.4	Carichi agenti sulle ralle sterzanti	
6.5	Scelta delle ralle sterzanti	
6.6	Superfici d'appoggio e fissaggio dei bulloni	102

6	.7	Supporti per il montaggio delle ralle1							
7.	Siste	tema di traslazione							
7	.1	Definizione del percorso							
7	.2	Armamento ferroviario : rotaie, traverse e sistema di fissaggio							
7	.3	Progettazione del sistema di movimentazione: gruppo ruote e motorizzazione	114						
7	.4	Forze associate alla traslazione							
7	.5	Scelta del gruppo di traslazione							
	7.5.2	5.1 Caratteristiche del motore							
	7.5.2	5.2 Caratteristiche del riduttore							
	7.5.3	5.3 Verifica slittamento ruota motrice							
8.	Siste	tema di regolazione							
8	.1	Dimensionamento delle viti di regolazione							
8	.2	Coppia necessaria per la regolazione							
Conclusioni									
Bibl	iogra	afia e sitografia							

#### 1. Introduzione

Il presente lavoro di tesi si inserisce all'interno del progetto NUMEN, sviluppato dall'INFN (Istituto Nazionale di Fisica Nucleare) nei Laboratori Nazionali del Sud di Catania. NUMEN è un progetto di respiro internazionale che vanta la partecipazione di studiosi e ricercatori da ogni parte del mondo. La collaborazione con il Politecnico di Torino nasce dall'esigenza dell'INFN di avviare un potenziamento dell'impianto e delle attrezzature utilizzate nell'esperimento.

L'esperimento NUMEN è presentato in maniera più dettagliata nel paragrafo successivo ma, in questa parte introduttiva, è necessaria una panoramica sullo stato attuale dell'impianto e sulle modifiche che si intendono implementare.

Attualmente l'impianto è costituito da una linea a bassa intensità, detta "Existing Line": il fascio di particelle, generato dal ciclotrone, arriva all'interno dello spettrometro MAGNEX con il quale si stanno effettuando delle misure pilota per l'esperimento NUMEN. Il fascio viene diretto contro una targhetta di materiale opportuno: dalla collisione si generano i nuovi prodotti di reazione che, continuando a viaggiare nella linea di fascio, giungono al rivelatore di piano focale e qui vengono rivelati. La linea a bassa intensità non presenta criticità per quanto riguarda l'assorbimento del fascio di ioni che non ha interagito, in quanto esso viene fermato in un misuratore di corrente di fascio posizionato a fianco del rivelatore di piano focale. Lo svantaggio della bassa intensità è che richiede una durata dell'esperimento eccessivamente lunga.

L'obiettivo dei lavori di potenziamento è proprio quello di incrementare l'intensità del fascio di ioni, al fine di ridurre la durata dell'esperimento e ottenere informazioni utili in tempi molto più brevi. E' necessaria, quindi, la costruzione di una nuova linea ad alta intensità, detta *"New Line"*. D'altro canto, l'aumento di intensità pone il problema di gestire il fascio di particelle che non reagiscono con la targhetta e giungono al rilevatore con un'energia ancora troppo elevata. Per ovviare al problema, a valle del rivelatore, si vogliono costruire due nuove linee (in rosso) che permettano di "spegnere" il fascio contro il *Beam Dump* : un blocco di cemento borato con nucleo di Titanio (o Tungsteno, in alternativa) con la funzione di assorbire completamente l'energia del fascio.

E' importante sottolineare che le due linee di "spegnimento" hanno un layout differente e, a seconda delle esigenze dell'esperimento, si dovrà utilizzare o l'una o l'altra linea per raggiungere il *Beam Dump*. In ogni caso, esse non saranno mai contemporaneamente attive.

A monte di ogni linea è previsto l'utilizzo in serie di due quadrupoli e due steerers, dispositivi magnetici utili alla focalizzazione del fascio. Considerando che il costo di ogni singolo magnete si aggira intorno ai 30.000 €, per la quadripletta si stima un totale di 120.000 €. Al fine di ottenere un sostanziale risparmio economico, si vuole utilizzare lo stesso gruppo di magneti e spostarlo da una linea all'altra invece di utilizzare una quadripletta per ogni linea.



#### Figura 1.1 La stanza del Magnex

In questo lavoro di tesi ci si è occupati della progettazione della struttura di sostegno dei quattro magneti, della loro movimentazione tra le due posizioni di lavoro e di altri aspetti sistemistici che sono emersi durante la fase di studio.

E' necessario premettere, ai fini della massima chiarezza espositiva, che esso costituisce un lavoro di progettazione meccanica e non affronta tematiche riguardanti la fisica nucleare. Non intende essere in alcun modo definitivo, ma si pone come un primo approccio al problema : si sono vagliate le diverse soluzioni progettuali e sistemistiche, individuando quelle non percorribili e fornendo una progettazione più dettagliata di quelle più interessanti.

#### **1.1 L'esperimento NUMEN**

L'esperimento NUMEN (NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay) studia le reazioni con doppio scambio di carica DCE (Double Change Excarge) nell'interazione tra ioni e targhetta, al fine di ricavare informazioni importanti per lo studio del doppio decadimento beta senza neutrini ( $0v\beta\beta$ ). L'idea di base è studiare il fenomeno del DCE per investigare quello del doppio decadimento beta senza neutrini beta senza neutrini, sfruttando le analogie esistenti tra i due processi.

Lo studio del doppio decadimento beta senza neutrini è, attualmente, una delle frontiere di ricerca più impegnative della fisica nucleare. Esso mira a studiare la natura del neutrino, valutare gli elementi della matrice nucleare che descrive il decadimento ed estrarre informazioni circa la sua massa. Qualora si osservasse il fenomeno del doppio decadimento beta senza neutrini si aprirebbero nuove frontiere nello studio delle particelle elementari: ciò dimostrerebbe, in contrasto con l'attuale modello "modello standard", che il neutrino e la sua antiparticella coincidono e condurrebbe verso una nuova "Teoria Unificata".

L'esperimento si serve attualmente del Ciclotrone a Superconduzione K800, presente nei Laboratori Nazionali del Sud a Catania. Esso è un acceleratore di particelle cilindrico a tre stadi che utilizza bobine Niobio-Titanio immerse in un bagno di Elio liquido e permette di raggiungere valori di campo magnetico fino a 5 T al centro. Il fascio di ioni viene accelerato fino all'energia desiderata (in un range tra 10 e 80 MeV/u), estratto mediante due deflettori elettrostatici e inviato alla camera dove si svolge l'esperimento NUMEN.



Figura 1.2 Schema dello spettrometro Magnex

Il fascio è diretto verso *MAGNEX*, uno spettrometro magnetico a grande accettanza per la rivelazione delle particelle emesse durante le reazioni DCE. Esso è composto da due magneti di grande apertura, in particolare un quadrupolo (Q) seguito da un dipolo (D), e da un rivelatore di piano focale (FPD). Il quadrupolo concentra e focalizza il fascio nella direzione verticale, mentre il dipolo esegue la dispersione e la focalizzazione nella direzione orizzontale. Il rivelatore di piano focale, riempito di gas tracciante a bassa pressione, intercetta gli ioni (prodotti nell'interazione degli ioni del fascio con la targhetta) e permette l'acquisizione dei segnali che saranno analizzati dei ricercatori dell'INFN.

# 2. Movimentazione del gruppo dei magneti

# 2.1 Considerazioni preliminari

Prima di procedere con la scelta del tipo di movimentazione e con la definizione del percorso del carrello, è necessario valutare alcuni aspetti riguardanti vincoli e ingombri dell'apparato Magnex.

In primis, bisogna considerare l'ingombro del gruppo da movimentare. In figura si allega il disegno quotato di un quadripolo ma le dimensioni effettive dei magneti sono riportate nella tabella successiva.



Figura 2.1 Vista frontale e laterale del quadripolo

La vista a sinistra rappresenta la direzione perpendicolare, mentre quella a destra rappresenta la direzione del fascio (lungo la tubazione). La tabella riporta le misure fornite dall'INFN alle quali ci si attiene per la progettazione del carrello.

Ingombri magneti	Quadrupoli	Steerers				
Direzione del fascio	400 mm	200 mm				
Direzione perpendicolare	700 mm	600 mm				
Altezza del fascio dalla base	400 mm	400 mm				
Distanza tra le basi	100 mm	100 mm				

Tabella 2-1 Dimensioni e ingombri degli elementi magnetici

Sulla base di questi dati, si può stimare che il gruppo magneti avrà un ingombro perpendicolare di circa 1 metro (abbondantemente maggiore di 700 mm), lunghezza 1.5m

(2x400mm + 2x200mm + 3x100mm). Al momento l'altezza è irrilevante perché, come si vedrà in seguito, dovrà essere variata durante la movimentazione.

Le quote della piattaforma Magnex sono mostrate nel seguente disegno tecnico, che rappresenta la vista dall'alto del laboratorio.



Figura 2.2 Vista dall'alto della piattaforma Magnex

E' fondamentale attenersi a tali quote durante la definizione del percorso in modo che, spostandosi dalla posizione "A" alla posizione "B", non vi siano interferenze del carrello con la piattaforma.



Figura 2.3 Carrello nella posizione di lavoro A



Figura 2.4 Carrello nella posizione di lavoro B

La rotazione antioraria della piattaforma sulla rotaia circolare, fino al fine corsa, permetterebbe di spostare il carrello da "A" a "B" con un percorso più semplice possibile senza timori di interferenze. Questa soluzione però ha riscontrato problemi di natura tecnica : quando è attiva la "*New Line*", la rotazione prevista per il sistema completo avviene entro ±5 ° intorno alla posizione di 0°, intervallo definito dalla cinematica della fisica in studio. Quindi si è dovuto abbandonare questa soluzione.

La figura mostra un possibile layout del percorso del carrello tra le due posizioni di lavoro. Non è detto che sia quello definitivo, ma tutto ciò che viene sviluppato nel seguito rimane valido anche in caso di qualche modifica nel percorso.



Figura 2.5 Possibile layout del percorso

La foto mostra la camera del Magnex, all'interno della quale sono chiaramente distinguibili i diversi componenti dell'impianto. In particolare, è ben visibile la rotaia circolare: essa permette la rotazione di tutta la piattaforma attorno al suo centro ogni qual volta si abbia l'esigenza di variare l'angolo di lavoro.



Figura 2.6 Vista di Magnex e della rotaia per la sua rotazione all'interno della camera sperimentale

La rotaia è fissata al pavimento tramite bulloni e presenta un ingombro in altezza di 40 mm. Essa dovrà essere scavalcata dal carrello dei magneti per passare dalla configurazione "A" a "B" (e viceversa). Lo scavalcamento della rotaia, è stato uno problemi più ostici che si è dovuto affrontare in questo lavoro di tesi. In tabella si riportano dimensioni e ingombri:

Ingombro della rotaia circolare di Magnex										
Raggio esterno	5900 ± 100mm									
Raggio interno	5750 ± 100mm									
Distanza tra i centri dei bulloni	220 mm									
Larghezza della rotaia	150 mm									
Altezza della rotaia	40 mm									

Tabella 2-2 Ingombro della rotaia circolare del Magnex



Figura 2.7 Vista dall'alto e vista frontale della rotaia circolare

#### 2.2 Gradi di libertà del carrello

La descrizione della sequenza di operazioni per la movimentazione, nel paragrafo successivo, evidenzia che la struttura di supporto dei magneti richiede 3 gradi di libertà: traslazione, rotazione, sollevamento.

- Il sistema di traslazione permette lo spostamento dei magneti dalla posizione A alla posizione B e viceversa. Sono state analizzate diverse soluzioni di movimentazione, alcune comuni e altre meno usuali, al fine di individuare quella più indicata per questa applicazione.
- Il sistema di rotazione del carico è necessario per garantire il preciso orientamento angolare dei magneti nelle posizioni di lavoro e per ridurre gli ingombri durante la traslazione. Infatti, orientando il carrello con il lato

maggiore parallelo alla direzione di avanzamento, si semplifica notevolmente il layout del percorso e si evitano gli ostacoli presenti nella camera Magnex.

3. Il sistema di sollevamento permette di ridurre l'altezza del baricentro rendendo più sicura la traslazione. Inoltre, la rotazione del carrello all'altezza di lavoro è impedita dal contatto delle flange esterne della tubazione. Quindi, è indispensabile abbassare il carico prima di ruotarlo.

### 2.3 Sequenze della movimentazione

Prima di procedere con la descrizione dei movimenti relativi tra piattaforma e carrello, si riportano le planimetrie che descrivono due posizioni caratteristiche dell'impianto. La posizione di riferimento della piattaforma Magnex si realizza quando la *New Line* (in blu) e la linea d'asse della piattaforma risultano perfettamente allineate.

La figura mostra la posizione di lavoro "A" ovvero quando la piattaforma Magnex viene ruotata di +5° (in verso antiorario) rispetto alla posizione di riferimento.



Figura 2.8 Vista in pianta del laboratorio con il carrello nella posizione A

La figura mostra la posizione di lavoro "B", ovvero quando la piattaforma Magnex viene ruotata di- 5° (in verso orario) rispetto alla posizione di riferimento. Quindi, per passare da "A" a "B", l'apparato Magnex deve essere ruotato di -10° (in verso orario).



Figura 2.9 Vista in pianta del laboratorio con il carrello nella posizione B

Di seguito si descrive il passaggio dalla posizione "A" alla posizione "B", che è esattamente speculare se effettuato nel verso opposto.

#### STEP 1

Il carrello si trova nella posizione di lavoro "A". Si scollegano le flange della tubazione e si abbassa il carico.



Figura 2.10 Carrello nella posizione di lavoro A – Step 1

STEP 2

Si procede con la rotazione del carrello, che si trova ancora in "A", portando il suo lato maggiore parallelo alla traiettoria da seguire. In questo modo si riduce l'ingombro durante la traslazione.



Figura 2.11 Rotazione del carico - Step 2

#### STEP 3

Si procede con la traslazione del carrello da "A" a "B" lungo il percorso. Il carrello è nella sua altezza minima e con l'asse maggiore orientato lungo la direzione di avanzamento.



Figura 2.12 Traslazione del carrello - Step 3

#### STEP 4

Raggiunta la posizione "B", il carrello viene ruotato nella posizione di lavoro (cioè con il lato maggiore parallelo all'asse della tubazione).



Figura 2.13 Rotazione del carico - Step 4

#### STEP 5

Il carrello si trova nella posizione di lavoro "B", quindi la piattaforma del Magnex viene ruotata di -10° in verso orario a partire dalla precedente posizione "A". Si solleva il carico fino all'altezza di lavoro e, dopo le opportune regolazioni di planarità, si procede collegando le flange dei magneti con quelle della tubazione.



Figura 2.14 Carrello nella posizione di lavoro B - Step 5

E' importante mettere in conto eventuali modifiche del layout del percorso o dell'apparato Magnex, non prevedibili in questa fase del progetto: non si può assicurare che la rotazione della piattaforma possa avvenire quando il carrello si trova già nelle posizioni di lavoro ("A" o "B"). Pertanto, si consiglia di ruotare la piattaforma quando il carrello si trova a metà percorso (ovvero durante lo Step 3) in modo da escludere qualsiasi contatto tra i due corpi.

# 2.4 Studio di soluzioni per la movimentazione

Per permettere lo scavalcamento della rotaia sono state considerate diverse soluzioni, analizzandone vantaggi e svantaggi di ciascuna :

- Movimentazione sospesa
- Movimentazione con sistemi di guida HepcoMotion
- Movimentazione con sistema "roller coaster"
- Movimentazione su rotaia

Progettare un prodotto significa rispondere a specifiche richieste da parte del cliente, in questo caso l'INFN. Anche per questo lavoro di tesi si è seguito un iter ben preciso che può essere riassunto nei seguenti punti :

1. Acquisizione dei dati e delle specifiche richieste dal cliente.

- Progettazione concettuale o studio di fattibilità in cui, tenendo presente l'esigenze di base, vengono analizzate le diverse soluzioni alternative più idonee a conseguire l'obiettivo.
- 3. *Progettazione di massima* della soluzione scelta, in cui si procede con l'analisi funzionale e il dimensionamento dei componenti.
- Progettazione di dettaglio o esecutiva dei singoli elementi che costituiscono il prodotto (forma, dimensioni, materiale e lavorazioni da impiegare per la realizzazione)

Al fine di inquadrare il problema, è stato necessario un sopralluogo nei Laboratori del Sud a Catania. Questa prima fase è stata fondamentale per prendere contatto con il laboratorio dove si svolge l'esperimento, effettuando rilevazioni più dettagliate degli ingombri e dei vincoli presenti al suo interno. Successivamente, unendo questi dati con quelli di progetto forniti dall'INFN, si è incominciato a considerare alcune soluzioni alternative.

Si riportano tutte le soluzioni individuate, anche quelle che successivamente sono state scartate: esse fanno parte del lavoro di ricerca iniziale e, inoltre, permettono di orientare eventuali studi che seguiranno al presente lavoro di tesi.

#### 2.4.1 Movimentazione sospesa

Come prima ipotesi, si è valutata la possibilità di sollevare il gruppo dei magneti tramite un paranco e spostarlo su una gru a portale simile a quella riportata in figura.



Figura 2.15 Esempio di movimentazione con gru a portale

Il punto di forza di questa soluzione è la semplicità di realizzazione : risolve il problema di superare la rotaia sopraelevata senza troppe complicazioni. Inoltre, l'utilizzo di sistemi standard già presenti sul mercato permette di contenere i costi di produzione.

Purtroppo, la soluzione del carroponte si è dovuta accantonare perché il soffitto del laboratorio non presenta un'altezza sufficiente per sollevare i magneti oltre la piattaforma Magnex.

#### 2.4.2 Movimentazione con sistemi di guida HepcoMotion

I sistemi di guida combinati HepcoMotion<sup>®</sup> HDRT per servizio pesante sono costituiti da una serie di segmenti, rettilinei e circolari, che opportunamente assemblati tra loro definiscono il circuito dei magneti. Si elencano alcuni vantaggi di questo sistema:

- Elevata capacità di carico delle guide circolari (fino a 40kN);
- Infinite possibilità di personalizzare il percorso;
- Ridotti interventi di manutenzione;



Figura 2.16 Slitta su rotaia sistema HepcoMotion®

Le guide presentano un profilo a "V" sulla superficie laterale. Su queste guide scorrono una o più piastre, ognuna delle quali è fornita di rotelle con un profilo che ricalca (in negativo) quello delle guide. La struttura di sostegno dei magneti è imbullonata sulle piastre traslanti. La movimentazione può avvenire manualmente o tramite un motore elettrico, con pignone e cremagliera. La figura riporta l'esempio di un'applicazione industriale.



Figura 2.17 Esempio di applicazione delle guide HepcoMotion®

Questa soluzione, seppure sembra essere quella ottimale, presenta un paio di inconvenienti che non è possibile trascurare ai fini di una reale utilizzazione.

Innanzitutto, è necessario costruire una base di appoggio continua (in cemento o in acciaio) per le rotaie, che rispetti opportune tolleranze di planarità e lavorazione superficiale. Questo porta sicuramente un incremento dei costi di realizzazione e una maggiore complessità del sistema. Infatti, per carichi così elevati, le guide HepcoMotion devono essere guidate per tutta la loro lunghezza e non possono poggiare su traversine discontinue (come nel caso di una ferrovia): l'inflessione delle guide, nei tratti non appoggiati, causerebbe l'impuntamento di tutto il sistema traslante.

Inoltre, questi sistemi di guida richiedono l'intervento di tecnici specializzati per il montaggio. Non è pensabile, quindi, che gli operatori del laboratorio di Catania possano smontare e rimontare i segmenti che intralciano la rotazione del Magnex (ogni qual volta vi sia la necessità di variare l'angolo di lavoro) e poi ripetere le stesse operazioni di calibrazione svolte dai tecnici HepcoMotion in fase di montaggio.

A causa di queste problematiche, per nulla secondarie, si è deciso di considerare soluzioni differenti dalla movimentazione tramite le guide HepcoMotion.

#### 2.4.3 Movimentazione con sistema "roller coaster"

Si pensi ad un sistema simile a quello utilizzato nei parchi divertimento. Ci sono due linee di rotaie parallele a sezione circolare con evidenti vantaggi in termini di peso e facilità di calandratura dei tratti curvi. Le ruote sono cilindriche: non è necessario l'accoppiamento doppio conico tra le ruote e le rotaie, come in un sistema ferroviario. Per evitare il deragliamento delle stesse, ogni assale monta sia ruote di carico (per la traslazione), sia ruote di guida che scorrono lateralmente sulla rotaia. I mozzi sono liberi di ruotare attorno al loro asse permettendo di affrontare senza complicazioni qualsiasi traiettoria curva.



Figura 2.18 Gruppo ruota di un sistema "roller coaster"

Per supportare le rotaie e il carrello è necessario costruire un telaio portante, simile a quello mostrato in figura.



Figura 2.19 Esempio di struttura portante per sistema "roller coaster"

Esso costituisce il vero svantaggio di questa soluzione:

- il telaio portante presenta un ingombro, sia laterale che in altezza, tale da interferire con gli elementi della piattaforma Magnex;
- ogni qual volta che si volesse ruotare la piattaforma, sarebbe necessario smontare il segmento di struttura che intralcia la sua rotazione (operazione impossibile da svolgere manualmente a causa del peso elevato);
- il costo complessivo sarebbe troppo elevato perché ogni pezzo deve essere realizzato su commissione.

Pertanto accantonata l'innovativa idea di utilizzare un sistema "roller coaster", si è preferito sviluppare la soluzione della mini-ferrovia.

#### 2.4.4 Movimentazione su rotaia

L'idea di base è molto semplice e consiste nel costruire una mini-ferrovia all'interno del laboratorio: le rotaie sono fissate al di sopra di traversine e definiscono univocamente il percorso del carrello da "A" a "B". Inoltre, l'utilizzo delle traversine risolve il problema di come superare la rotaia circolare passando dalla posizione "A" alla posizione "B".

Considerando che la rotazione del gruppo Magnex sulla rotaia circolare deve sempre essere garantita, anche quando saranno installate le due nuove linee di spegnimento del fascio, la parte di ferrovia che intralcia la rotazione dovrà essere fissata al pavimento in maniera non permanente. In questo modo potrà essere smontata e rimontata all'occorrenza.

Esiste una vasta possibilità di scelta della tipologia di binari tra le diverse in commercio, ad esempio rotaie Burback (per carroponti) o rotaie Decauville. E' preferibile non utilizzare rotaie ferroviarie perché il sistema risulterebbe eccessivamente sovradimensionato e le rotaie troppo pesanti da movimentare manualmente. Particolare attenzione va posta sul layout del percorso: non è possibile calandrare rotaie con raggi di curvatura troppo ridotti, in quanto si andrebbe incontro alla rottura.

Quindi, analizzati vantaggi e svantaggi, si conclude dicendo che la movimentazione su rotaia sembra essere la soluzione più adatta per questa applicazione. All'interno del capitolo [7] vengono sviluppati tutti gli aspetti inerenti alla movimentazione su rotaia.

23

# 3. Analisi funzionale del carrello

Dopo aver approfondito gli aspetti legati alla movimentazione, si procede con la trattazione dell'analisi funzionale del carrello. In questo capitolo vengono riepilogati i risultati finali ottenuti, mentre i capitoli successivi spiegano nel dettaglio i procedimenti per la progettazione di ogni componente del carrello.

Nel laboratorio di Catania si utilizzano già strutture con telaio fisso per il supporto dei magneti, come quella mostrata in figura. Queste strutture sono imbullonate al pavimento e non presentano alcun grado di libertà perché non sussiste l'esigenza di movimentarli.



Figura 3.1 Esempio di struttura di sostegno fissa per magneti

Al contrario, il carrello in esame è stato progettato in modo da garantire i 3 gradi di libertà di cui si è discusso nel paragrafo [2.2]. Ogni parte del sistema è stata dimensionata, verificata tramite simulazione FEM e corretta in modo da raggiungere la soluzione ottimale. Il processo di dimensionamento della struttura avviene "a cascata", cioè parte dagli elementi più in alto per arrivare fino a quelli alla base: in questo modo è possibile conoscere con esattezza i carichi che gravano sugli elementi sottostanti. Il passo successivo è dimensionare il sistema di sollevamento che deve movimentare i magneti e gli elementi strutturali su cui essi poggiano. Poi è la volta del sistema di rotazione. Infine, noti i carichi trasmessi alle ruote e le forze che si generano durante il movimento, si può dimensionare il sistema di regolazione di precisione.

# 3.1 Analisi del sistema di sollevamento

Il carrello è dotato di un sistema di sollevamento al fine di rendere più sicura la traslazione, riducendo l'altezza del baricentro, e ridurre gli ingombri trasversali del carrello allineandolo alla direzione delle rotaie.

Sono state analizzate diverse soluzioni possibili: un sistema a pantografo, un sistema con pistone idraulico o un sistema con martinetti meccanici. Si è deciso di sviluppare quest'ultima soluzione per diverse ragioni:

- bassissima manutenzione richiesta;
- sollevamento sincrono su 4 punti del telaio mediante un unico motore elettrico;
- maggiore precisione di sollevamento;
- semplicità di realizzazione;
- rapporto soddisfacente tra massima/minima altezza raggiungibile.

Il sistema è costituito da un unico motore centrale che comanda in modo sincrono 4 martinetti meccanici a vite trapezia, alloggiati sul telaio inferiore. L'azionamento del motore consente di sollevare/abbassare la parte mobile del telaio su cui sono poggiati i magneti. Le madreviti sono imbullonate al telaio superiore mediante delle staffe: quando viene attivato il motore, le viti ruotano e le madreviti traslano.



Figura 3.2 Vista frontale dei magneti nella posizione mmassima e minima

Nella posizione massima, l'asse della tubazione del fascio si trova ad un'altezza dal pavimento pari a:

$$H_{MAX} = 1650mm$$

La corsa che si riesce a realizzare è pari a 625mm quindi, nella posizione minima, l'asse della tubazione di trova ad un'altezza dal pavimento pari a:

 $H_{MIN} = 1025mm$ 

Figura 3.3 Vista isometrica del carrello alla massima altezza



Figura 3.4 Vista isometrica del carrello alla minima altezza

Si vuole sottolineare il seguente aspetto, ritenuto fondamentale ai fini del corretto funzionamento del sistema : le viti di potenza dei martinetti meccanici non sono adatte a

sopportare elevate forze laterali quindi, prima di ogni traslazione, il sistema deve essere sempre portato alla minima altezza.

In ogni caso è opportuna una verifica sulla stabilità del carico immaginando che, a causa di una manovra sbagliata, si faccia muovere il carrello col carico sollevato applicando la massima accelerazione. Non si considera la forza centrifuga perché la manovra sbagliata può verificarsi solo intorno alle posizioni di lavoro, quindi in un tratto rettilineo della traiettoria. Si sviluppano una forza d'inerzia e un momento pari a:

$$F_{in} = m_{Tot} * a = 305N$$

$$M_{in} = F_{in} * h_{max} = 474,3Nm$$

dove:

- accelerazione massima: a = 0,1m/s<sup>2</sup>;
- massa totale del carrello: m<sub>Tot</sub> = 3050kg;
- altezza massima baricentro dal piano rotaia: h<sub>max</sub> = 1,650 0,095 = 1,555m

La tabella<sup>1</sup> seguente mostra le forze laterali massime ammesse dalle viti. Per la serie Z -10 con una lunghezza libera della vite di 600mmm, è ammessa una forza laterale di 80N decisamente inferiore a quella che si potrebbe sviluppare in seguito ad una manovra errata.

forza laterale massima F <sub>s</sub> [N] (solo statica)											lungh	lunghezza libera della vite in mm							
Ζ	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1500	2000	2500	3000				
5	360	160	100	70	55	45	38	32	28	25	20	18	12	-	-				
10	600	280	180	130	100	80	70	60	50	47	40	30	20	15	-				
25	900	470	300	240	180	150	130	110	100	90	70	60	45	35	30				
35	1300	700	450	360	270	220	190	160	150	130	100	90	60	50	40				
50	3000	2000	1300	900	700	600	500	420	380	330	280	230	160	130	100				
100	5000	4000	3000	2300	1800	1500	1300	1100	950	850	700	600	400	350	250				
150	5500	5000	3900	2800	2300	1800	1500	1300	1200	1000	850	750	500	400	350				
250	9000	9000	6500	4900	3800	3000	2500	2200	2000	1900	1450	1250	900	760	660				
350	15000	13000	12000	10000	8800	7000	6000	5500	4800	4300	3500	3000	2000	1600	1400				
500	29000	29000	29000	29000	29000	24000	20000	17000	15000	14000	12000	9000	7000	5600	4900				
750	34800	34800	34800	34800	34800	28800	24000	20400	18000	16800	14400	10800	8400	6720	5880				
1000	46000	46000	39000	36000	32000	30000	25000	29000	25000	23500	20000	17000	12000	10000	8000				

#### Tabella 3-1 Forze laterali massime tollerate senza utilizzo di guide esterne

Quindi è necessario prevedere l'utilizzo delle guide esterne, come quelle mostrate in figura, capaci di assorbire eventuali forze laterali. Tali guide, oltre alla stabilità, permettono anche di ridurre errori di geometria e parallelismo.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Si consulti il catalogo generale dei martinetti ZIMM



Figura 3.5 Sistema di guide laterali

Le guide laterali sono fornite dalla stessa azienda che commercializza i martinetti. In alternativa, si potrebbe pensare di realizzare un sistema di bloccaggio del carrello superiore rispetto alla parte inferiore quando i magneti sono in posizione di lavoro alla massima altezza.

#### 3.2 Analisi del sistema di rotazione

Il telaio portante alla base del carrello presenta:

- 1 tavola di rotazione centrale
- 2 ralle di rotazione per la sterzatura degli assali

La tavola di rotazione centrale è comandata tramite un motorino idraulico integrato che aziona una vite senza fine: si riesce a realizzare una rotazione lenta e precisa della parte superiore del carrello. Infatti, è necessaria un'elevata accuratezza nel raggiungimento della posizione angolare di lavoro. Tra i vantaggi di questo sistema si può elencare senza dubbio l'economicità e la compattezza rispetto ad altri sistemi di rotazione. La tavola di rotazione centrale permette la rotazione relativa tra la parte superiore e quella inferiore del carrello. Essa è montata alla struttura mediante due piastre di fissaggio appositamente realizzate. Le ralle di rotazione degli assali sono folli: la sterzatura avviene in modo automatico mentre le ruote percorrono la rotaia, senza nessun organo di comando. Queste ralle necessitano di apposite piastre di fissaggio: la piastra superiore permette il fissaggio con il telaio portale, mentre la piastra inferiore permette il collegamento con l'assale.



Figura 3.6 Vista esplosa dei componenti del sistema di rotazione



Figura 3.7 Vista isometrica delle configurazioni di lavoro e di traslazione

La vista isometrica a sinistra rappresenta il carrello nella posizione di lavoro: i magneti si trovano alla massima altezza e la parte superiore è ruotata di un certo angolo rispetto alla direzione longitudinale (82,9° in "A" e 82,1° in "B").

La vista isometrica a destra rappresenta, invece, il carrello durante la traslazione: i magneti si trovano alla minima altezza e l'asse del fascio è allineato alla direzione di avanzamento per ridurre gli ingombri trasversali.



Figura 3.8 Sterzatura massima degli assali rispetto al telaio portale

La vista dall'alto del complessivo rappresenta la situazione di massima sterzatura del carrello, cioè con entrambi gli assali ruotati di 27° rispetto alla direzione perpendicolare.

Tale angolo assicura che il carrello riesca a compiere la traiettoria curva senza subire impuntamenti: gli assali ruotano rispetto al telaio portale rimanendo sempre perpendicolari alla rotaia durante il tragitto. La loro rotazione è assolutamente indipendente.

#### 3.3 Analisi del sistema di traslazione

Nel capitolo [2] sono state presentate diverse soluzioni per permettere la traslazione del carrello. Si è ritenuto opportuno sviluppare la movimentazione su rotaia per le ragioni ampiamente discusse in precedenza. Infatti, la costruzione della mini-ferrovia all'interno del laboratorio di Catania non presenta criticità insormontabili ed è di facile attuazione.

Inoltre, la soluzione della ferrovia permette di risolvere efficacemente il problema dello scavalcamento della rotaia circolare del Magnex. Il carrello scorre su rotaie, poggiate su traversine di legno, passando al di sopra della rotaia circolare.

Si è pensato di utilizzare rotaie per carroponte di tipo Burback. Per la costruzione del percorso si rende necessaria la calandratura di un tratto di rotaia. La traiettoria deve soddisfare alcuni requisiti fondamentali:

- non deve intralciare gli elementi della piattaforma Magnex;
- non deve presentare raggi di curvatura troppo piccoli per agevolare il processo di calandratura;
- deve permettere il posizionamento preciso nelle posizioni di lavoro "A" e "B".

Per poter affrontare il tratto curvo, il carrello è stato dotato di due assali che possono ruotare indipendentemente ciascuno attorno al proprio asse. Infatti, gli assali devono mantenersi sempre perpendicolari alle rotaie in ogni punto del percorso: quando l'avantreno è nel tratto curvilineo e il retrotreno è ancora nel tratto rettilineo (o viceversa), l'angolo di rotazione dei due assali non è uguale e deve poter variare seguendo il percorso. Per affrontare la traiettoria, è stato calcolato che gli assali devono compiere una rotazione massima pari a 27° rispetto alla configurazione in cui sono perpendicolari al telaio portale. La vista del carrello nella situazione di massima sterzatura è rappresentata nell'immagine precedente.



Figura 3.9 Gruppo ruota DEMAG con motoriduttore

Il modello rappresenta il gruppo ruota motrice. Sono chiaramente identificabili: la ruota (in grigio), il riduttore piatto (in giallo) e il motore elettrico con freno (in blu).

Il sistema si muove mediante quattro ruote per carroponte che scorrono sulle rotaie. Una ruota del carrello è accoppiata al motoriduttore che permette la movimentazione del sistema; le altre ruote sono folli.

Per il calcolo della potenze e la scelta del motoriduttore, si rimanda al capitolo [7] in cui viene affrontato nel dettaglio ogni aspetto relativo alla movimentazione.

#### 3.4 Analisi del sistema di regolazione

Il sistema di regolazione per le piccole correzioni ha il compito di permettere il perfetto allineamento delle flange dei magneti a quelle dell'impianto. Un sistema siffatto è necessario in quanto permette di compensare: eventuali errori geometrici derivanti dall'accoppiamento tra i diversi elementi del carrello, errori di planarità tra le due posizioni di lavoro o deformazioni sotto carico del sistema. A causa di questi fattori, si potrebbe verificare un disallineamento del fascio magnetico e la conseguente dispersione lungo direzioni indesiderate.

*Posizione iniziale*: i magneti si trovano alla massima altezza. Supponiamo che si verifichino contemporaneamente un errore di quota ed errori angolari attorno agli assi x, y e z.

**Correzioni** : agendo sulle viti di regolazione è possibile correggere, ed annullare, gli errori di quota lungo y e gli errori angolari attorno all'asse x e z. L'errore angolare attorno all'asse y viene risolto, banalmente, mediante il sistema di rotazione.



Figura 3.10 Fasi della regolazione di precisione

Per assolvere a tale compito, si è pensato di utilizzare un sistema con tre viti di regolazione sulle quali si può agire in modo indipendente e che regolano la planarità della struttura di sostegno dei magneti. Una vite si trova in mezzeria del lato corto, due viti sono poste sull'altro lato corto.



Figura 3.11 Quote dei piedi di regolazione



Figura 3.12 Struttura appoggio magneti con piedi di regolazione

Il telaio superiore è presenta 3 fori filettati passanti, in modo da poter alloggiare le viti di regolazione cave che vanno a poggiare sui 3 piedi di appoggio della struttura di sostegno dei magneti.

Sia i piedi di appoggio che le viti di regolazione hanno un foro filettato passante e concentrico che ospita una vite interna. La vite interna non ha funzione di regolazione, ma permette di rendere solidale l'accoppiamento tra la struttura di appoggio dei magneti e il telaio.

## 4. Dimensionamento della struttura

Il telaio del carrello è costituito da diversi elementi accoppiati in modo da permettere movimenti relativi tra le parti. La nomenclatura dei diversi elementi è la seguente:

- Struttura di supporto dei magneti
- Telaio superiore
- Telaio inferiore
- Telaio portale
- Assali collegati alle ruote

I magneti poggiano sulla *struttura di supporto*, dotata di tre punti per la regolazione della planarità. A sua volta, la struttura di supporto è collegata al *telaio superiore* sul quale sono montate le madreviti dei martinetti di sollevamento. All'interno delle madreviti si impegnano le viti dei martinetti che permettono l'abbassamento simultaneo dei magneti, della struttura di supporto e del telaio superiore. I martinetti sono fissati al *telaio inferiore* che, per mezzo di una ralla, può ruotare rispetto al *telaio portante*. Infine, gli *assali* sono collegati alle ruote e sono liberi di ruotare rispetto al telaio portante e affrontare il tratto curvo del percorso.

Prima di passare al dimensionamento di ogni parte della struttura, si fanno delle considerazioni preliminari di carattere generale. Innanzitutto sulla tipologia di elementi da utilizzare: si scelgono profilati cavi adatti per impieghi strutturali. Anche la scelta dell'acciaio è un passo fondamentale nella progettazione e deve essere valutata in tutti i suoi aspetti. In particolare, nel seguito, si fa riferimento ai profilati commercializzati dall'azienda italiana SICAM<sup>®</sup>.

#### • Tipologia di acciaio

Si opta per profilati ottenuti tramite *formatura a caldo* a partire da tubi tondi senza saldatura (norma Europea EN 10210). Il processo a caldo permette di ottenere prodotti con caratteristiche statiche superiori rispetto al processo a freddo eliminando, tra altro, la criticità causata dal cordone interno di saldatura. Si riportano le tolleranze dimensionali che la SICAM<sup>®</sup> garantisce sui suoi prodotti.

TOLLERANZE DIMENSIONALI Forma Dimensioni dei lati esterni: ± 1% con un minimo di ±0.5 mm Dimensione dello spessore: -10%, (-12.5% per un massimo di 25% del perimetro). In caso di oscillazioni di spessore in positivo valgono le tolleranze stabilite per la massa.

Concavità convessità dei lati Sui lati esterni: 1%.

Torsione Fino ad un massimo di 2 mm + 0.5 mm per ogni metro della lunghezza totale del tubo. Angolo tra due lati 90° ± 1°.

Raggio d'angolo esterno Massimo 3 volte lo spessore.

Rettilineità La frecia totale deve essere ≤ 0.20% della lunghezza totale del tubo. Deviazione di rettilineità locale: massimo 3 mm su 1 metro di lunghezza.

Massa + 8% / - 6% sul singolo tubo

#### Figura 4.1 Tolleranze dimensionali dei profilati SICAM

L'acciaio da utilizzare è **S420NH** (acciaio normalizzato, carico di snervamento  $R_{p02}$  = 420Mpa) di cui si riportano le caratteristiche meccaniche.

# CARATTERISTICHE MECCANICHE

Acciaio	Stato di fornitura	Snervamento min. (ReH) (N/mm <sup>2</sup> = Mpa)					Rottur (N	Rottura min./max. (Rm) Allungamento (N/mm² = Mpa) Iongitudinale min. %					Resilienza Longitudinale (J min.)					
		Per spessori nominali in mm								Temperatura °C								
		≤ 16	>16 ≤40	>40 ≤63	>63 ≤80	>80 ≤100	>100 ≤120	≤3	>3 ≤100	> 100 ≤ 120	≤ 40	>40 ≤63	>63 ≤100	> 100 ≤ 120	- 50	- 20	0	+20
S420NH S420NLH	Normalizzato	420	400	390	-	-	-	520-680	520-680	-	19	<mark>1</mark> 9	-	-	- 27	<b>4</b> 0 -	-	•

Figura 4.2 Caratteristiche meccaniche dell'acciaio S420NH

#### • Caratteristiche meccaniche dei profilati ottenuti con formatura a caldo

Se si analizzano i diagrammi della *durezza*, forniti da catalogo, si nota che i profilati cavi a caldo hanno una ripartizione termica di durezza omogenea su tutta la sezione. Lo stesso non si può dire per i profilati a freddo, i quali presentano picchi di durezza negli angoli e nella zona del cordone di saldatura.

Lo stesso andamento si può osservare nei grafici delle *tensioni interne* : i profilati a caldo presentano delle tensioni estremamente regolari in tutta la sezione.


Figura 4.3 Ripartizione delle tensioni interne nei profilati

Inoltre, i profilati a caldo possono vantare una migliore resilienza rispetto a quelli finiti a freddo: sono più adatti per applicazioni strutturali perché non presentano il rischio di fratture fragili in un campo di temperatura molto vasto (curva in rosso).



Figura 4.4 Confronto della resilienza di diverse tipologie di profilati

I profilati finiti a caldo sono ottimali come elementi di costruzione soggetti a flessione. Riferendosi alla normativa "Eurocodice 3", questi ultimi presentano una migliore curva di tensione di flessione (rossa) e quindi sopportano sollecitazioni di flessione maggiori.



Figura 4.5 Curva di tensione di flessione

La giunzione delle diverse parti del telaio deve essere realizzata mediante saldatura, quindi una caratteristica fondamentale da valutare è la *saldabilità*: alla fine del processo non si devono riscontrare tensioni residue critiche interne. I profilati a freddo, non solo si infragiliscono dopo la saldatura, ma prevedono raccomandazioni sulla sua esecuzione : non possono essere saldati su tuta la superficie.

I profilati a caldo, invece, offrono un'ottima saldabilità e possono essere saldati su tutta la superficie (anche sugli angoli) garantendo la massima affidabilità. Questi ultimi sono senz'altro da preferire.

# • Sezione del profilato

Si sceglie di utilizzare profilati cavi a sezione rettangolare perché rispondono meglio alle sollecitazioni di flessione se orientati con il lato maggiore parallelo alla direzione della forza. Infatti, presentano un momento d'inerzia  $I_x > I_y$ . Inoltre, a parità di spessore, i profilati rettangolari e quadrati presentano un peso molto simile : è ovvio che la scelta ricada su quelli rettangolari.

# 4.1 Dimensionamento della struttura di supporto dei magneti

Sulla struttura di supporto devono essere alloggiati contemporaneamente i 2 steerers (ciascuno con massa  $m_{steerers} = 850 \text{ Kg}$ ) e 2 quadrupoli (ciascuno con massa  $m_{quad} = 360 \text{ Kg}$ ). Ogni magnete è appoggiato su due travi e scarica la metà del proprio peso sulla singola trave: perciò per il dimensionamento, ponendosi nella situazione più svantaggiosa, si considera una massa pari a m = 425 Kg. Come mostrato in figura, la forza non è puntiforme ma si distribuisce lungo una porzione di trave (non su tutta la sua lunghezza).



Figura 4.6 Modalità di appoggio dei magneti sulla struttura

Per la geometria del telaio è necessario riferirsi agli ingombri dei magneti: la larghezza è imposta dal magnete più largo (quadrupolo) che ha un ingombro trasversale di 700 mm; la lunghezza è pari a 1500 mm. Si riporta lo schema base del telaio con le relative quote in [mm]. Le dimensioni finali effettive saranno maggiori, in quanto è necessario considerare gli spessori dei profilati.



Figura 4.7 Schema di base con quotatura

Si considerano diversi casi di carico per essere sicuri che il dimensionamento sia valido in ogni punto del telaio. Ogni elemento è assemblato mediante saldatura, schematizzabile come un vincolo di incastro.

L'obiettivo del dimensionamento è scegliere lo spessore opportuno del profilato, in modo da ottimizzare il peso senza rinunciare alla sicurezza in fase di esercizio.



Figura 4.8 Modello 3D ottenuto

# • CASO DI CARICO 1

Si considerano dapprima gli elementi trasversali centrali, ognuno riconducibile ad una trave incastrata alle estremità e sollecitata da carico distribuito agente su un tratto di circa 500mm. Definiamo le seguenti grandezze:

M[Kg] = Massa agente sulla trave (corrisponde a metà della massa del magnete);

F<sub>m</sub>[N] = Forza peso corrispondente;

a[mm] = Lunghezza del supporto del magnete che poggia sulla trave;

[[mm] = Lunghezza della trave;

q[N/mm] = Carico distribuito agente sulla trave.

Le grandezze di interesse nel dimensionamento sono le seguenti :

 $F_m = M^*g = 425 \text{ Kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 4170 \text{ N}$ ; a = 500 mm;  $q = F_m / a = 8,34 \text{ N/mm}$ 

La trave è iperstatica ma si risolve facilmente sfruttando la simmetria. Onde evitare di appesantire la trattazione, si riportano direttamente i valori delle reazioni vincolari e i diagrammi della sollecitazione ottenuti dal software Ftool.



Figura 4.9 Schema di carico degli elementi trasversali centrali



Figura 4.11 Diagramma del momento flettente

Le reazioni vincolari valgono :  $V_A = V_B = 2085 \text{ N}$ ;  $M_A = -M_B \approx 302,8 \text{ Nm}$ 

Come si evince dai diagrammi, la sezione critica è la sezione di incastro in cui agisce contemporaneamente il massimo valore di momento flettente e di taglio. Perciò questo è il punto critico da considerare per il dimensionamento.

Le dimensioni del profilato sono : b = 50 mm; h = 30 mm.

L'immagine mostra (a titolo di esempio) il tipico andamento delle tensioni di taglio e momento flettente in una sezione cava rettangolare. In questa applicazione, s-s è l'asse di sollecitazione mentre n-n è l'asse neutro ed entrambi sono assi principali d'inerzia perché coincidono con gli assi di simmetria della sezione.



Figura 4.12 Andamento di taglio e momento flettente in una sezione rettangolare

Essendo profilati commerciali standard, è più corretto parlare di scelta del profilato piuttosto che di dimensionamento. Si prendono in considerazione diversi spessori

disponibili per quel profilato e, utilizzando i valori del momento d'inerzia  $I_x$  da tabella, si calcola lo stato tensionale (tensioni normali  $\sigma$  e tensioni tangenziali  $\tau$ ) in diversi punti di interesse della sezione A.

Tensioni normali :
$$\sigma = \frac{M_f}{I_x} * y$$
Tensioni tangenziali di taglio : $\tau_T = \frac{T * S_r(y)}{I_x * b_r}$ 

dove :

- y è la distanza del punto della sezione dal baricentro  $(-h/2 \le y \le h/2)$ ;
- I<sub>x</sub> è il momento d'inerzia rispetto all'asse neutro n-n;
- S<sub>r</sub>(y) è il momento statico della sezione rispetto ad un asse parallelo ad n-n e distante y dal baricentro;
- b<sub>r</sub> è la lunghezza della corda che taglia la sezione nel punto y.

Quindi, utilizzando il criterio di *Von Mises* per i materiali duttili, si calcola lo stato di tensione equivalente con la seguente formula :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau_T^2}$$

Il rapporto della tensione di snervamento ( $R_{p02} = 420$  MPa) dell'acciaio con la tensione equivalente, rappresenta il *coefficiente di sicurezza n* :

$$n = \frac{R_{p02}}{\sigma_{eq}} \ge 2$$

I punti critici all'interno della sezione sono :

- Punto 1 (in superficie) in cui si ha la massima tensione normale e tensione tangenziale nulla;
- Punto 2 in cui agisce un valore elevato di tensione normale e di sforzo di taglio;
- Punto 3 (mezzeria) in cui agisce la massima tensione di taglio e la tensione normale è nulla.

Se la disequazione è verificata in ogni punto della sezione, allora lo spessore è sufficiente a resistere alle sollecitazioni. Altrimenti, si deve ripetere lo stesso procedimento considerando spessori crescenti tra quelli a disposizione.

# 

Dimensione esterna lati <b>b x h</b> mm	Spessore s mm	Massa lineare Kg/m	Area della sezione metallica A cm <sup>2</sup>	Momento d'inerzia di flessione <b>lx</b> cm <sup>4</sup>	Momento d'inerzia di flessione <b>ly</b> cm <sup>4</sup>	Raggio di inerzia ix cm	Raggio di inerzia <b>iy</b> cm	Modulo di resistenza Wx cm <sup>3</sup>	Modulo di resistenza <b>Wy</b> cm <sup>3</sup>	Momento d'inerzia di torsione J cm <sup>4</sup>	Modulo di torsione C cm <sup>3</sup>
	3,2	3,61	4,60	14,20	6,20	1,76	1,16	5,68	4,13	14,20	6,80
	4,0	4,39	5,59	16,50	7,08	1,72	1,13	6,60	4,72	16,60	7,77
50 x 30	5,0	5,28	6,73	18,70	7,89	1,67	1,08	7,49	5,26	19,00	8,67
	6,3	6,33	8,07	20,60	8,50	1,60	1,03	8,26	5,66	21,10	9,36
	7,1	6,91	8,80	21,30	8,66	1,56	0,99	8,54	5,78	21,80	9,56

Figura 4.13Tabella dimensionale profilati commerciali 50x30mm

Si riportano i risultati ottenuti con gli spessori t = 3,2 mm ; t = 4 mm ; t = 5 mm.

Nella sezione A :  $T_{max}$  = 2085 N ;  $M_{f,max} \approx$  -302,8 Nm

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	25	142000	30	0	53,30985915	0	53,30986	7,878468
	4	25	165000		0	45,87878788	0	45,87879	9,154557
	5	25	187000		0	40,48128342	0	40,48128	10,37517
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	21,8	142000	6,4	6808,704	46,48619718	15,62076	53,78653	7,808646
	4	21	165000	8	8052	38,53818182	12,7185	44,39	9,46159
	5	20	187000	10	9375	32,38502674	10,45287	37,10226	11,32007
Punto 3	t [mm]	y [mm]	Ix [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	142000	3,2	3767,168	0	17,28553	29,93942	14,02833
	4	0	165000	4	4524	0	14,29173	24,754	16,96696
	5	0	187000	5	5375	0	11,98596	20,7603	20,23093

## Figura 4.14 Risultati ottenuti nella sezione A della trave

Nel punto 1 non ha senso calcolare il momento statico perché il taglio è nullo. Nei punti 2 e 3, il momento statico assume la seguente espressione :

$$S_r(y) = h * t * \frac{(b-t)}{2} + \left(\frac{b}{2} - t\right) * 2t * \left(y + 0.5 * \left(\frac{b}{2} - t\right)\right) \quad \text{per } 0 \le y \le \left(\frac{b}{2} - t\right)$$

Già per lo spessore t = 3,2 mm si ottiene un coefficiente di sicurezza molto elevato in tutti i punti della sezione più critica. Si sceglie lo spessore minimo perché permette di contenere il peso del telaio.

# • CASO DI CARICO 2

Il caso di carico 2 analizza il primo e l'ultimo degli elementi trasversali del telaio. In questi elementi si deve tenere in conto la presenza delle 3 "zampe" di regolazione sul quale il telaio poggia e che trasmettono alla trave le forze di reazione dovute al peso totale (P<sub>magneti</sub> + P<sub>struttura</sub>).

Logicamente, sulla trave dove è presente un solo appoggio viene posto il quadripolo perché è più leggero (m<sub>quad</sub> = 360 Kg). Dal modello CAD 3D, si osserva che le forze di reazione si ripartiscono all'incirca in modo proporzionale sui tre appoggi:

- Risultante complessiva R<sub>TOT</sub> ≈ 24000 N;
- Risultante su 1 appoggio  $R_1 = R_{TOT}/3 \approx 8000 \text{ N};$
- Risultante sui 2 appoggi  $R_2 = R_3 = R_{TOT}/3 \approx 8000 \text{ N}.$

Si rappresenta dapprima il caso dove è presente una sola zampa di appoggio in mezzeria della trave. La massa che vi si scarica è pari a m =  $m_{quad}/2$  = 180 Kg , perciò q = 3,53 N/mm.



Figura 4.15 Schema di carico del primo e dell'ultimo elemento trasversale



Figura 4.17 Diagramma del momento flettente

Le reazioni vincolari valgono :  $V_A = V_B = -3115 \text{ N}$  ;  $M_A = -M_B = 517,5 \text{ Nm}$ .

Si osserva che la sezione più sollecitata è in mezzeria in cui si ha il massimo valore di taglio e momento flettente:  $T_{max} = 4000 \text{ N}$ ;  $M_{f,max} \approx 629 \text{ Nm}$ .

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	25	142000	30	0	-110,739437	0	110,7394	3,792687
	4	25	165000		0	-95,3030303	0	95,30303	4,406995
	5	25	187000		0	-84,0909091	0	84,09091	4,994595
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	21,8	142000	6,4	6808,704	-96,5647887	29,96789	109,6311	3,831029
	4	21	165000	8	8052	-80,0545455	24,4	90,52519	4,639593
	5	20	187000	10	9375	-67,2727273	20,05348	75,71027	5,547464
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	142000	3,2	3767,168	0	33,16169	57,43773	7,312266
	4	0	165000	4	4524	0	27,41818	47,48968	8,844026
	5	0	187000	5	5375	0	22,99465	39,82791	10,54537

#### Figura 4.18 Risultati ottenuti nella sezione critica

Si osserva che, ancora una volta, il profilo 50x30x3,2 mm soddisfa la condizione di sicurezza n>2. Qualora si abbiano deformazioni non accettabili, è possibile far ricadere la scelta su spessori maggiori: questo aspetto viene affrontato successivamente con l'analisi statica agli elementi finiti.

L'altra trave terminale poggia su due zampe poste a 180 mm dagli incastri. La massa che si scarica è pari a M =  $M_{steerer}/2 = 425$  Kg , perciò q = 8,34 N/mm.



Le reazioni vincolari valgono :  $V_A = V_B = -5915 \text{ N}$ ;  $M_A = -M_B \approx -767 \text{ Nm}$ . Si osserva che le sezioni più critiche potrebbero essere:

- sezione A (negli incastri);
- sezione B in prossimità delle zampe di appoggio.

Nella sezione A: T = -5915 N ;  $M_{f,max} \approx$  -767 Nm.

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	25	142000	30	0	-135,035211	0	135,0352	3,1103
	4	25	165000		0	-116,212121	0	116,2121	3,614081
	5	25	187000		0	-102,540107	0	102,5401	4,095958
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	21,8	142000	6,4	6808,704	-117,750704	44,31501	140,5585	2,98808
	4	21	165000	8	8052	-97,6181818	36,0815	115,9092	3,623527
	5	20	187000	10	9375	-82,0320856	29,65408	96,7851	4,339511
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	142000	3,2	3767,168	0	49,03785	84,93605	4,944897
	4	0	165000	4	4524	0	40,54464	70,22537	5,980745
	5	0	187000	5	5375	0	34,00334	58,89552	7,131273

#### Figura 4.20 Risultati ottenuti nella sezione A

Nella sezione B:  $T_{Max}$  = -6582,2 N ;  $M_f$  = -324,5 Nm

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	25	142000	30	0	57,13028169	0	57,13028	7,351618
	4	25	165000		0	49,16666667	0	49,16667	8,542373
	5	25	187000		0	43,38235294	0	43,38235	9,681356
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	21,8	142000	6,4	6808,704	49,81760563	49,31366	98,88025	4,247562
	4	21	165000	8	8052	41,3	40,15142	80,88325	5,19267
	5	20	187000	10	9375	34,70588235	32,999	66,86778	6,281052
Punto 3	t [mm]	y [mm]	Ix [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau [Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	142000	3,2	3767,168	0	54,56922	94,51666	4,443661
	4	0	165000	4	4524	0	45,11799	78,14665	5,374511
	5	0	187000	5	5375	0	37,83885	65,53881	6,408417

#### Figura 4.21 Risultati ottenuti nella sezione B

Anche in questo caso, scegliendo il profilato 50x30 mm di spessore t = 3,2 mm si è sicuri che la verifica di sicurezza sia rispettata in tutti i punti della trave.

## • CASO DI CARICO 3

Il caso di carico 3 è molto interessante perché analizza il comportamento degli elementi longitudinali del telaio ai quali sono saldati gli elementi trasversali.

Su queste travi non agiscono forze dirette perché i magneti non poggiano su di esse ma, come è facile intuire, sono sollecitate dalle reazioni vincolari delle travi trasversali: queste si trasferiscono sotto forma di forze di taglio e momenti torcenti. Anche le travi longitudinali sono giuntate tramite saldatura, perciò si schematizzano come travi doppiamente incastrate alle estremità. Nella figura seguente si riporta lo schema della trave a cui sono stati aggiunti i carichi. Il momento torcente è rappresentato lungo l'asse longitudinale della trave.<sup>2</sup>



Figura 4.22 Schema di carico delle travi longitudinali

Il diagramma dello sforzo di taglio :



Figura 4.23 Diagramma di taglio

Il diagramma del momento flettente :



Figura 4.24 Diagramma del momento flettente

Il diagramma del momento torcente<sup>3</sup>:



Figura 4.25 Diagramma del momento torcente

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Il M<sub>t</sub> è riportato in [N] per un limite del software Ftool, ma i valori si devono intendere espressi in [Nm].

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> La reazione vincolare lungo l'asse non esiste: il software la fornisce perché tratta il Mt come sforzo normale.

Le reazioni vincolari in A valgono : R<sub>A</sub> = 1741,4 N ; M<sub>A</sub> = 1592 Nm ;

Le reazioni vincolari in B valgono :  $R_B = 1738,6 \text{ N}$  ;  $M_B = -2022 \text{ Nm}$  ;



Tensione tangenziale risultante:  $\tau = \tau_{Taglio} + \tau_{Mt}$ 

Nelle sezioni chiuse sottili il valore delle tensioni tangenziali di torsione è costante in tutti i punti ( $\tau^*t = cost$ ). Quindi, la massima tensione tangenziale risultante si avrà sicuramente sull'asse baricentrico n-n cioè in corrispondenza della massima tensione tangenziale di taglio. In particolare, la risultante massima si ottiene quando le tensioni tangenziali sono parallele e di verso concorde in segno.

Utilizzando nuovamente il criterio di *Von Mises* per i materiali duttili, si calcola lo stato di tensione equivalente con la seguente formula:

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

Dai diagrammi delle sollecitazioni si osserva che i punti più sollecitati sono gli incastri A e B. Come è stato fatto in precedenza, per ognuna di queste sezioni, si calcola lo stato di sollecitazione nei 3 punti più critici della sezione.

Nel punto A:  $T_A$  = 4856,4 N ;  $M_{f,A}$  = -1592 Nm ;  $M_{t,A}$  = 746,9 Nm.

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau taglio[Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	25	142000	30	0	280,2816901	0	1254,24	-93,046885	-93,0469	323,3125	1,299053
	4	25	165000		0	241,2121212	0	1196	-78,062291	-78,0623	276,5221	1,518866
	5	25	187000		0	212,8342246	0	1125	-66,3911111	-66,3911	241,9127	1,736164
	6,3	25	206000		0	193,2038835	0	1035,69	-57,2350585	-57,2351	217,1527	1,934123
	7,1	25	213000		0	186,8544601	0	982,41	-53,5403666	-53,5404	208,6008	2,013415
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	21,8	142000	6,4	6808,704	244,4056338	36,384012	1254,24	-93,046885	-56,6629	263,3746	1,594687
	4	21	165000	8	8052	202,6181818	29,62404	1196	-78,062291	-48,4383	219,301	1,915176
	5	20	187000	10	9375	170,2673797	24,34692513	1125	-66,3911111	-42,0442	185,1867	2,267981
	6,3	18,7	206000	12,6	10738,79	144,5165049	20,09241201	1035,69	-57,2350585	-37,1426	158,189	2,655052
	7,1	17,9	213000	14,2	11393,58	133,7877934	18,293922	982,41	-53,5403666	-35,2464	147,0582	2,856012
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	142000	3,2	3767,168	0	40,261608	1254,24	-93,046885	-52,7853	91,42678	4,59384
	4	0	165000	4	4524	0	33,28841455	1196	-78,062291	-44,7739	77,55063	5,415817
	5	0	187000	5	5375	0	27,91780749	1125	-66,3911111	-38,4733	66,63772	6,302737
	6,3	0	206000	6,3	6332,697	0	23,69711027	1035,69	-57,2350585	-33,5379	58,08943	7,230231
	7,1	0	213000	7,1	6843,761	0	21,977148	982,41	-53,5403666	-31,5632	54,6691	7,682585

#### Figura 4.26 Risultati ottenuti nella sezione A

## Nel punto B: $T_B$ = -7653,6 N ; $M_{f,B}$ = -2022 Nm ; $M_{t,B}$ = -1069,9 Nm.

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau taglio[Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	25	142000	30	0	355,9859155	0	1254,24	-133,285396	-133,285	424,2888	0,989892
	4	25	165000		0	306,3636364	0	1196	-111,820652	-111,821	362,4503	1,158779
	5	25	187000		0	270,3208556	0	1125	-95,1022222	-95,1022	316,5544	1,326786
	6,3	25	206000		0	245,3883495	0	1035,69	-81,9865968	-81,9866	283,5152	1,481402
	7,1	25	213000		0	237,3239437	0	982,41	-76,69412	-76,6941	271,9717	1,544278
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	21,8	142000	6,4	6808,704	310,4197183	-57,34055561	1254,24	-133,285396	-190,626	453,1834	0,926777
	4	21	165000	8	8052	257,3454545	-46,68696	1196	-111,820652	-158,508	376,2986	1,116135
	5	20	187000	10	9375	216,2566845	-38,37032086	1125	-95,1022222	-133,473	316,5623	1,326753
	6,3	18,7	206000	12,6	10738,79	183,5504854	-31,66528386	1035,69	-81,9865968	-113,652	269,1487	1,560476
	7,1	17,9	213000	14,2	11393,58	169,9239437	-28,83089561	982,41	-76,69412	-105,525	249,5611	1,682955
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	142000	3,2	3767,168	0	-63,45157792	1254,24	-133,285396	-196,737	340,7584	1,232545
	4	0	165000	4	4524	0	-52,46194909	1196	-111,820652	-164,283	284,5458	1,476036
	5	0	187000	5	5375	0	-43,99796791	1125	-95,1022222	-139,1	240,9286	1,743255
	6,3	0	206000	6,3	6332,697	0	-37,34622419	1035,69	-81,9865968	-119,333	206,6905	2,032024
	7,1	0	213000	7,1	6843,761	0	-34,63559425	982,41	-76,69412	-111,33	192,8287	2,178099

#### Figura 4.27 Risultati ottenuti nella sezione B

L'estremità B è quella più sollecitata e si osserva che, anche scegliendo lo spessore massimo disponibile, la condizione di sicurezza n > 2 non è rispettata ovunque.

Si deve ricorrere perciò ad un profilo di maggiori dimensioni: si sceglie il profilo 60x40 mm,

che presenta moduli di resistenza molto maggiori, e si ripetono i calcoli nella sezione B.

Dimensione esterna lati <b>b x h</b> mm	Spessore s mm	Massa lineare Kg/m	Area della sezione metallica <b>A</b> cm <sup>2</sup>	Momento d'inerzia di flessione <b>lx</b> cm <sup>4</sup>	Momento d'inerzia di flessione <b>ly</b> cm <sup>4</sup>	Raggio di inerzia <b>ix</b> cm	Raggio di inerzia <b>iy</b> cm	Modulo di resistenza <b>Wx</b> cm <sup>3</sup>	Modulo di resistenza <b>Wy</b> cm <sup>3</sup>	Momento d'inerzia di torsione J cm <sup>4</sup>	Modulo di torsione <b>C</b> cm <sup>3</sup>
	3,2	4,62	5,88	27,80	14,60	2,18	1,57	9,27	7,29	30,80	11,70
	4,0	5,64	7,19	32,80	17,00	2,14	1,54	10,90	8,52	36,70	13,70
60 × 40	5,0	6,85	8,73	38,10	19,50	2,09	1,50	12,70	9,77	43,00	15,70
60 X 40	6,3	8,31	10,60	4,340	21,90	2,02	1,44	14,50	11,00	49,50	17,60
	7,1	9,14	11,60	45,90	22,90	1,98	1,40	15,30	11,50	52,70	18,50

Figura 4.28 Tabella dimensionale profilato 60x40mm

SEZIONE B												
T [N]	-7653,6											
M [Nmm]	-2022000											
Mt [Nmm]	-1069900											
Punto 1	t [mm]	y [mm]	l <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau taglio[Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	30	278000	40	0	218,2014388	0	2090,24	-79,9773591	-79,9774	258,4589	1,625017
	4	30	328000		0	184,9390244	0	2016	-66,3380456	-66,338	217,7261	1,929029
	5	30	381000		0	159,2125984	0	1925	-55,5792208	-55,5792	186,0532	2,257419
	6,3	30	434000		0	139,7695853	0	1809,69	-46,9211293	-46,9211	161,6797	2,597729
	7,1	30	459000		0	132,1568627	0	1740,41	-43,2915637	-43,2916	151,9471	2,76412
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	26,8	278000	6,4	10530,3	194,9266187	-45,29829963	2090,24	-79,9773591	-125,276	291,6819	1,439925
	4	26	328000	8	12592	160,2804878	-36,72794634	2016	-66,3380456	-103,066	239,9117	1,750644
	5	25	381000	10	14875	132,6771654	-29,8811811	1925	-55,5792208	-85,4604	198,7805	2,112884
	6,3	23,7	434000	12,6	17382,14	110,4179724	-24,32813151	1809,69	-46,9211293	-71,2493	165,5944	2,536318
	7,1	22,9	459000	14,2	18681,73	100,8797386	-21,93723522	1740,41	-43,2915637	-65,2288	151,4632	2,77295
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	278000	3,2	5933,568	0	-51,04896138	2090,24	-79,9773591	-131,026	226,9442	1,850675
	4	0	328000	4	7184	0	-41,90812683	2016	-66,3380456	-108,246	187,4879	2,240145
	5	0	381000	5	8625	0	-34,65212598	1925	-55,5792208	-90,2313	156,2853	2,687393
	6,3	0	434000	6,3	10304,85	0	-28,84543084	1809,69	-46,9211293	-75,7666	131,2315	3,20045
	7,1	0	459000	7,1	11235,11	0	-26,38591106	1740,41	-43,2915637	-69,6775	120,6849	3,480136

Figura 4.29 Risultati ottenuti nella sezione più critica con un profilato maggiorato

Si sceglie lo spessore t = 5 mm perché è il primo che rispetta il valore di sicurezza in tutti i punti critici della sezione.

## • Peso della struttura di supporto

E' importante conoscere il peso del telaio ai fini dei dimensionamenti successivi, in quanto esso si aggiunge al peso dei magneti. Ricapitolando: per le 8 travi trasversali si utilizza il profilato 50x30x3,2 avente una massa di 3,61 Kg/; per le 2 travi longitudinali si utilizza il profilato 60x40x5 avente una massa di 6,85 Kg/m. Quindi :

Massa telaio = 
$$(L_{trasv} * 3,61) + (L_{long} * 6,85) = 40,77 Kg$$

dove :

 $L_{trasv}$  = 8\* 0,700 m = 5,6 m è la lunghezza complessiva delle travi trasversali;

 $L_{long}$  = 2\*1,5 m = 3 m è la lunghezza complessiva delle travi longitudinali;

## • Analisi statica con software Solidworks

L'analisi statica è fondamentale per validare il modello ed accertarsi che non ci siano errori di calcolo. Per effettuare l'analisi statica bisogna innanzitutto assegnare il materiale ad ogni trave che compone il telaio: si è scelto l'acciaio da costruzione S420NH (carico di snervamento 420 MPa). Per vincolare il telaio è sufficiente rendere fisse le zampe di regolazione. Il telaio, infatti, non deve avere spostamenti rispetto alla struttura sottostante. Come carichi va considerato il peso proprio del telaio e il peso dei magneti opportunamente ripartito sulle diverse travi, come spiegato in precedenza.



Figura 4.30 Modello 3D con forze e vincoli

Dalla simulazione si ottengono i seguenti valori di tensione equivalente e spostamenti :



Figura 4.31 Tensione equivalente di VonMises all'interno della struttura di sostegno



Figura 4.32 Spostamento risultante della struttura di sostegno

Le tensioni, seppur abbastanza elevate, non destano particolari preoccupazioni in quanto questo tipo di acciaio ha uno snervamento elevato. Invece gli spostamenti massimi, oltre 4mm al centro del telaio, risultano troppo eccessivi per questa applicazione che richiede precisioni elevate. Si deve ricorrere ad alcuni accorgimenti per irrigidire la struttura.

- Le travi longitudinali, essendo molto lunghe, sono soggette a flettersi maggiormente al centro e perciò bisogna utilizzare elementi con modulo di resistenza maggiore: si sceglie il profilato 80x60x8 mm.
- La prima e ultima trave di appoggio viene sovradimensionata e si sceglie ancora una volta il profilato 80x60x8 mm.
- Si aggiungono due travature longitudinali, per le quali si sceglie di utilizzare il profilato 50x30x5 mm.

Vengono rappresentate lo schema quotato e la "mesh" del modello definitivo ottenuto.



Figura 4.33 Schema della struttura definitiva con relative quote



Figura 4.34 Modello 3D definitivo completo di mesh, carichi e vincoli

Ovviamente il peso del telaio aumenta in maniera considerevole (*Massa telaio*  $\cong$  92 *Kg*) ma, con questi accorgimenti, si riesce a limitare l'inflessione massima nel centro del telaio e le deformazioni massime<sup>4</sup>. Si riportano i risultati ottenuti dalle prove di simulazione con Solidworks.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> In applicazioni di precisione, le deformazioni a flessione devono essere limitate tra 10<sup>-5</sup> a 5\*10<sup>-4</sup> mm/mm



Figura 4.35 Tensione equivalente di VonMises nel componente

La tensione equivalente di Von Mises è ovunque accettabile. Facendo un ingrandimento nella zona della massima sollecitazione (seppur molto al di sotto del limite di sicurezza), si nota che tale valore si riscontra nel fazzoletto di rinforzo e non desta particolare preoccupazione.



Figura 4.36 Ingrandimento della zona più sollecitata

La massima inflessione, pari a 0.795mm, si ha al centro del telaio ed è un valore assolutamente accettabile. Irrigidendo ulteriormente il telaio, l'inflessione non si riduce notevolmente e non giustifica il conseguente aumento di peso.



Figura 4.37 Spostamento risultante del componente

La deformazione massima ( $\epsilon_{MAX}$  = 2.027 \*10<sup>-4</sup>) si ha in prossimità della zampa di appoggio del telaio ed è un valore che rientra nel range indicato per applicazioni di precisione.



Figura 4.38 Deformazione del componente

## 4.2 Dimensionamento del telaio superiore

Il dimensionamento del telaio superiore viene eseguito mediante la stessa procedura utilizzata per la struttura di appoggio dei magneti. Si riporta lo schema di base del telaio.



#### Figura 4.39 Schema di base del telaio superiore

Le quote in figura si riferiscono alla linea d'asse del profilato scelto. Quindi, una volta assemblato, il telaio avrà gli stessi ingombri della struttura di supporto dei magneti.

Il peso dei magneti e della struttura di supporto, che grava sul telaio, viene scaricato sulle tre zampe di regolazione. Quindi, innanzitutto si devono ricavare queste forze. Considerando che il peso totale è  $P_{Tot} \approx 2500 \text{ Kg}$  ( $P_{Magneti} = 2400 \text{ Kg}$ ;  $P_{struttura appoggio} \approx 100 \text{ Kg}$ ), la forza che si scarica in ognuno dei tre punti è pari a:

$$F_{reazione} = \frac{P_{Tot} * g}{3} = \frac{2500 * 9,81}{3} \cong 8200 N$$

Questo valore di prima approssimazione, sovrastima leggermente quello ricavato dall'analisi FEM della struttura di appoggio e quindi viene utilizzato per il dimensionamento. Per quanto riguarda il materiale, si sceglie di utilizzare lo stesso acciaio **S420NH** utilizzato in precedenza perché le elevate proprietà meccaniche e l'ottima saldabilità lo rendono adatto per questa applicazione.

Gli schemi di carico sono identici a quelli visti per la struttura di supporto dei magneti :

• La trave trasversale caricata con una forza di 8200 N in mezzeria e doppiamente incastrata alle estremità (vincolo di saldatura).

• Le travi longitudinali ,anch'esse doppiamente incastrate, sono sollecitate da forze di taglio alle estremità e da momento torcente.

Sono state dimensionate solo le travi trasversali, in quanto risultano essere quelle maggiormente sollecitate (come confermato anche dall'analisi FEM del modello).

## Trave trasversale caricata in mezzeria :



Figura 4.42 Diagramma momento flettente

L'analisi delle tensioni viene svolta nella sezione d'incastro (anche se ci sono le stesse sollecitazioni in quella di mezzeria) dove si ha :  $T_A = 4100 \text{ N}$ ;  $M_{f,A} = -779 \text{ Nm}$ .

La scelta ricade sui profilati a sezione quadrata perché, a parità di modulo di resistenza a flessione, presentano moduli di resistenza a torsione molto più elevati rispetto ai profili rettangolari. I punti più critici della sezione sono riportati nella figura seguente :

![](_page_59_Figure_0.jpeg)

Figura 4.43 Punti critici in una sezione rettangolare cava

Si sceglie di utilizzare il profilato 80X80 mm e si riportano i calcoli ottenuti per i diversi spessori.

Dimensione esterna lati <b>b</b> mm	Spessore s mm	Massa lineare Kg/m	Area della sezione metallica <b>A</b> cm <sup>2</sup>	Momento d'inerzia di flessione I cm <sup>4</sup>	Raggio d'inerzia i cm	Modulo di resistenza W cm <sup>3</sup>	Momento d'inerzia di torsione J cm <sup>4</sup>	Modulo di torsione C cm <sup>3</sup>
	3,6	8,53	10,90	105,00	3,11	26,20	164,00	38,50
	4,0	9,41	12,00	114,00	3,09	28,60	180,00	41,90
	5,0	11,60	14,70	137,00	3,05	34,20	217,00	49,80
	6,3	14,20	18,10	162,00	2,99	40,50	262,00	58,70
80	7,1	15,80	20,20	176,00	2,95	43,90	286,00	63,50
	8,0	17,50	22,40	189,00	2,91	47,30	312,00	68,30
	10,0	21,10	26,90	214,00	2,82	53,50	360,00	76,80
	11,0	22,80	29,10	223,00	2,77	55,80	380,00	80,10
	12,5	25,20	32,10	234,00	2,70	58,60	404,00	83,80

#### Figura 4.44 Tabella dimensionali per il profilato 80x80mm

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau taglio[Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	40	1050000	80	0	29,67619048	0	5898,24	0	0	29,67619	14,15276
	4	40	1140000		0	27,33333333	0	5776	0	0	27,33333	15,36585
	5	40	1370000		0	22,74452555	0	5625	0	0	22,74453	18,46598
	6,3	40	1620000		0	19,2345679	0	5431,69	0	0	19,23457	21,83569
	7,1	40	1760000		0	17,70454545	0	5314,41	0	0	17,70455	23,72272
	8	40	1890000		0	16,48677249	0	5184	0	0	16,48677	25,47497
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	36,8	1050000	6,4	22831,1	27,30209524	13,92969143	5898,24	0	13,92969	36,43506	11,52736
	4	36	1140000	8	27712	24,6	12,45824561	5776	0	12,45825	32,72283	12,83508
	5	35	1370000	10	33375	19,90145985	9,988138686	5625	0	9,988139	26,36962	15,92742
	6,3	33,7	1620000	12,6	40036,94	16,20512346	8,041909568	5431,69	0	8,04191	21,36874	19,65488
	7,1	32,9	1760000	14,2	43758,93	14,56198864	7,178762216	5314,41	0	7,178762	19,14825	21,93412
	8	32	1890000	16	47616	13,18941799	6,455873016	5184	0	6,455873	17,29149	24,2894
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	1050000	3,2	14163,97	0	17,28341333	5898,24	0	17,28341	29,93575	14,03005
	4	0	1140000	4	17344	0	15,59438596	5776	0	15,59439	27,01027	15,54964
	5	0	1370000	5	21125	0	12,64416058	5625	0	12,64416	21,90033	19,17779
	6,3	0	1620000	6,3	25727,25	0	10,33526481	5431,69	0	10,33526	17,9012	23,46211
	7,1	0	1760000	7,1	28388,71	0	9,314477841	5314,41	0	9,314478	16,13315	26,03336
	8	0	1890000	8	31232	0	8,468994709	5184	0	8,468995	14,66873	28,63234

#### Figura 4.45 Risultati ottenuti

In linea teorica, qualunque spessore soddisfa la relazione  $n \ge 2$  e garantisce che non si superi il limite di snervamento. Tuttavia, basandosi sui risultati ottenuti dall'analisi FEM, si è scelto di utilizzare il profilato di spessore 8 mm perché garantisce il miglior compromesso tra freccia massima e peso. Con spessori inferiori si otterrebbero deformazioni inaccettabili per questa applicazione di precisione. Trave trasversale caricata su due punti :

![](_page_60_Figure_1.jpeg)

### Figura 4.48 Diagramma del momento flettente

La sezione più sollecitata della trave risulta essere nell'incastro dove si hanno i seguenti valori:  $T_A$  = 8200 N;  $M_{f,A}$  = -987,24 Nm. La verifica è ampiamente soddisfatta anche in questo caso.

Punto 1	t [mm]	y [mm]	I <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	br [mm]	Sr[mm <sup>3</sup> ]	Sigma [MPa]	Tau taglio[Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	40	1050000	80	0	37,60914286	0	5898,24	0	0	37,60914	11,1675
	4	40	1140000		0	34,64	0	5776	0	0	34,64	12,12471
	5	40	1370000		0	28,82452555	0	5625	0	0	28,82453	14,57093
	6,3	40	1620000		0	24,3762963	0	5431,69	0	0	24,3763	17,22985
	7,1	40	1760000		0	22,43727273	0	5314,41	0	0	22,43727	18,71885
	8	40	1890000		0	20,89396825	0	5184	0	0	20,89397	20,1015
Punto 2	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	36,8	1050000	6,4	22831,1	34,60041143	27,85938286	5898,24	0	27,85938	59,37697	7,07345
	4	36	1140000	8	27712	31,176	24,91649123	5776	0	24,91649	53,23944	7,888889
	5	35	1370000	10	33375	25,22145985	19,97627737	5625	0	19,97628	42,81678	9,809237
	6,3	33,7	1620000	12,6	40036,94	20,53702963	16,08381914	5431,69	0	16,08382	34,60979	12,1353
	7,1	32,9	1760000	14,2	43758,93	18,45465682	14,35752443	5314,41	0	14,35752	30,96756	13,56258
	8	32	1890000	16	47616	16,7151746	12,91174603	5184	0	12,91175	27,92018	15,04288
Punto 3	t [mm]	y [mm]	lx [mm4]	br [mm]	Sr[mm3]	Sigma [MPa]	Tau taglio [Mpa]	A' [mm2]	Tau tors[Mpa]	Tau[Mpa]	Seq [Mpa]	n
	3,2	0	1050000	3,2	14163,97	0	34,56682667	5898,24	0	34,56683	59,8715	7,015024
	4	0	1140000	4	17344	0	31,18877193	5776	0	31,18877	54,02054	7,774821
	5	0	1370000	5	21125	0	25,28832117	5625	0	25,28832	43,80066	9,588897
	6,3	0	1620000	6,3	25727,25	0	20,67052963	5431,69	0	20,67053	35,80241	11,73105
	7,1	0	1760000	7,1	28388,71	0	18,62895568	5314,41	0	18,62896	32,2663	13,01668
	8	0	1890000	8	31232	0	16,93798942	5184	0	16,93799	29,33746	14,31617

Figura 4.49 Risultati ottenuti

Si sottolinea ancora una volta che l'obiettivo è ridurre al minimo la freccia di inflessione e la deformazione del telaio entro un range di valori suggeriti per applicazioni di precisione come questa. Nonostante sia stato scelto uno spessore importante, gli elevati carichi in gioco determinano valori di inflessione inaccettabili. Perciò è necessario apportare delle modifiche strutturali al telaio per aumentarne la rigidità, in modo da ottenere valori di inflessione e deformazione accettabili e senza aumentare eccessivamente il peso. Il telaio di base è stato irrigidito adottando i seguenti accorgimenti :

- profilato rettangolare 90x70x10mm per il perimetro;
- traversa nella mezzeria del lato lungo (dimensioni 60x56x8mm);
- travi oblique con la funzione di limitare la torsione del telaio (dimensioni 40x40x4mm);
- barra piena in acciaio al di sotto delle travi su cui si scaricano le forze, al fine di ridurre l'inflessione (dimensioni 100x20mm).

Il modello sviluppato è un ottimo compromesso tra rigidità, resistenza e peso. Considerando gli irrigidimenti aggiunti al modello base, si ottiene:  $P_{telaio} \cong 145 Kg$ .

![](_page_61_Picture_6.jpeg)

![](_page_61_Figure_7.jpeg)

## • Analisi statica con software Solidworks

Per svolgere l'analisi statica è necessario assegnare il materiale ad ogni elemento del modello (acciaio da costruzione S420NH e carico di snervamento 420 MPa). Il secondo passo è assegnare i vincoli e successivamente definire i carichi. Questa parte superiore del telaio sostiene i magneti e permette il loro sollevamento e abbassamento tra due posizioni definite. Il telaio viene sollevato su 4 punti tramite martinetti meccanici. Si è scartata l'ipotesi del sollevamento su un unico punto centrale. Questa scelta è confermata dal seguente confronto, utilizzando un semplice modello di piastra. Si riportano tensioni, spostamenti e deformazioni.

![](_page_62_Figure_1.jpeg)

a) piastra sollevata su 4 punti agli spigoli:

Figura 4.51 Risultati per la piastra sollevata su 4 punti laterali

a) piastra sollevata su un unico punto centrale:

![](_page_62_Figure_5.jpeg)

Figura 4.52 Risultati per la piastra per la piastra sollevata in un unico punto centrale

A parità di spessore e geometria e nonostante il modello sia poco accurato, l'analisi FEM mette chiaramente in evidenza che il caso b) genera deformazioni e spostamenti molto maggiori rispetto al caso a). Si è preferito, perciò, il sollevamento su 4 punti.

Si prevede di utilizzare 4 staffe rinforzate da saldare esternamente al telaio. A queste staffe, forate sulla faccia superiore per permettere il passaggio delle viti di potenza, sono imbullonate le madreviti permettendo il sollevamento e l'abbassamento del carico.Per vincolare il modello, è sufficiente rendere fisse le facce delle staffe simulando il comportamento delle madreviti.

Per quanto riguarda i carichi, oltre al peso proprio del telaio, è stata applicata una forza di 8200 N nei punti in cui verrà poggiata la struttura di sostegno dei magneti.

La "mesh" del modello CAD, completo di vincoli e carichi, è mostrato nella figura seguente:

![](_page_63_Picture_4.jpeg)

Figura 4.53 Modello 3D definitivo completo di mesh, carichi e vincoli

Lo stato tensionale all'interno del telaio non presenta nessun problema: i punti più sollecitati, come è facile immaginare, si trovano in corrispondenza della saldatura tra le staffe esterne e il telaio e nei 3 punti di appoggio della struttura superiore.

![](_page_64_Picture_0.jpeg)

Figura 4.54 Tensioni equivalenti di VonMises nel componente

In ogni caso, in questi punti, le tensioni hanno valori molto al di sotto dei limiti di sicurezza. Nella figura seguente è riportato un ingrandimento del punto più sollecitato, in cui si raggiungono appena 18,3Mpa: questo valore leggermente più alto può essere ulteriormente ridotto realizzando un raccordo maggiore degli spigoli in modo da non avere concentrazione di tensione.

![](_page_64_Figure_3.jpeg)

Figura 4.55 Ingrandimento nella zona più sollecitata

Il grafico mostra lo spostamento risultante in ogni punto del telaio. In particolare, i punti di maggiore interesse, sono quelli su cui si poggia la struttura di supporto dei magneti nei

quali l'inflessione deve essere la minima possibile. I valori ottenuti sono dell'ordine del centesimo di millimetro, quindi, assolutamente accettabili.

![](_page_65_Figure_1.jpeg)

Figura 4.56 Spostamento risultante nel componente

Anche le deformazioni risultanti rientrano abbondantemente nel range suggerito per applicazioni di precisione. I dati estrapolati da questa analisi FEM convalidano il modello CAD realizzato.

![](_page_65_Figure_4.jpeg)

Figura 4.57 Deformazioni risultanti nel componente

# 4.3 Dimensionamento del telaio inferiore

Il telaio inferiore è un componente fondamentale del carrello. Esso è la base su cui sono fissati i martinetti meccanici di sollevamento e la ralla di rotazione centrale. Durante lo spostamento del carrello, il telaio inferiore e quello superiore si trovano allineati e alla minima altezza relativa. Quando il carrello è fermo nelle posizioni "A" e "B" di lavoro, l'altezza relativa tra i due componenti è massima ed esiste un determinato angolo tra di essi.

La ralla centrale è costituita da due parti che possono ruotare tra loro: la parte fissa è vincolata al telaio che scorre sui binari; la parte rotante è vincolata al telaio inferiore e permette la rotazione del carico attorno all'asse della ralla.

In questo paragrafo non vengono riportati i calcoli effettuati per il dimensionamento perché il procedimento seguito è identico ai precedenti. Si preferisce mostrare il modello CAD ottenuto e le sollecitazioni a cui è sottoposto.

Il profilato utilizzato per il perimetro del telaio ha dimensioni 80x60x10mm, quindi presenta un modulo di resistenza a flessione elevato ed uno spessore considerevole. Il telaio infatti deve inflettersi il meno possibile, in modo da non inficiare il funzionamento dei martinetti meccanici. Il profilato delle due traverse longitudinali ha dimensioni 60x60x10mm, mentre i rinforzi trasversali hanno dimensioni 50x40x6mm. Si ottiene una massa totale di 154kg.

![](_page_66_Figure_5.jpeg)

Figura 4.58 Schema di base con quote

Il materiale consigliato è lo stesso acciaio alto resistenziale adatto per impieghi strutturali. Il telaio inferiore si immagina vincolato nella parte sottostante, dove sarà imbullonata la ralla di rotazione centrale. Per quanto riguarda i carichi, sul telaio inferiore gravano il peso del telaio superiore, il peso del reticolo di supporto e il peso dei magneti. Si può tranquillamente trascurare il peso dei martinetti e del motore elettrico perché completamente ininfluenti rispetto agli altri. Si ottiene che ogni martinetto viene caricato da una forza verticale pari a:

$$F_{mart} = \frac{(m_{magneti} + m_{reticolo} + m_{tel.sup}) * g}{4} = \frac{(2400 + 92 + 145) * 9.81}{4} \cong 6467N$$

Il grafico della tensione equivalente di VonMises mostra che le tensioni maggiori si raggiungono nei punti di montaggio della ralla centrale: sono al di sotto del limite di snervamento ma, eventualmente, si può incrementare lo spessore per ridurle ulteriormente.

![](_page_67_Figure_3.jpeg)

Figura 4.59 Tensioni equivalenti di VonMises nel componente

Di seguito il grafico delle deformazioni: si nota che si genera un "imbarcamento" del telaio a causa delle sollecitazioni elevate sui martinetti. I valori di spostamento risultante massimo sono più importanti rispetto a quelli delle altre parti del telaio ma comunque rimangono accettabili. In ogni caso, un aumento delle dimensioni dei profilati e dello spessore potrebbe risolvere il problema a discapito del peso che aumenterebbe sensibilmente.

![](_page_68_Figure_0.jpeg)

Figura 4.60 Spostamento risultante nel componente

Per quanto riguarda le deformazioni, non si evincono particolari problemi.

![](_page_68_Figure_3.jpeg)

Figura 4.61 Deformazione risultante nel componente

# 4.4 Dimensionamento del telaio portante

Il telaio portante è l'elemento più sollecitato di tutta la struttura: su di esso si scaricano il peso dei magneti e di tutti gli altri componenti del carrello. Inoltre, tramite gli assali, riceve direttamente le sollecitazioni anche dalle ruote. Perciò deve essere concepito per avere una elevata rigidità, senza preoccuparsi eccessivamente del peso.

Questo elemento strutturale del carrello non gode di alcun movimento relativo rispetto agli altri elementi. E' vincolato alle parti superiori tramite la ralla centrale; il collegamento ai due assali, muniti di ruote da carroponte, fornisce il movimento traslatorio a tutto il sistema.

La struttura base ha le dimensioni riportate in figura ed è costruito con un profilati quadrati in acciaio saldati tra di loro e aventi sezione 80x80x12mm. L'ingombro trasversale massimo è di 2380mm mentre la distanza tra i centri delle ralle di rotazione è pari a 2220mm.

![](_page_69_Picture_4.jpeg)

Figura 4.62 Schema di base del telaio portante con quote

La vista frontale mette in risalto la struttura "a culla" del telaio portante: questo accorgimento non è casuale ed è stato ideato per permettere un maggiore abbassamento del carico. L'obiettivo del sistema di sollevamento è quello di ridurre il più possibile l'altezza dei magneti durante il trasporto ma con una struttura diritta si andrebbero a perdere centimetri preziosi. Infatti, bisogna considerare gli ingombri in altezza delle ralle di rotazione e delle ruote da carroponte che vanno montati al di sotto del telaio.

![](_page_70_Figure_0.jpeg)

Figura 4.63 Vista laterale del telaio portante con quote dei prolungamenti

I prolungamenti "a culla", saldati alla struttura rettangolare di base, hanno le dimensioni indicate in figura e sono realizzati con profilati 80x70x12mm. Tutti gli elementi soprastanti vengono alloggiati all'interno della rientranza ricavata nel telaio portante. Durante la progettazione si è prestato attenzione al fatto che, durante la rotazione, il telaio soprastante non andasse ad impattare contro quello sottostante. Si raggiunge un peso complessivo di:

# $P_{telaio \ portale} \cong 220 \ kg$

Il telaio è vincolato rendendo fissi i punti di attacco delle due ralle di sterzo ed è caricato nel punto centrale su cui si scarica il peso dei magneti e di tutti i componenti soprastanti. Il peso totale ammonta a 2791kg corrispondenti ad una forza verticale di circa 27 400N. Quindi, per questo telaio è consigliabile utilizzare un acciaio con un limite di snervamento maggiore. Esistono acciai strutturali in lega che possono garantire una tensione di snervamento di oltre 600MPa.

![](_page_70_Figure_5.jpeg)

Figura 4.64 Modello 3D con carichi e vincoli

Si riportano i risultati ottenuti dalle prove di simulazione. Nell'ordine: tensioni equivalenti di VonMises e spostamento risultante.

![](_page_71_Figure_0.jpeg)

Figura 4.65 Tensioni equivalenti di VonMises nel componente

![](_page_71_Figure_2.jpeg)

Figura 4.66 Spostamento risultante nel componente

La massima inflessione si ha nel centro del telaio "a culla" come è logico aspettarsi. Il valore di 1,264mm può essere ritenuto accettabile, ma una soluzione economica ed efficace per limitare l'inflessione potrebbe essere quella di applicare due cavalletti fissi sotto le travi longitudinali durante il tempo di stazionamento nelle posizioni di lavoro.

Applicando dei cavalletti come quelli mostrati in figura sotto le travi maggiori, che maggiormente risentono dell'inflessione, si potrebbe evitare di aumentare gli spessori ed appesantire ulteriormente la struttura. Sarà sufficiente rimuovere i cavalletti solamente per il breve tempo in cui il carrello dovrà essere movimentato sulle rotaie da"A" a "B".


Figura 4.67 Cavalletti di sostegno

## 4.5 Dimensionamento degli assali

Il dimensionamento dell' assale richiede una paragrafo dedicato in quanto è un componente molto delicato sul quale si poggia tutta la struttura. Inoltre, in questo paragrafo viene anche descritto un particolare sistema di sospensione dell'assale, ideato per consentire che le ruote siano sempre a contatto diretto con le rotaie anche in caso di non perfetta planarità della pavimentazione.

### 4.5.1 Geometria del modello CAD e analisi statica con Solidworks

Il peso di tutta la struttura si ripartisce equamente tra i due assali e si va a scaricare sui supporti delle ralle che permettono la sterzatura. La forza verticale a cui ogni assale è sottoposto è pari a:

$$F_{assale} = \frac{(m_{TOT\_telaio} + m_{magneti}) * g}{2} = \frac{(92 + 145 + 154 + 220 + 2400) * 9,81}{2} = 14769N$$

Il procedimento di dimensionamento, ancora una volta, non differisce in alcun modo dai precedenti: l'assale può essere schematizzato come una trave appoggiata all'estremità e caricata in mezzeria utilizzando le formule note della teoria delle travi. Scelto l'acciaio (in questo caso si opta per il tipo S420NH), si deve verificare quale spessore del profilato garantisce il rispetto della condizione di sicurezza in ogni punto del pezzo. Si ottiene il seguente modello. Le dimensioni della sezione sono 70x100x10mm, con un peso pari a:

```
P_{assale} \cong 27,3kg
```



Figura 4.68 Modello 3D dell'assale

Il supporto della ralla di sterzo viene montato tramite bulloni sulle quattro piastre sporgenti dotate di fazzoletti di rinforzo. Fissando le ruote alle piastre laterali, si raggiunge lo scartamento desiderato di 900mm.

La forza totale di 14769N è stata distribuita sulle piastre di appoggio della ralle, mentre le piastre laterali sono considerate fisse per simulare il collegamento al gruppo ruote. Di seguito sono riportate: la "mesh" del modello CAD ottenuto, le tensioni equivalenti di Von Mises che si sviluppano nel componente e la sua deformata.



Figura 4.69 Modello CAD completo di mesh, carichi e vincoli

Le tensioni massime ( $\sigma_{MAX}$  = 107,3MPa) si raggiungono nei punti di saldatura delle piastre laterali al corpo dell'assale. L'inflessione massima ( $\epsilon_{MAX}$  = -0,292mm) si verifica in mezzeria ed è un valore assolutamente accettabile.



Figura 4.70 Tensioni equivalenti di VonMises nell'assale



Figura 4.71 Spostamento risultante nell'assale

### 4.5.2 Sistema di sospensione dell'assale

Il sistema di traslazione prevede l'utilizzo di un solo motore accoppiato ad una sola ruota dell'assale che assume la funzione di ruota motrice dell'assale. Dal momento che non è possibile assicurare la perfetta planarità del pavimento, nasce l'esigenza di trovare una soluzione che garantisca il contatto costante tra la ruota motrice e la rotaia.

La rigidezza propria dell'assale potrebbe compensare eventuali piccoli errori ma, qualora l'errore di planarità fosse maggiore della deformazione massima, la ruota motrice si distaccherebbe dalla rotaia non riuscendo più a trasmettere la forza necessaria per l'avanzamento del carrello. Per questa ragione l'assale non può essere fisso ma deve prevedere un sistema di sospensione. Scartando soluzioni più complesse, per esempio sospensioni a balestra o con molla-smorzatore, si è pensato ad un semplice sistema con 4 molle a tazza del tipo "*Belleville*".

La molla a tazza è una particolare rondella, la cui forma tronco-conica le conferisce le caratteristiche di una molla. E' possibile ottenere la caratteristica carico-spostamento desiderata variando il rapporto h/t (altezza/spessore della molla) oppure impilando adeguatamente le molle. L'indubbio vantaggio è offerto dalla compattezza del sistema: le molle a tazza hanno un'elevata capacità di carico seppur alloggiate in piccoli spazi.

Si ipotizzi che l'assale sia fisso: in condizioni normali su di esso si scarica una forza di 14769N che si ripartisce equamente tra le due ruote quando entrambe sono a contatto con la rotaia, come mostrato dai diagrammi seguenti (momento d'inerzia della sezione  $I_y=3,7*10^6$  mm<sup>4</sup>).



Figura 4.72 Schema di carico dell'assale



Figura 4.73 Deformata dell'assale e reazioni vincolari sulle ruote

Nel caso di distacco di una ruota, per un difetto di planarità, tutta la forza si andrebbe a concentrare sull'altra ruota a contatto. Questa situazione è schematizzabile come una trave incastrata in mezzeria e caricata con la forza di reazione (derivante dalla rotaia) pari alla forza totale di 14769N nell'altra estremità libera.



Figura 4.75 Deformata e reazioni vincolari sulla ruota caricata

Al valore di inflessione massima ( $f_{MAX}=0,5774mm$ ) corrisponde un difetto di planarità che è necessario correggere: se si riscontra un difetto tra le due rotaie maggiore di quello calcolato, il distacco della ruota si verifica certamente.

Si riportano le 3 viste del sistema di sospensione montato sull'assale.



Figura 4.76 Vista frontale



### Figura 4.78 Vista laterale

Le quattro molle Belleville (in giallo) sono alloggiate tra le due piastre e vengono precaricate agendo sulle viti di regolazione, dotate di dado e controdado di sicurezza. La piastra superiore, tramite la ralla di sterzo, trasmette una forza esterna pari a 14769N che si ripartisce sulle quattro molle.

## • Effetto del precarico

L'importanza del precarico si può spiegare ponendosi nella situazione di incipiente distacco della ruota. In questo caso, le molle del lato scarico dopo essersi rilasciate di 0,5744mm dovranno ancora essere in grado di esercitare una spinta tra le due piastre (che non saranno più parallele tra loro), generando una forza di reazione che mantenga la ruota a contatto con la rotaia. Quindi, è chiaro che le molle dovranno essere pre-compresse di un valore maggiore di 0,5774mm. Si sceglie di realizzare una pre-compressione delle molle di:

$$s_{precarico} = 0,75$$
mm

Le 4 molle Belleville utilizzate, della ditta "Christian Bauer" (DIN 2093), hanno le seguenti dimensioni:

- F<sub>Max</sub> ammissibile (su ogni molla): 20530N;
- Diametro esterno: De = 71mm;
- Diametro interno: Di = 36mm (leggermente maggiore del diametro della vite);
- Spessore: t = 4mm;
- Ingombro a riposo:  $I_0 = 5,60$ mm.



De = diametro esterno in mm Di = diametro interno in mm t = spessore in mm

Figura 4.79 Schema della molla Belleville con quote

La curva caratteristica è riportata nella figura seguente. Per comprimere le molle di 0,75mm bisogna agire sulle viti di regolazione che, tendendo ad avvicinare le due piastre tra loro, devono generare una forza pari a:

$$F_{precarico} \cong 13000N$$



Figura 4.80 Diagramma carico-deformazione della molla scelta

### • Situazione di carico normale

Nella situazione normale, le ruote sono entrambe a contatto con le rotaie e lo schiacciamento delle molle è uniforme (le piastre sono parallele tra di loro). Su ogni molla agisce una forza pari a:

$$F_{molla} = \frac{F_{assale}}{4} + F_{precarico} = \frac{14769}{4} + 13000 \cong 3700 + 13000 = 16700N$$

La forza di 16700N provoca uno schiacciamento delle molle di  $s_{molla} = 0,9$ mm. L'altezza sotto carico (che corrisponde alla distanza tra le due piastre) è:

$$I = I_0 - s_{molla} = 4,70mm$$

### • Situazione di sovraccarico su una ruota

Nella situazione di incipiente distacco, su due molle agisce la forza massima:

$$F'_{molla} = \frac{F_{assale}}{2} + F_{precarico} = \frac{14769}{2} + 13000 \cong 7400 + 13000 = 20400N$$

La forza di 20400N provoca uno schiacciamento delle molle di  $s_{molla}$  = 1,2mm. L'altezza sotto carico è:

$$I = I_0 - s_{molla} = 4,40mm$$

80

Sulle due molle del lato in cui avviene il distacco, viene a mancare la forza di reazione ruota-rotaia e agisce solo la forza di precarico che tiene le piastre ad una distanza di 0,75. Quindi, in questa situazione, la distanza tra le due piastre è:

$$I = I_0 - s_{precarico} = 4,85mm$$

Quindi, le due piastre non sono più parallele: esiste una differenza di altezza tra le due piastre pari a: 4,85 - 4,40 = 0,45mm.



Figura 4.81 Vista in sezione del sistema di sospensione con molle Belleville

Di conseguenza, l'assale subisce una rotazione che si trasmette fino alle ruote le quali avranno una leggera differenza di altezza. Tale differenza rappresenta proprio il massimo difetto di planarità che è possibile annullare mediante questo sistema di sospensione.

Sapendo che la distanza tra i centri delle molle è 132mm e lo scartamento tra le due ruote è 900mm, con una semplice proporzione si calcola il massimo difetto di planarità:

$$\varepsilon_{MAX} = \frac{0.45 * 900}{132} \cong 3.1 mm$$

Sulla parte più scarica dell'assale si genera una forza normale che spinge la ruota a contatto con la rotaia. L'entità di questa forza è:

$$F_N = 13000(s = 0.75) - 9500(s = 0.5744) = 3500N$$

# • Verifica resistenza molla

Ponendosi nel caso peggiore in cui esse sono sollecitate dalla forza massima F' e dalla forza di precarico F<sub>precarico</sub> si ottiene:

$$F_{\max\_molla} = F'_{molla} + F_{precarico} = 7400 + 13000 = 20400N < 20530N$$

La molla scelta è adatta per essere utilizzata in questa applicazione perché non viene mai sollecitata con una forza maggiore di quella massima tollerata.

# 5. Sistema di sollevamento con martinetti meccanici

In questo capitolo viene riportato il procedimento per la progettazione del sistema di sollevamento con martinetti meccanici. Si è scelto di utilizzare i martinetti della ditta ZIMM<sup>®</sup>, specializzata nei sistemi di sollevamento industriali. Ovviamente, tale scelta non è da intendersi come l'unica possibile tra le diverse opzioni presenti sul mercato.

Il sistema di sollevamento prevede che i martinetti siano appoggiati sulla base del telaio inferiore. Il loro azionamento permette di variare la quota dei magneti, appoggiati sul telaio superiore. Entrambe le parti della struttura sono solidali durante la rotazione del carrello attorno all'asse della ralla centrale.

# 5.1 Cinematica del moto

Un sistema siffatto è molto semplice dal punto di vista cinematico: l'unica variabile è rappresentata da H, cioè l'altezza del carico. Una volta definita la variazione di H tra la posizione massima e minima, è possibile definire la lunghezza della vite senza fine.

La velocità di sollevamento del carico si calcola con la seguente relazione :

$$V_{sollevamento} = \frac{p}{i} * n = 1,5 \, m/min = 25 mm/s$$

dove :

- passo della vite: p = 4mm = 0,004m;
- rapporto di riduzione martinetto: i = 4;
- numero giri motore elettrico: n = 1500giri/min.

Quindi il tempo impiegato per abbassare/sollevare il carico, considerando che la corsa è 625mm, è pari a:

$$t_{azionamento} = \frac{Corsa}{V_{sollevamento}} = \frac{625mm}{25mm/s} = 25s$$

# 5.2 Progettazione impianto di sollevamento

Per la progettazione dell'impianto di sollevamento si segue il procedimento riportato nell'appendice tecnica del catalogo dei martinetti.

### • Scelta della taglia del martinetto

Si sceglie di utilizzare i martinetti nella versione rotante R: la base è fissata sul telaio inferiore mentre la chiocciola (componente in arancio) è imbullonata alla struttura del telaio superiore. La rotazione della vite provoca la traslazione della chiocciola e quindi del carico.



Figura 5.1 Martinetto nella versione rotante

Il peso complessivo da sollevare è ripartito su 4 martinetti, fissati ai vertici del telaio superiore. La massa totale è la somma di: m<sub>magneti</sub> = 2400kg; m<sub>telaio superiore</sub> = 145kg; m<sub>telaio appoggio</sub> = 92kg.

$$m_{Tot} = 2637 kg$$

Ne risulta che la forza peso complessiva è pari a:  $F_{TOT} = m_{Tot}^* g = 25869N$ . Ripartendo il carico, si ricava che ogni singolo martinetto è sottoposto ad una forza di pressione/trazione pari a:

$$F_p = \frac{F_{TOT}}{4} \cong 6,5 \ kN$$

La scelta ricade sulla serie **Z-10-R** che ammette un carico statico massimo in pressione/trazione pari a 10kN.

### • Forza di presso-flessione della vite di sollevamento

Per il calcolo della forza di presso-flessione ci si attiene a quanto indicato dal catalogo. La configurazione da scegliere è quella relativa alla versione R guidata.



Figura 5.2 Configurazione di lavoro del martinetto

Il momento d'inerzia superiore di 2° grado si ottiene dalla seguente formula:

$$I = \frac{F * v * (0,7 * L)^2}{\pi^2 * E} = 1858,9mm^4$$

Il diametro minimo della vite è pari a :

$$d = \sqrt[4]{\frac{I*64}{\pi}} = 13,95mm$$

dove:

- F = Massimo carico sul martinetto = 6500 [N];
- L = Lunghezza libera della vite ≈ 635 [mm];
- E = modulo di elasticità = 210.000 [N/mm<sup>2</sup>];
- v = fattore di sicurezza (posto uguale a 3);
- d = diametro interno minimo della vite [mm];

Quindi si sceglie il diametro standard immediatamente superiore al valore calcolato, cioè:

• Numero di giri critico per la flessione

Il numero di giri massimo ammesso della vite è pari a:  $n_{amm} = 0.8*n_{kr} * f_{kr} > 800$  rpm.

dove :

- n<sub>kr</sub> = numero di giri teorico critico (dal diagramma, in funzione del diametro Tr 20x4);
- f<sub>kr</sub> = fattore di correzione (f<sub>kr</sub> = 1 con piastra di supporto vite).



Figura 5.3 Numeero di giri massimo ammesso dai martinetti

Il numero di giri della vite si calcola come: 
$$n = \frac{num.giri ingresso}{i_{martinetto}} = \frac{1500}{4} = 375 rpm$$

Adottando una rapporto di riduzione normale i<sub>martinetto</sub> = 4, risulta che il numero di giri della vite è sicuramente inferiore al numero di giri massimo ammissibile. Quindi, la verifica è soddisfatta e si sceglie una vite a sezione trapezoidale Tr 20x4mm (vite con passo pari a 4mm).



Figura 5.4 Lunghezza totale della vite

## • Calcolo della coppia motrice per sistemi di sollevamento

Determinato il diametro minimo della vite, pari a 14.9mm, si procede con il calcolo della coppia motrice richiesta dal singolo martinetto e dagli altri componenti della catena cinematica.

Il layout del sistema di sollevamento è riconducibile a quello mostrato nello schema seguente. Si ripercorre la catena cinematica a ritroso, considerando i rendimenti di alberi di

collegamento (0,95) e dei rinvii angolari (0,9), fino ad arrivare alla coppia motrice richiesta dal motore elettrico.



Figura 5.5 Layout del sistema di sollevamento con martinetti

1) Coppia richiesta dal martinetto :  $M_G = \frac{F*p}{2\pi*\eta_{mart}*\eta_{vite}*i} + M_L = 3,41Nm$ 

dove:

- i = 4;
- F = 6,5kN (ponendo la forza dinamica pari a quella statica si compie una sovrastima);
- $\eta_{mart}$  = 0,84 (con: n = 500 rpm);
- $\eta_{vite} = 0,391;$
- p = 4mm;
- M<sub>L</sub> = 0,26Nm (fornita dal costruttore);
- 2) Coppia in ingresso albero ( $\eta_{albero} = 0.95$ ):  $\frac{3.41Nm}{0.95} = 3.59Nm$
- 3) Coppia in ingresso rinvio angolare ( $\eta_{rinvio} = 0,90$ ):  $2 * \left(\frac{3,59Nm}{0,90}\right) = 7,98Nm$
- 4) Coppia in ingresso albero ( $\eta_{albero} = 0.95$ ):  $\frac{7.98Nm}{0.95} = 8.4Nm$
- 5) Coppia richiesta dal motore ( $\eta_{giunto} = 0.95$ ):  $2 * \left(\frac{8.4Nm}{0.95}\right) * 1.4 = 24.8Nm$

Il valore della coppia richiesta al motore è moltiplicata per due, in quanto la coppia si ripartisce in entrambe le direzioni all'uscita del motore. La ditta costruttrice consiglia di moltiplicare il valore ottenuto per un coefficiente di sicurezza pari a 1,4.

Ottenuti i valori dei punti 3) e 5) si procede con la scelta dei rinvii angolari e del motore capace di erogare la potenza richiesta.

### • Scelta dei rinvii angolari

E' necessario scegliere 2 rinvii angolari che, in ingresso, ricevono coppia dall'albero di collegamento e la trasmettono, in uscita, ai due martinetti. La coppia richiesta è pari a M<sub>rinvio</sub>≈ 8Nm.



Figura 5.6 Rinvio angolare versione T

I rinvii angolari della serie *KGZ-25* (versione T) a denti dritti sono capaci di trasmettere una coppia massima pari a 16Nm fino a 1500rpm, quindi sono adatti per questa applicazione. Il rapporto di trasmissione del rinvio è 1:1.

### • Definizione del motore

Il motore elettrico è del tipo asincrono trifase, con un numero di giri dipendente dal numero di poli: è consigliabile scegliere la versione standard a 1500rpm (4 poli). La potenza nominale del motore deve essere pari a:

$$P_{motore} = M_{mot} * \omega = 24,8 * 1500 * \frac{2\pi}{60} \ge 3,89kW$$

A seconda delle esigenze dell'impianto, l'azienda ZIMM<sup>®</sup> fornisce anche freni elettromagnetici ed encoder incrementali, utili per il controllo della movimentazione.

## • Determinazione della lunghezza della vite

Si deve determinare la lunghezza della vite rotante, il cui schema di quotatura è riportato nella figura seguente. Essa è realizzata in acciaio da costruzione C35 e presenta una precisione del passo pari a : 0,2mm / 300mm.

La corsa massima dei martinetti che si riesce a realizzare è pari a:

Corsa = 625mm



Figura 5.7 Lunghezza complessiva della vite

 $L_{vite Tr} = Corsa + L_{base \ con \ codolo} + L_{chiocciola} = 625 + 122 + 83 = 830 \ mm$ 

# • Scelta della chiocciola

La chiocciola è l'elemento del martinetto che trasla mentre la vite ruota. Essa viene fissata al telaio superiore permettendo la salita o la discesa del carico alla velocità di traslazione determinata in precedenza.

Nel caso di telai saldati, come in questa applicazione, non è possibile escludere errori angolari che portano ad una rapida usura della chiocciola a causa di un cattivo funzionamento. Per ovviare a questo inconveniente, si è pensato di utilizzare una chiocciola auto-allineante capace di compensare piccoli errori angolari fino a +/- 3° sulla superficie di fissaggio.



Figura 5.8 Chiocciola auto - allineante

Si riportano le dimensioni delle chiocciole, utili al dimensionamento dei supporti mediante i quali si realizza il fissaggio al telaio superiore. Per imbullonare la chiocciola ai supporti, il catalogo impone l'utilizzo di n°6 viti di collegamento M6x12.



### Figura 5.9 Dimensioni delle chiocciole auto - allineanti

Anche se la vite è irreversibile, ovvero il carico non può abbassarsi con il motore inattivo, si consiglia di utilizzare un controdado di bloccaggio (elemento arancione in foto) per una maggiore sicurezza in fase di lavoro.

# 6. Sistema di rotazione del carrello

Il carrello semovente prevede l'utilizzo di 3 ralle di rotazione, con funzioni differenti. La ralla centrale permette di ruotare i magneti rispetto alla base inferiore, che trasla sulle rotaie, assicurando il collegamento tra i due elementi del carrello. Le altre due ralle di rotazione, invece, sono concepite per garantire la sterzatura degli assali della base inferiore durante la traslazione del carrello sulle rotaie.

Per questo lavoro di tesi si fa riferimento ai prodotti dell'azienda italiana Trasmec s.r.l.<sup>®</sup>, specializzata nella progettazione e nella costruzione di sistemi di rotazione. L'ufficio tecnico fornisce tutte le indicazioni necessarie per la scelta e il corretto montaggio dei prodotti. Le applicazioni più comuni in cui si utilizzano tali sistemi sono: escavatori, turbine eoliche, macchine utensili, piattaforme mobili, gru a bandiera.



Figura 6.1 Esempi di applicazioni industriali delle ralle di rotazione

Per la rotazione del carico è preferibile l'utilizzo di una tavola di rotazione, posta nel punto centrale del carrello, costituita da una ralla di rotazione comandata da una vite senza fine. Questo garantisce una maggiore compattezza e una rotazione più lenta rispetto all'utilizzo di ralle di rotazione comandate da un pignone.

Per quanto riguarda la rotazione degli assali rispetto alla base fissa, è preferibile utilizzare due ralle di rotazione folli, senza nessun organo meccanico di comando. Infatti, la sterzatura avviene per effetto delle forze scambiate tra ruota e rotaia nei tratti curvi del percorso.

La descrizione tecnica della ralla di rotazione è identica in entrambi i casi. Essa è costituita da due anelli di acciaio ad alta resistenza dotate di movimento rotatorio relativo per mezzo di elementi volventi ospitati all'interno di piste di rotolamento. Gli anelli sono costruiti in acciaio al carbonio C45 oppure 42CrMo4 che, rispetto al precedente, permette di ottenere una maggiore profondità dello stato temprato e quindi capacità di carico maggiori. Dopo forgiatura e laminazione, viene realizzato un ciclo di bonifica (tempra più successivi rinvenimenti) che permette di incrementare tutte le caratteristiche meccaniche del componente. Invece, sulle piste di rotolamento viene effettuata una tempra ad induzione che permette di resistenza meccanica, preservando le piste da fenomeni di plasticizzazione a seguito delle elevate pressioni di contatto con gli elementi volventi. Gli elementi volventi possono essere a sfera o a rulli cilindrici, entrambi prodotti in acciaio 100Cr6. Lo stesso trattamento di tempra ad induzione viene effettuato anche sulla dentatura della ralle, in quanto la durezza ottenuta dal ciclo di bonifica non è accettabile per preservare la vita a fatica dei denti.



Figura 6.2 Spaccato di una ralla di rotazione

La lubrificazione del cuscinetto con grasso specifico è fondamentale al fine di garantire il corretto funzionamento dello stesso durante tutta la vita utile. Si consiglia di seguire le istruzioni di manutenzione riportate nel catalogo dei prodotti Trasmec s.r.l.<sup>®</sup>.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Scala di durezza Rockwell in cui il penetratore è un cono di diamante con angolo di apertura 120° e raggio di raccordo 0,2mm.

Per quanto riguarda i sistemi di protezione superficiali, è possibile scegliere tra i seguenti trattamenti delle superfici metalliche: olio protettivo, verniciatura, zincatura elettrolitica oppure zincatura spray a caldo.

# 6.1 Carichi agenti sulla ralla centrale

La tavola girevole si differenzia da una normale ralla di rotazione perché il movimento è fornito dall'ingranamento con una vite senza fine, comandata da un motore elettrico o idraulico. Di seguito si riporta la struttura di una tavola rotante che ne chiarisce il funzionamento.



Figura 6.3 Componenti di una tavola di rotazione

Prima di procedere con la scelta, è necessario calcolare i carichi agenti. In un sistema così configurato, la ralla di rotazione centrale costituisce un importante elemento strutturale del carrello: deve sopportare tutte le sollecitazioni, statiche e dinamiche, che agiscono su di esso. In posizione di lavoro, cioè a carrello fermo, la base superiore è posta trasversalmente alla direzione delle rotaie; quando il carrello deve essere movimentato, la base superiore viene allineata alle rotaie in modo da ridurre l'ingombro trasversale durante la traslazione.

E' importante specificare che la rotazione del carico avviene solamente con il carrello fermo, cioè prima e dopo lo spostamento tra le due posizioni di lavoro. In ogni caso, per essere più conservativi, il dimensionamento viene effettuato considerando la sovrapposizione contemporanea delle sollecitazione statiche e dinamiche.

Si segue il procedimento indicato sul catalogo. Il cuscinetto è sollecitato da un carico assiale  $F_a$ , da un carico radiale  $F_r$  ed da un momento flettente di ribaltamento  $M_f$ .



Figura 6.4 Carichi sulla ralla di rotazione

Per carico equivalente  $Q_e$  si intende il carico massimo agente sul corpo volvente in direzione normale alla superficie di contatto ed è una combinazione dei singoli carichi. Si calcola, in via teorica, applicando la seguente formula i cui coefficienti dipendono dalla geometria e dalle caratteristiche meccaniche del cuscinetto (dove z = numero di sfere-rulli):

$$Q_e = C_1 \frac{\mathrm{Fa}}{z} + C_2 \frac{\mathrm{Mf}}{z} + C_3 \frac{\mathrm{Fr}}{z}$$

Il carico ammissibile Q<sub>o</sub> presuppone lo studio della sollecitazione nella zona di contatto tra corpo volvente e pista di rotolamento : si impone che la deformazione plastica non superi lo 0,01% del diametro della sfera o del rullo. Questa è la ragione per cui sono necessari elevati valori di durezza a cuore e non solo in superficie.

Il coefficiente di sicurezza statico S<sub>f</sub> mette in rapporto il carico equivalente con quello ammissibile. La verifica statica è soddisfatta se:

$$S_f = \frac{Q_e}{Q_0} > 1,35^e$$

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Il catalogo suggerisce il valore di 1,35 per applicazioni della ralla su piattaforme girevoli

Si procede con il calcolo dei carichi agenti. La massa che grava sulla ralla è quella dei magneti, del telaio di appoggio, del telaio superiore e inferiore. Trascurando il peso irrisorio dei martinetti e dei motori poggiati sul telaio, si ottiene:

La forza assiale è di natura statica perché corrisponde alla forza peso:

$$F_a = F_p = m * g = 27380N$$

Le forze dinamiche sono rappresentate dalla forza d'inerzia e da quella centrifuga. I parametri cinematici sono:

a = 0,1 m/s<sup>2</sup> v = 0,083 m/s R = 1,469 m  

$$F_{IN} = m^*a = 279,1N$$
;  $F_C = m * \frac{v^2}{R} \approx 13,1 N$ 

Le due forze agiscono sullo stesso piano, normale all'asse di rotazione, quindi dalla loro somma vettoriale si ricava la forza radiale agente sul sistema :

$$F_r = \sqrt{F_{IN}^2 + F_c^2} = 279,4 N$$

Per il calcolo del momento ribaltante ci si pone nella situazione peggiore determinando l'altezza del baricentro quando i magneti sono sollevati. L'asse del fascio magnetico si trova a 1650mm di altezza dal pavimento. La somma delle altezze di traversine (40mm) e binari Burback (55mm) è pari a 95mm. Si prende come riferimento il livello dei binari e non il pavimento di appoggio:

Considerando una bassa eccentricità del sistema (e ≈ 10mm), garantita da una struttura compatta e da un sistema di sollevamento bilanciato, il momento dovuto alle eccentricità è paria a:

$$M_e = F_a * e = 273,5Nm$$
  
 $M_f = M_{rib} + M_e = 708,3Nm$ 

Utilizzando il coefficiente di sicurezza statico, si ricava lo stato di sollecitazione equivalente:

$$\begin{cases} F'a = F_a * S_f \approx 37 \text{ kN} \\ M'_f = M_f * S_f \approx 0.96 \text{ kNm} \end{cases}$$

# 6.2 Scelta della modello di tavola girevole

Ogni modello di tavola girevole è fornito di un proprio diagramma di carico che indica le sollecitazioni massime a cui può essere sottoposto. Si prende in considerazione il modello *SD5-62B-12RC*. Entrando nel diagramma di carico, con i valori calcolati in precedenza, si nota che essi rientrano al di sotto della curva limite.



Figura 6.5 Diagramma di carico della ralla SD5-62B-12RC

Il modello scelto è adatto per questa applicazione. Si riportano i parametri tecnici e le caratteristiche geometriche.

Tavola Girevole Parametri di prestazione Slewing Drive Performance Parameters							
Velocita di uscita nominale	Rated Output Speed	Speed <2.5 rpm					
Cappia in uscita	Output Torque	600 N.m	443 lbf.ft				
Momento Ribaltante	Tilting	2800 N.m	2065 lbf.ft				
Coppia Statica	Holding Torque	5000 N.m	3688 lbf.ft				
Carico statico Assile	Static Axial Load Rating	45 kN	10125 lbf				
Carico Statico Radiale	Static Radial Load Rating	22 kN	4950 lbf				
Rapporto di trasmissione	Gear Ratio	62:1					
Precisione	Precision	≤0.2°					

Figura 6.6 Parametri di prestazione della ralle SD5-62B-12RC







### Figura 6.8 Vista frontale del modello SD5-62B-12RC

La scelta di un cuscinetto prevede, in linea teorica, anche il calcolo della vita a fatica (norma ISO 281): la durata è definita come il numero di ore di funzionamento raggiunto dal 90% dei corpi volventi prima che si manifestino segni di rottura. Per questa applicazione quasistatica si può trascurare il calcolo a fatica in quanto la ralla viene movimentata raramente.

## 6.3 Coppia e potenza richieste per la rotazione della tavola girevole

La tavola può essere motorizzata utilizzando un motore elettrico o un motore idraulico. Si è scelto di non effettuare manualmente la rotazione, in modo da ridurre al minimo i rischi degli operatori.

Si effettua una stima sulla la velocità angolare di rotazione della ralla che deve essere molto bassa, all'incirca una decina di gradi al secondo che corrispondono a :

$$\omega = 10 \ \frac{deg}{s} * \ \frac{\pi}{180} = 0.175 \ \frac{rad}{s}$$

Allo stesso modo, l'accelerazione angolare deve essere molto bassa e si suppone che la massima velocità angolare sia raggiunta in un tempo t = 3s. Quindi :

$$\dot{\omega} = \frac{\omega}{3} = 0,06 \, rad/s^2$$

La massa è la somma degli elementi del carrello al di sopra della ralla e dei magneti. Il momento d'inerzia angolare del sistema può essere ricavato dalle proprietà del modello CAD. Il momento d'inerzia rispetto al centro di rotazione O, che non è allineato con il centro geometrico del carrello a causa dell'eccentricità, si ricava applicando il teorema di Huygens - Steiner. Quindi si ottiene:

m = 2791 kg ; 
$$I_G$$
 = 713,51 kg m<sup>2</sup> ;  $I_0$  =  $I_G$  + m<sup>\*</sup>e<sup>2</sup> = 713,79 kg m<sup>2</sup>

La coppia necessaria a vincere le inerzie è pari a:

$$M_{IN} = I_0 \dot{\omega} = 36,16 \text{Nm}$$

Non avendo alcun dato a disposizione per calcolare la coppia di attrito dinamico, si ipotizza che essa valga all'incirca il 10% della coppia di inerzia. Ne consegue che:

$$M_{att,d} = 0,10 * M_{IN} = 3,62 \text{ Nm}$$

La coppia necessaria a movimentare la ralla ( $M_{TOT}$ ) si compone di una quota necessaria per vincere le inerzie  $M_{IN}$  e di una quota utile a mantenere la ralla in rotazione  $M_{att,d}$ . Si ottiene:

$$M_{TOT} = M_{IN} + M_{att} = 39,78Nm$$

La potenza richiesta al motore è pari a:

$$P_{MAX} = M_{TOT} \omega = 6,96 W$$

Consideriamo la scelta del motore idraulico perché presenta ingombri molto ridotti rispetto a quello elettrico.



Figura 6.9 Motore idraulico integrato

Il rapporto di riduzione operato dalla vite senza fine della tavola rotante è 62:1. Si deve ottenere una velocità angolare della ralla inferiore a  $\omega_{OUT} \le 0,175$ rad/s = 1,67rpm. Quindi, in ingresso alla vite senza fine la velocità angolare deve valere  $\omega_{IN} \le 103,54$ rpm.

		Press	sure (	MPa)		N	nt.	Max.int		
Flow(L/min)		5	7	9	10	12	14	16	17.5	20
		104	146	190	210	245	1	[	1	
	5	26	23	20	16	10		0 0		
		107	150	195	216	250	290	335		
	10	59	56	50	45	37	30	22		
		1 0 2	151	198	220	257	298	342	370	420
	20	1 21	118	115	113	108	102	97	90	78
		97	146	190	217	256	295	340	368	416
	30	184	178	173	170	164	155	143	128	103
		89	140	185	210	252	290	335	363	412
	40	246	241	235	228	220	210	194	177	150

# Hydraulic motor performance parameters

#### Figura 6.10 Parametri di prestazione del motore idraulico

Con una portata di olio pari a 20L/min e una pressione di 17,5Mpa, il motore idraulico è in grado di garantire una velocità angolare  $\omega_{IN}$  = 90rpm e una coppia massima fino a 370Nm che è di gran lunga inferiore alla coppia necessaria alla rotazione.

In definitiva, la velocità angolare effettiva della tavola rotante sarà pari a:

$$\omega_{OUT} = \frac{\omega_{IN}}{62} * \frac{2\pi}{60} = 0,152 \frac{rad}{s} = 8,71 \frac{deg}{s}$$

## 6.4 Carichi agenti sulle ralle sterzanti

Per il calcolo dei carichi agenti sulle ralle di sterzo, si deve considerare la massa totale del sistema data dalla somma della massa gravante sulla tavola di rotazione centrale e della massa del telaio portante. Il calcolo si riferisce ad un solo assale, in quanto la massa totale si ripartisce equamente.



#### Figura 6.11 Vista frontale del telaio portante

La massa che grava sul singolo assale è pari a:

$$m_{assale} = \frac{m_{ralla\ centrale} + m_{telaio\ portante}}{2} = \frac{2791 + 220}{2} = 1505 kg$$

La forza assiale è di natura statica perché corrisponde alla forza peso:

$$F_a = F_p = m * g = 14764N$$

Le forze dinamiche sono rappresentate dalla forza d'inerzia e da quella centrifuga. I parametri cinematici sono:

a = 0,1 m/s<sup>2</sup> v = 0,083 m/s R = 1,469m  

$$F_{IN} = m * a = 150,5N;$$
  $F_{C} = m * \frac{v^{2}}{R} \approx 7,1N$ 

Le due forze agiscono sullo stesso piano, normale all'asse di rotazione, quindi dalla loro somma vettoriale si ricava la forza radiale agente sul sistema:

$$F_r = \sqrt{F_{IN}^2 + F_c^2} = 151 \, N$$

Per il calcolo del momento ribaltante si deve determinare l'altezza del punto di applicazione del carico sulla ralla. Dal modello CAD si ricava che H = 160mm.

Come fatto in precedenza, si prende come riferimento il livello dei binari e non il pavimento di appoggio:  $h = H - \Delta H = 0,160 - 0,095 = 0,065m$ . Si ottiene:

$$M_{rib} = F_r * h = 9,82Nm$$

Considerando una eccentricità maggiore (e  $\approx$  50mm), che potrebbe essere causata dal sistema di sospensione con le molle a tazza e dalla sterzatura del veicolo, il momento dovuto alle eccentricità è pari a:

$$M_e = F_a * e = 738,2Nm$$
  
 $M_f = M_{rib} + M_e = 748Nm$ 

Utilizzando il coefficiente di sicurezza statico, si ricava lo stato di sollecitazione equivalente:

$$\begin{cases} F'a = F_a * S_f \approx 19,93 \text{ kN} \\ M'_f = M_f * S_f \approx 1,01 \text{ kNm} \end{cases}$$

# 6.5 Scelta delle ralle sterzanti

Per permettere agli assali di seguire la curvatura della rotaia, è sufficiente utilizzare una ralla di rotazione folle. Riferendosi ancora una volta ai prodotti forniti dalla Trasmec s.r.l.<sup>®</sup>, si considera il modello di ralla **1S.DE.0152.SD**. Dal diagramma è chiaro che il modello scelto è appropriato per sostenere i carichi agenti.



Figura 6.12 Diagramma dei carichi limite modello 1S.DE.0152.SD



Codice	Kg	De	Di	H	le	li	Dce	Dci	F	Ν	H1	H2	HC
1S.DE.0152.SD	2	152	58	25	130	80	150	60	8,5	8	20	20	5
1S.DE.0202.SD	5	202	88	30	180	110	200	90	10,5	8	25	25	5
1S.DE.0252.SD	10	252	108	35	225	135	250	110	12	12	30	30	5
1S.DE.0305.SD	15	305	155	40	275	185	300	160	14	16	35	35	5

Figura 6.14 Parametri della ralla modello 1S.DE.0152.SD

# 6.6 Superfici d'appoggio e fissaggio dei bulloni

Il montaggio della ralla richiede una elevata precisione sulla planarità delle superfici di appoggio superiore e inferiore. Esse devono essere complanari e lavorate di macchina, in modo da non causare impuntamenti durante la rotazione. La rigidezza e la deformazione sotto carico la deformazione devono essere il più possibile uniformi in modo da evitare concentrazioni di tensioni in alcuni settori della ralla. Inoltre, le superfici di appoggio devono essere ripulite da eventuali scorie di saldature o bave causate dalle lavorazioni meccaniche.



Questi fattori sono determinanti per il corretto funzionamento e la durata del cuscinetto. La struttura di collegamento, sulla quale viene montata la ralla, deve garantire sufficiente rigidità alla flessione e alla torsione. Nella tabella sottostante si riportano gli errori massimi di planarità delle superfici d'appoggio, in funzione del diametro e del tipo di cuscinetto.

Diametro di rotolamento (mm) Raceways diameter (mm)	Cuscinetti a sfera a 4 punti di contatto (mm) 4 contact points ball bearings (mm)	Cuscinetti a sfera a 8 punti di contatto (mm) 8 contact points ball bearings (mm)	Cuscinetti a rulli incrociati (mm) Crossed roller bearings (mm)		
fino a 1000 / up to 1000	0.15	0.2	0.15		
fino a 1500 / up to 1000	0.2	0.25	0.2		
fino a 2000 / up to 1000	0.25	0.3	0.25		

Figura 6.15 Errori massimi di planarità delle superfici di appoggio

Per contenere la deformazione di flessione assiale delle superfici d'appoggio, sono necessarie nervature verticali di rinforzo. La deformazione di flessione ammissibile delle superfici (per diametri fino a 1000mm) è pari a 0,6mm.

Particolare importanza riveste anche il montaggio della ralla sulla struttura di fissaggio. I bulloni utilizzati devono appartenere alle classi di qualità 8.8 oppure 10.9 e, prima del tensionamento, devono essere leggermente oliati. E' consigliato, inoltre, utilizzare rondelle piane bonificate. Lo schema di serraggio dei bulloni è riportato nella figura seguente. La ralla scelta richiede l'utilizzo di bulloni M10: per cui le coppie di serraggio valgono rispettivamente 45Nm (per la classe 8.8) e 67Nm (per la classe 10.9).



Figura 6.16 Schema di fissaggio dei bulloni della ralla

# 6.7 Supporti per il montaggio delle ralle

Si analizzano i modelli dei supporti da utilizzare per il montaggio delle ralle. La trattazione è svolta separatamente perché la costruzione segue logiche differenti .

# • Supporto tavola girevole centrale

Per il dimensionamento dei supporti centrali è necessario riferirsi alle dimensioni della tavola girevole. I disegni tecnici quotati vengono riportati in allegato, mentre di seguito è rappresentata la vista isometrica in sezione del modello 3D.



Figura 6.17 Sezione isometrica del supporto della ralla girevole

La piastra rettangolare alla base è provvista di 4 fori passanti ad ogni angolo per il fissaggio al telaio del carrello. La tavola girevole viene imbullonata alla flangia superiore, la quale presenta 8 fori passanti sulla superficie.

Con questa geometria le tensioni vengono meglio ripartite sul supporto e non c'è il rischio che le sollecitazioni derivanti dal telaio si possano scaricare direttamente sulla tavola girevole. Essa si inserisce tra i due supporti e presenta un ingombro assiale pari a 69,5mm.

# • Supporto ralla di sterzo

I supporti delle ralle di sterzo, oltre alla funzione di appoggio, svolgono anche la funzione di piastra per il precarico delle molle a tazza. Nella parte inferiore vi sono due piastre parallele tra le quali sono alloggiate le molle "Belleville" (in giallo). I bulloni attraversano le piastre e, tramite le viti di regolazione, vanno a caricare le molle.

Il sistema per la sospensione degli assali è descritto nel capitolo dedicato alla movimentazione ed ha la funzione di garantire il contatto della ruota con la rotaia in caso di

non perfetta planarità della pavimentazione. La faccia inferiore della ralla è imbullonata alla piastra e in questo modo è collegata direttamente all'assale permettendone la rotazione in curva.



Figura 6.18 Vista frontale dell'assale con piastre di supporto e sistema di sospensione



Figura 6.19 Vista isometrica dell'assale

La faccia superiore della ralla, invece, è imbullonata al telaio portante tramite il supporto mostrato nella figura seguente. Il principio costruttivo è sempre lo stesso distribuire i carichi agenti sulla superficie di contatto per non avere concentrazioni di tensione e deformazione in nessun punto della ralla.



Figura 6.20 Supporto superiore della ralla di sterzo

# 7. Sistema di traslazione

Nella parte introduttiva sono stati analizzati vantaggi e svantaggi delle diverse soluzioni proposte per la traslazione del carrello. Si è optato per il sistema di movimentazione su rotaia. Questa soluzione presenta molteplici vantaggi e rappresenta il miglior compromesso tra semplicità realizzativa ed efficacia operativa.

Il principale vincolo alla traslazione del carrello è rappresentato dalla rotaia circolare rialzata sulla quale ruota la piattaforma Magnex: il problema si risolve agevolmente montando le rotaie al di sopra di traversine in legno di altezza pari a quella della rotaia circolare, ossia 40mm. In questo modo il carrello può essere movimentato, senza alcun impedimento, tra le due posizioni di lavoro.

Come è stato ripetuto più volte, a seconda degli esperimenti che vengono condotti, si deve avere la possibilità di ruotare la piattaforma Magnex. Il sistema della mini-ferrovia non rappresenta un ostacolo, in quanto è sufficiente smontare solo la parte di binari sopraelevati che intralciano la rotazione. Questa operazione è molto rapida e non richiede particolari abilità tecniche da parte degli operatori del laboratorio, a differenza del sistema Hepco<sup>®</sup> in cui lo smontaggio e il montaggio richiedevano l'intervento di tecnici specializzati. Il sistema su rotaia non necessita di ingombri eccessivi, permette di evitare gli ostacoli presenti in laboratorio e può sopportare carichi molto elevati. Infine, assicura che il carrello raggiunga con precisione le posizioni di lavoro "A" e "B".

## 7.1 Definizione del percorso

Il primo passo per la progettazione della ferrovia, è definire il percorso del carrello all'interno del laboratorio. Questo è utile per valutare che non vi siano interferenze tra il carrello ed altri oggetti presenti nello spazio circostante.

Inoltre, la definizione del percorso è fondamentale per valutare la fattibilità della calandratura: non è possibile piegare le rotaie se presentano raggi di curvatura eccessivamente piccoli. Il disegno in pianta del percorso è stato sottoposto a diverse aziende che si occupano di calandratura, le quali hanno confermato la fattibilità del progetto.



Figura 7.1 Layout del percorso ferroviario

Nel disegno in pianta sono state riportate tutte le quote necessarie per eseguire la calandratura e il montaggio delle rotaie nel laboratorio.

Le rotaie sono rappresentate dalle linee, in rosso, più marcate. Vi sono due tratti rettilinei, lunghi rispettivamente 3000mm e 2500mm, congiunti da un tratto curvo, del quale sono indicate: le dimensioni dei raggi, le lunghezze degli archi e le distanze del centro di curvatura rispetto al centro di rotazione della piattaforma Magnex. Si ricava che il raggio medio delle rotaie, nel tratto curvo, è pari a R<sub>m</sub> = 1469mm. Questo è un dato utile per il calcolo delle forze agenti sul carrello nel tratto curvo. Infine, si evidenzia che il telaio non è perfettamente ortogonale alle rotaie nelle due posizioni di lavoro.

Il tratto rettilineo di rotaia lungo 3000mm deve poter essere smontabile e permettere, all'occorrenza, la rotazione di tutta la piattaforma Magnex.

Per stabilire se il percorso è effettivamente utilizzabile dal carrello, si deve verificare che non vi siano impuntamenti passando dalla posizione "A" alla posizione "B". La distanza tra gli assali del carrello è pari a 2220mm, mentre lo scartamento tra le rotaie è pari a 900mm. Si immagini di andare dalla posizione "A" alla posizione "B", quindi da destra verso sinistra. Si individuano due posizioni critiche : la prima quando l'assale anteriore termina il tratto curvilineo mentre l'assale posteriore è ancora nel tratto rettilineo(configurazione in blu); la seconda, viceversa, si ha quando l'assale posteriore inizia il tratto curvo mentre quello anteriore è già nel tratto rettilineo (configurazione in rosso).



Figura 7.2 Situazioni di maggiore sterzatura degli assali durante il percorso

Dalla misurazione degli angoli, si evince che, nel caso peggiore, gli assali devono poter ruotare di un angolo relativo pari a:

$$\vartheta_{assale} = 90^{\circ} - 63,2^{\circ} \ge 26,8^{\circ}$$

La rotazione di ogni assale attorno all'asse della ralla viene limitata a ±27°, rispetto alla posizione ortogonale. Questo valore garantisce che, in qualsiasi configurazione, il carrello può traslare sulle rotaie senza impuntarsi. Volendo incrementare maggiormente l'angolo di sterzatura, bisognerebbe apportare alcune modifiche costruttive al telaio di base altrimenti si potrebbero avere contatti tra gli assali e il telaio. Nella foto seguente è riportata la vista dall'alto del telaio di base nella configurazione di sterzatura massima.



Figura 7.3 Vista dall'alto del telaio portante nella configurazione di massima sterzatura
# 7.2 Armamento ferroviario : rotaie, traverse e sistema di fissaggio

Con il termine armamento ferroviario si intende l'insieme delle rotaie, delle traverse e dei sistemi di fissaggio. Nella specifica applicazione, l'armamento poggia sulla pavimentazione in cemento del laboratorio anziché sulla massicciata.



Figura 7.4 Armamento ferroviario su massicciata

### a) Rotaie

La nomenclatura base degli elementi di una la rotaia è la seguente:

- fungo: parte superiore sulla quale poggiano le ruote;
- suola: parte inferiore che poggia direttamente sulle traverse;
- gambo: parte centrale, dove sono realizzate le forature per la giunzione consecutiva delle rotaie;
- superficie di rotolamento: parte superiore del fungo a contatto diretto con la ruota;
- piani di steccatura: piani di raccordo tra fungo e gambo e tra gambo e suola.



Figura 7.5 Nomenclatura base degli elementi di una rotaia

Non essendo una ferrovia standard, non si è soggetti alle normative in materia di progettazione. Innanzitutto, si è optato per l'utilizzo di rotaie per carroponte modello "*Burback*" (norme DIN 536): esse hanno un'altezza molto inferiore rispetto alle rotaie di tipo ferroviario e quindi limitano l'altezza da terra del carrello. Quest'accorgimento permette di abbassare i magneti di una quantità maggiore e ridurre il baricentro durante la traslazione. Il profilo scelto è *A45*, di cui si riportano le caratteristiche tecniche.



#### Figura 7.6 Caratteristiche tecniche della rotaia Burback - A45

Per quanto riguarda lo scartamento tra le rotaie, esso è stato fissato a 900mm per limitare gli ingombri trasversali del veicolo.

#### b) Traverse

Le traverse sono elemento a sezione rettangolare che collegano trasversalmente le due rotaie. Esse assicurano che lo scartamento si mantenga costante lungo tutto il percorso e ripartiscono sul pavimento le sollecitazioni derivate dalle ruote.

Il trasferimento dei carichi si basa sul principio della riduzione dello stress a cui ogni elemento della costruzione è sottoposto: le tensioni maggiori si sviluppano all'interfaccia ruota-rotaia a causa di un'area di contato molto limitata; tra le rotaie e le traverse, le tensioni sono decisamente inferiori e si riducono ulteriormente all'interfaccia con la pavimentazione.

Per questo tipo di applicazione si scelgono traverse in legno perché più economiche e leggere rispetto a quelle in ferro o in cemento armato. La traversa è fresata sulla superficie superiore per permettere il collegamento della rotaia e il legno è opportunamente trattato per preservarne le caratteristiche meccaniche. Le misure riportate in tabella si riferiscono alle traversine commercializzate dal Gruppo Sironi.

La misura fondamentale, che rende questo tipo di traverse adatte allo scopo, è lo spessore di 40/43mm: infatti, come è stato ripetuto in precedenza, si necessita di sopraelevare le rotaie almeno di 40mm che è lo spessore della rotaia del Magnex.

MATERIALE LAVORATO										
lunghezza	spessore	larghezza	peso kg							
circa (cm)	circa (cm)	circa (cm)	circa							
250/260	4/4,3	14/15	20							

Figura 7.7 Dimensioni delle traversine in legno

La lunghezza della singola traversa può essere ridotta a seconda delle esigenze: infatti è sufficiente una larghezza di 1200mm e, nei punti in cui si intersecano con la rotaia circolare, è necessario tagliare le traverse. L'importante è sempre garantire due punti di appoggio per le rotaie.



Figura 7.8 Disegno in pianta del layout completo di traversine

Le traverse sono distanziate con un passo di 650mm perciò, avendo una larghezza pari a 150mm, il tratto di rotaia libera ha una luce di 500mm. Si vuole calcolare l'inflessione massima in mezzeria. Si ripartisce la massa totale ( $m_{TOT}$  = 3050kg) sulle quattro ruote, ottenendo che la forza agente su ogni ruota è circa 7500N.



Figura 7.9 Schema di carico del tratto di rotaia non appoggiata

Utilizzando la formula per le travi appoggiate con carico in mezzeria, si ottiene che:

$$y_{max} = -\frac{Fl^3}{48EI} = 0,105 mm$$

dove:

- y<sub>max</sub> = inflessione massima in mezzeria [mm];
- I = luce tra gli appoggi [mm] = 500mm;
- F = forza su una ruota [N] = 7500N;
- E = modulo elasticità acciaio [MPa] = 2,1\*10<sup>5</sup> MPa;
- I = momento d'inerzia della rotaia [mm<sup>4</sup>] = 9\*10<sup>5</sup> mm<sup>4</sup>;

Il valore di inflessione massima, in mezzeria, è molto basso. Qualora fosse necessario, a causa di ostacoli presenti nella camera Magnex, alcune traversine potrebbero essere poste ad una maggiore distanza tra loro.

#### c) Sistemi di fissaggio

Per il fissaggio delle rotaie alle traverse si realizza un ancoraggio diretto: l'organo di collegamento garantisce anche la posizione della rotaia. L'organo di collegamento può essere costituito o dalle caviglie, che sono collegamenti a vite fissati direttamente nella traversa, oppure da un sistema elastico di tipo "Pandrol".



Figura 7.10 Fissaggio della rotaia alla traversina mediante caviglie



Figura 7.11 Fissaggi elastici Pandrol

Si riportano le dimensioni standard degli elementi che è possibile utilizzare per il fissaggio delle rotaie alle traverse.



#### Figura 7.12 Dimensioni standard degli organi di fissaggio

Per la giunzione delle rotaie non è possibile utilizzare la saldatura alluminotermica in quanto il collegamento deve essere smontabile per consentire la rotazione del Magnex. Quindi, si deve optare per l'utilizzo di stecche di giunzione bullonate, come quelle mostrate

in figura. Infine, tutto l'armamento ferroviario deve essere fissato alla pavimentazione del laboratorio tramite bulloni da fondamenta.



Figura 7.13 Giunzione rotaie mediante stecche bullonate

# 7.3 Progettazione del sistema di movimentazione: gruppo ruote e motorizzazione

Per la movimentazione del carrello si è scelto di utilizzare le ruote fornite dal gruppo DEMAG, specializzato nella costruzione di carroponti e sistemi di trasporto pesante su rotaia. Il sistema gruppo ruota DEMAG della serie DRS è completamente adattabile alle richieste del cliente e concepito per soddisfare ogni specifica esigenza.

Tra i principali vantaggi di questo sistema si possono evidenziare: la versatilità di montaggio delle ruote al telaio, la possibilità di correggere eventuali scartamenti delle rotaie, cuscinetti interni lubrificati a vita che non richiedono manutenzione, una molteplicità di motorizzazioni disponibili.

Le ruote DEMAG sono costruite in ghisa sferoidale GJS-700-2 (GGG 70), un materiale caratterizzato da un'alta resistenza all'usura e da una bassa resistenza di rotolamento: la grafite sferoidale presente nella ghisa funge da autolubrificante. Inoltre, la ghisa è nota per la sue capacità smorzanti che non permette la trasmissione di vibrazioni dal pavimento al telaio. Di seguito vengono mostrati tutti gli accessori che possono essere aggiunti al gruppo ruota di base.



Figura 7.14 Accessori applicabili al gruppo ruota DRS

## a) Scelta gruppo ruota

Si riportano i dati utili per la progettazione e lo schizzo del sistema di trasporto.



Figura 7.15 Schizzo del sistema di trasporto

Massa complessiva telaio:  $m_{proprio} \approx 650 \text{kg}$ ;

Massa del carico (magneti): m<sub>carico</sub> = 2400kg;

Massa totale: m<sub>tot</sub> = 3050kg;

Velocità di traslazione: v = 5m/min < 1m/s;

Lunghezza totale rotaie: 6,340m;

**Tipo rotaia:** A45 DIN 536 T1, modello Burback;

**Tipo di ruota:** ruota con bordino su entrambi i lati, modello A;

Variante di collegamento: con piastra laterale, motoriduttore angolare;

**Tempo di funzionamento:** t<sub>funz</sub> << 0,12h/gg;

Classe di durata: V 0,06/T0

Si sottolinea che il funzionamento avviene solo saltuariamente e con breve durata, perciò non è necessario effettuare il calcolo della vita utile in quanto tali sistemi sono progettati e garantiti per funzionamenti molto più intensi.

Ripartendo il carico totale costante si ottiene il carico sulla singola ruota:

$$R_{ruota=}\frac{m_{tot}}{4} \cong 760 kg$$

Dalla tabella seguente, il gruppo ruota adatto è il **DRS 112** (diametro ruota = 112mm) capace di sopportare un carico massimo di 3500kg sulla singola ruota. Il rapporto tra carico effettivo e il carico massimo consentito fornisce il valore medio cubico k:

Gruppo ruota	R <sub>max</sub> [kg]						
DR\$ 112	3500						
DRS 125	5000						
DRS 160	7000						
DRS 200	10000						
DR\$ 250	16000						
DRS 315	22000						
DRS 400	30000						
DRS 500	40000						

$$k = \frac{R_{ruota}}{R_{max}} = \frac{760}{3500} = 0,218$$

Figura 7.16 Carico massimo sopportabile dal gruppo ruota DRS 112

Questo corrisponde allo spettro di carico L1(leggero), perché le parti sono sottoposte solo occasionalmente alle sollecitazioni.

Spettro di carico	Valore medio cubico
L 1 (leggero)	k ≤ 0,5
L 2 (medio)	0,5 < k ≤ 0,63
L 3 (pesante)	0,63 < k ≤ 0,8
L 4 (molto pesante)	0,8 < k ≤ 1

Figura 7.17 Spettro di carico del sistema di traslazione



Gruppo ruota DRS 112 -modello A

Figura 7.18 Viste del sistema gruppo ruota DRS 112

Le quote sono riportate nel catalogo relativo alle ruote DEMAG DRS. I disegni in sezione si riferiscono a due diversi utilizzi delle ruote: l'esecuzione "A" rappresenta la ruota motrice azionata solo da un lato; l'esecuzione "NA" rappresenta la ruota folle.

#### c) Scelta dei respingenti

I respingenti sono fondamentali per evitare il rischio di deformazioni del telaio portante in caso di urto con le estremità delle vie di corsa. Essi si dimensionano calcolando l'assorbimento di lavoro necessario per limitare del 100% la velocità di traslazione.

I respingenti per il sistema gruppo ruota DRS sono del tipo a struttura cellulare DPZ, a base di poliuretano, ad elevata capacità di assorbimento di lavoro. La massa da respingere, distribuita su due respingenti per lato è pari a : m<sub>res</sub> = 1525kg.

Si scelgono i respingenti **DPZ 70** capaci di assorbire 6400kg a 10m/min, senza montare alcun contro-respingente.

		Å										
Respingente a cellular	struttura e					01	Velocità d	li traslazi	one [m/m	in]		
Finecorsa	k=70%	fino a 14,3	fino a 17,9	fino a 22,9	fino a 28,6	fino a 35,7	fino a 45,0	fino a 57,1	fino a 71,4	fino a 90,0	fino a 114,3	fino a 142,9
Scorrimento carroponte	k=85%	fino a 11,8	fino a 14,7	fino a 18,8	fino a 23,5	fino a 29,4	fino a 37,1	fino a 47,1	fino a 58,8	fino a 74,1	fino a 94,1	fino a 117,6
Traslazione carrello	k=100%	fino a 10,0	fino a 12,5	fino a 16,0	fino a 20,0	fino a 25,0	fino a 31,5	fino a 40,0	fino a 50,0	fino a 63,0	fino a 80,0	fino a 100,0
Gruppo ruota	Respin- genti		Masse respingibili max. [kg] senza controrespingente									
DRS 112 - 500	DPZ 70	6400	4170	2600	1710	1120	730	480				
DRS 112 - 500	DPZ 100	22230	14500	9080	5980	2960	2610	1710	1160			

Figura 7.19 Tabella per la scelta della tipologia di respingenti

## d) Rulli di guida orizzontale

I rulli di guida orizzontale sono un ulteriore accessorio che si può aggiungere al gruppo ruota per ottenere una migliore direzionalità in curva, garantita già dal doppio. In questo modo si ha il vantaggio di sollecitare di meno i bordini e, quindi, aumentarne la durata.



Figura 7.20 Gruppo ruota con rulli di guida: vista laterale e modalità di fissaggio

I rulli di guida scelti sono idonei per essere utilizzati con le rotaie di tipo Burback, in quanto queste non presentano alcuna inclinazione dei fianchi di testa.

e) Collegamento laterale delle ruota agli assali



Figura 7.21 Collegamento laterale delle ruote agli assali

# 7.4 Forze associate alla traslazione

Prima di passare al calcolo delle forze associate alla traslazione, si affronta brevemente la cinematica del carrello. La configurazione è molto semplice: il carrello è poggiato sulle rotaie mediante quattro ruote, come mostrato in figura.



Figura 7.22 Schema del carrello su rotaia poggiato su quattro ruote

L'unica proprietà inerziale interessante è la massa complessiva del sistema, mentre si trascura il momento d'inerzia (essendo  $\dot{\omega} \approx 0$ , il momento torcente attorno all'asse centrale è assolutamente trascurabile).

$$m_{TOT} = 2400 + 650 = 3050 kg$$

Le proprietà geometriche da tenere in considerazione sono:

- altezza del baricentro dal piano delle rotaie (carico altezza minima): h = 930mm;
- raggio medio di curvatura della rotaia = r<sub>m</sub> = 1469mm.

Le proprietà cinematiche sono:

- velocità massima = v = 0,083 m/s;
- accelerazione lineare = a = 0,1 m/s<sup>2</sup>;
- accelerazione angolare =  $\dot{\omega} \approx 0 \text{ rad/s}^2$ .

La forza d'inerzia e il momento della forza d'inerzia del carrello valgono rispettivamente:

$$F_{in} = m_{TOT} * a = 305N$$
  
 $M_{in} = F_{in} * h = 283,65 Nm$ 

La forza peso del sistema è pari a:

$$F_p = m_{TOT} * g = 29920,5N$$

La forza centrifuga e il momento della forza centrifuga valgono:

$$F_c = \frac{m_{TOT} * v^2}{r_m} = 14,3N$$
$$M_c = F_c * h = 13,3Nm$$

La forza di attrito ha sempre il verso opposto a quello del moto. In una simile applicazione non è possibile trascurarla perché ha una valenza molto importante, a causa dei carichi elevati. Per l'accoppiamento ruota DRS112 - rotaia Burback A45, l'azienda costruttrice suggerisce di utilizzare i seguenti coefficienti:

- coefficiente di aderenza = f<sub>ad</sub> = 0,2;
- resistenza specifica al moto: r<sub>s</sub> = 0,1553 N/kg.

La forza necessaria a mantenere il carrello in movimento (a velocità costante), è pari a:

$$F_{a,din} = r_s * m_{TOT} \cong 475N$$

La forza necessaria per accelerare il carrello fino alla velocità massima corrisponde alla forza di spunto per l'avviamento ed è pari a:

$$F_{spunto} = F_{in} + F_{a,din} \cong 780N$$

### 7.5 Scelta del gruppo di traslazione

Seguendo la procedura indicata sul catalogo delle ruote DEMAG, si procede con la scelta del gruppo di traslazione. Innanzitutto si deve calcolare la potenza necessaria per la traslazione e quindi il motore da utilizzare. Successivamente, si determina il riduttore che abbia un rapporto di trasmissione necessario per ottenere, dai giri del motore in ingresso, la velocità di traslazione desiderata pari a:

$$v_{trasl} = 5\frac{m}{min} = 0,083\frac{m}{s}$$

Per ottenere tale velocità di traslazione, utilizzando ruote con diametro di 112mm, è necessaria una velocità angolare in uscita dal riduttore pari a:

$$\omega_{rid} = \omega_{ruota} = \frac{v_{trasl}[\frac{m}{s}]}{r_{ruota}[m]} = \frac{0,083}{0,056} = 1,48 \frac{rad}{s} = 14,1 \text{ giri/min}$$

La potenza minima per l'avanzamento, richiesta al motore, si calcola considerando la forza di spunto:

$$P_M = F_{spunto} * v_{trasl} = 0,065kW$$

## 7.5.1 Caratteristiche del motore

I motori trifase DEMAG autofrenanti ad indotto cilindrico (codice ZB) sono ottimizzati per poter essere accoppiati con riduttore e freno di sicurezza(codice B003). I motori autofrenanti garantiscono un'elevata precisione di movimento del sistema e hanno il vantaggio di poter essere fermati con rapidità in caso di emergenza.



Figura 7.23 Sezione del motore trifase autofrenante ad indotto cilindrico

Il motore deve essere adatto per impieghi universali in regime di servizio intermittente (codice ZBA).

Si sceglie di utilizzare il motore con codice **ZBA 63B 4 B003**: questo motore a 4 poli ruota con una velocità angolare pari a 1390 giri/min e ha un rapporto di intermittenza R.I. 60%. E' in grado di fornire una potenza di 0,18kW e una coppia di 1,25Nm.

Motori ZBA a 4	poli R.I. 60%
----------------	---------------

Тіро	PN	n <sub>N</sub>	M <sub>N</sub>	IN	cosφN	I <sub>A</sub> /I <sub>N</sub>	M <sub>A</sub> /M <sub>N</sub>	M <sub>K</sub> /M <sub>N</sub>	J <sub>Mot</sub>	J <sub>Mot</sub> Z <sub>0</sub>		Fre	eno	Peso
	[kW]	[giri/min]	[Nm]	380- 400 V					[kgm <sup>2</sup> x 10 <sup>-3</sup> ]	[1/h]		[Nm]		[kg]
				[A]						1)	2)	Tipo	MBStd	3)
ZBA 63 B4	0,18	1390	1,25	0,91	0,57	2,6	2,8	2,8	0,49	13000	13000	B003	2,5	8,4

#### Figura 7.24 Parametri tecnici del motore ZBA 63B 4 B003

## 7.5.2 Caratteristiche del riduttore

Il riduttore da scegliere è il modello "piatto" che consente di ottenere ingombri molto ridotti. La ditta costruttrice permette di scegliere la taglia del riduttore a seconda del motore a cui deve essere accoppiato. Dalla seguente tabella, utilizzando una potenza in ingresso di  $P_1 = 0,18kW$ , si sceglie il riduttore con codice *AMK 20TD*. Lo schema di accoppiamento del motoriduttore con freno è il seguente :



Figura 7.25 Schema di accoppiamento riduttore - motore – freno

P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [giri/min]	M <sub>2</sub> [Nm]	i	F <sub>R</sub> [N]	f <sub>B</sub>	Riduttore	Motore	Freno	Peso [kg] <sup>1)</sup>
0,18	11 12	154 140	123 112	3150 3150	1,63 1,79				
	16 18 20	123 111 97 88	98,0 88,5 77,4 70,0	3150 3150 3150 3150	2,04 2,26 2,58 2,86	A20TD	ZBA 63 B 4 ZBE 63 B 4	B003 B003	14 16

#### Figura 7.26 Parametri tecnici del riduttore

Dalle caratteristiche tecniche del riduttore si evidenzia che esso è in grado di realizzare un rapporto di riduzione pari a: i = 98. Ciò garantisce il rispetto della velocità di avanzamento desiderata. Il motoriduttore può fornire una coppia motrice massima fino a:  $M_{rid} = 123Nm$ .

#### 7.5.3 Verifica slittamento ruota motrice

Bisogna verificare che non vi sia slittamento nel caso peggiore in cui il difetto di planarità massimo si presenti sulla ruota motrice. Questo porta ad una riduzione della forza normale che si scarica sulla ruota: infatti in questa situazione non è più vero che la massa complessiva del sistema (m<sub>TOT</sub> = 3050kg) si ripartisce equamente sulle quattro ruote.

Come è stato calcolato nel paragrafo [4.52], in questa situazione la forza normale che spinge la ruota a contatto con la rotaia si riduce fino a:

$$F_N = 3500N$$

La forza di aderenza al contatto ruota-rotaia (f<sub>ad</sub> = 0,2) è pari a:

$$F_{ad} = f_{ad} * F_N = 700N$$

La massima coppia trasmissibile dalla ruota, che ha il diametro di 112mm, è pari a:

$$M_{lim,ad} = F_{ad} * \frac{d}{2} = 39,2Nm$$

Imponendo un'accelerazione massima di 0,1m/s<sup>2</sup>, si ricava la coppia motrice richiesta per l'avanzamento applicando l'equazione di equilibrio della ruota attorno al suo centro geometrico:

$$C_m = (m_{TOT} * a) \frac{d}{2} = 17,08Nm$$

Per non avere slittamento bisogna soddisfare la seguente condizione:

$$C_{lim,ad} > C_m$$

La disequazione risulta verificata, quindi si può concludere che la condizione di aderenza è sempre verificata anche nella situazione più critica di massimo difetto di planarità sulla ruota motrice. Infatti:

$$C_{lim,ad} = 39,2Nm > C_m = 17,08Nm$$

# 8. Sistema di regolazione

Il sistema di regolazione a viti riveste un'importanza fondamentale per il corretto allineamento delle flange dei magneti con quelle della tubazione del fascio. Come è stato detto in precedenza, possono nascere errori geometrici che non garantiscono la planarità della struttura di sostegno dei magneti, causando un inaccettabile disallineamento del fascio.

L'INFN, nei propri laboratori, utilizza già sistemi simili a quello presentato in questo lavoro di tesi: la regolazione della planarità mediante tre punti è molto semplice da effettuare e non richiede alcuna motorizzazione. Si tratta di una regolazione di precisione, pochi millimetri, che deve essere svolta agendo manualmente sulle viti.

La struttura di appoggio dei magneti poggia, mediante tre piedi, su altrettante viti di regolazione passanti nel telaio superiore che funge da madrevite: avvitando la vite, il piede di appoggio corrispondente si solleva; svitandola, il piede di appoggio si abbassa.



Figura 8.1 Schema in sezione del sistema di regolazione

La vite interna pur non avendo funzione di regolazione, svolge due compiti altrettanto importanti:

- garantisce l'accoppiamento tra il telaio superiore e la struttura di sostegno dei magneti;
- agisce come bloccaggio, impedendo lo svitamento spontaneo della vite di regolazione;

# 8.1 Dimensionamento delle viti di regolazione

Il dimensionamento statico delle viti di regolazione è influenzato dalla scelta delle viti interne. Dal catalogo dei componenti MISUMI, si sceglie di utilizzare una vite M12x1,75 (filettatura grossa), classe di resistenza 10.9

		d		-	r		MxP	asso		в		D		С		
М	L					Fil. fine		Fil. grossa								
		Standard	Compatti	Standard	Compatti	Standard	Compatti	Standard	Compatti	Standard	Compatti	Standard	Compatti	Standard	Compatti	Standard
		Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo	Тіро
3	10~45	2.5	-	7	-	-	-	3x0.5	-	3	-	4.5	-	5	-	6
4	10~60	3.5	3.5	7	3	4x0.5	4x0.5	4x0.7	4x0.7	3	3	5.5	5.5	5	5	7
5	10~70	4.5	4.5	9	5	5x0.5	5x0.5	5x0.8	5x0.8	4.6	4.6	7.5	7.5	10	10	8
6	15~80	5.5	5.5	9	5	6x0.75	6x0.75	6x1.0	6x1.0	4.6	4.6	8.5	8.5	10	10	10
8	20~100	7.5	7.5	12	5	8x0.75	8x0.75	8x1.25	8x1.25	6	6	11.5	11.5	15	15	13
10	25~100	9.5	-	16	-	10x1.0	-	10x1.5	-	7	-	15.5	-	15	-	17
12	25~150	11.5	-	19	-	12x1.0	-	12x1.75	-	7	-	17.5	-	20	-	19
16	25~150	15.5	-	19	-	-	-	16x2.0	-	8	-	21.5	-	20	-	24

Tabella 8-1 Dimensioni standard delle viti interne



Figura 8.2 Dimensioni delle viti interne

Il diametro esterno della vite interna M12x1,75 è pari a:

Bisogna calcolare il precarico delle viti interne perché, oltre al carico dei magneti, va a gravare sulle viti cave di regolazione. Dalla norma UNI EN 20898-1 la tensione ammissibile di una vite si calcola mediante la seguente formula:

$$\sigma_p = \min(0.7\sigma_R; \sigma_{p02}) = \min(700; 900) = 700MPa$$

dove:

- Carico di rottura (classe di resistenza 10.9): σ<sub>R</sub> = 1000MPa;
- Carico di snervamento (classe di resistenza 10.9):  $\sigma_{p02} = 900$ MPa.

Si consiglia un precarico pari a:

$$F_{int} = K * \sigma_p * A \cong 40\ 000N$$

dove:

- K = coefficiente per collegamenti rimovibili = 0,75;
- σ<sub>p</sub> = tensione ammissibile vite classe 10.9 = 700MPa;
- A = area del nocciolo della vite (d<sub>nocciolo</sub> = 9,85mm) = 76,20mm<sup>2</sup>;

Consideriamo ora il dimensionamento statico delle viti cave di regolazione. Su di esse gravano la forza di precarico delle viti interne e la forza normale dei magneti poggiati sulla struttura di sostegno.

La massa totale, pari a 2492kg, non si ripartisce uniformemente sui tre piedi di appoggio. Infatti, come è stato ricavato dalla simulazione FEM, il piede di appoggio più sollecitato è quello che si trova in mezzeria del lato corto e su cui si scarica più di un terzo della forza totale. In particolare, la forza normale di compressione in quel punto è pari a:

$$F_N = 8200N$$

In definitiva, la vite cava è sottoposta ad una forza totale di compressione pari a:

$$F_{tot} = F_N + F_{int} = 48\ 200N$$

Considerando che la massima tensione ammissibile è pari a  $\sigma_p$  = 700MPa, l'area minima resistente della vite vale:

$$A = \frac{F_{tot}}{\sigma_p} = 68,85 \ mm^2$$

La vite cava presenta un diametro interno D<sub>int</sub>= 14mm (che deve essere leggermente maggiore del diametro esterno della vite interna). Quini, la vite cava deve presentare un diametro minimo di nocciolo pari a:

$$D_{nocciolo} = \sqrt{\frac{4A}{\pi} + D_i^2} = 16,85mm$$

Per garantire un diametro di nocciolo leggermente superiore a quello calcolato, si può scegliere una vite M20x2,5.

### 8.2 Coppia necessaria per la regolazione

In questo paragrafo si calcola la coppia che è necessario applicare per la regolazione delle viti cave. Durante questa operazione, per ridurre l'attrito tra i filetti delle viti, è consigliabile allentare leggermente le viti interne in modo che si riduca la forza di precarico. Una volta terminata l'operazione di regolazione, le viti interne vengono nuovamente avvitate fino a fornire il precarico necessario.

La coppia di serraggio delle viti interne, che assicura la forza di precarico desiderata, si calcola come:

$$M_{int} = Q * F_{int} * d_{int} = 96Nm$$

dove:

- Forza di precarico: F<sub>int</sub> = 40 000N;
- fattore di attrito testa della vite superficie di contatto: Q = 0,2 (coefficiente di attrito tra i filetti: f = 0,15);
- diametro esterno della vite interna: d<sub>int</sub> = 12mm.

Ovviamente, le viti interne non possono essere allentate completamente per annullare il precarico, in quanto bisogna sempre garantire la coassialità della struttura di sostegno con il telaio. Supponiamo che il precarico si riduca fino ad un valore pari al 50% rispetto al valore iniziale F<sub>int</sub> :

$$F'_{tot} = F_N + 0.5 * F_{int} = 8200 + 0.5 * 40\ 000 = 28\ 200N$$

Quindi, si può calcolare il valore della coppia di attrito necessaria alla regolazione quando la forza di precarico viene ridotta del 50%:

$$M_{int} = Q * F'_{tot} * d_{int} \cong 68Nm$$

## Conclusioni

Il presente lavoro di tesi è stato commissionato dall'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare e si inserisce all'interno dell'esperimento NUMEN di cui si è ampiamente discusso nella parte introduttiva. Esso riguarda la progettazione di una struttura di sostegno per magneti e della loro movimentazione all'interno del laboratorio di Catania. Il carrello deve potersi muovere tra due posizioni di lavoro, denominate "A" e "B", scavalcando la rotaia circolare attualmente utilizzata per la movimentazione della piattaforma Magnex.

La collaborazione del Politecnico di Torino è stata necessaria al fine di risolvere gli aspetti sistemistici e progettuali, emersi durante la fase di studio, che esulano da tematiche fisiche.

Per la movimentazione del carrello sono state analizzate diverse soluzioni, tuttavia si è optato per il sistema su rotaia perché ritenuto più fattibile rispetto agli altri proposti. Il percorso della mini-ferrovia collega le due posizioni di lavoro che il carrello deve raggiungere: si prevede di utilizzare rotaie da carroponte, opportunamente calandrate, montate al di sopra di traversine in legno. In questo modo si riesce a superare senza problemi l'ostacolo rappresentato dalla rotaia circolare del Magnex.

Il carrello è munito di quattro ruote da carroponte particolarmente robuste. Per l'avanzamento dello stesso, è sufficiente motorizzare una sola ruota in quanto la potenza richiesta non è eccessiva. Inoltre, è stato verificato il rispetto della condizione di aderenza in tutte le condizioni di lavoro.

Per quanto riguarda la sterzatura, i due assali sono montati su ralle e possono ruotare sino ad un massimo di ±27° attorno al loro centro di rotazione. E' stato verificato che tale angolo consente al carrello di compiere correttamente la traiettoria, senza subire impuntamenti. Inoltre, è stato sviluppato un sistema di sospensione degli assali che permette di annullare eventuali errori di planarità della pavimentazione.

La struttura del carrello è costituita da diversi elementi ciascuno con una diversa funzione strutturale. I magneti poggiano direttamente al di sopra di una struttura di sostegno dotata di viti per la regolazione della planarità. Tutto il sistema poggia su un telaio portante "a culla", che non gode di alcun grado di libertà rispetto alle rotaie, al quale sono montati gli assali. Tra il telaio portante e la parte superiore del carrello è interposta una tavola di rotazione che assolve a due compiti fondamentali: permette di allineare il carrello alla direzione delle rotaie durante la movimentazione, riducendo gli ingombri trasversali, ed inoltre consente di ottenere l'orientamento angolare desiderato nelle posizioni di lavoro.

La ralla di rotazione centrale ha funzione strutturale poiché su di essa si appoggia tutta la parte superiore del carrello. La motorizzazione è affidata ad un motore idraulico: grazie ad un riduttore a vite senza fine integrato nella ralla si riesce ad ottenere una rotazione lenta e precisa dei magneti.

Durante la fase di studio iniziale è emersa l'esigenza di sviluppare anche un sistema di sollevamento del carico con il compito di ridurre l'altezza del baricentro e garantire una maggiore sicurezza durante la movimentazione. E' stato proposto un sistema con quattro martinetti meccanici comandati da un unico motore elettrico. I punti di forza di questo sistema sono senza dubbio la semplicità realizzativa e il perfetto sincronismo durante le fasi di sollevamento o abbassamento.

Il presente lavoro di tesi costituisce a tutti gli effetti un lavoro di progettazione meccanica: si tratta di un procedimento altamente iterativo che prende il via dall'analisi del problema iniziale e cerca di sviluppare soluzioni adatte a risolverlo. Molto spesso è stato necessario modificare l'idea originale o addirittura stravolgerla completamente. Infine, si sviluppano quelle soluzioni che meglio rispondono alle richieste del committente, nel caso specifico l'INFN.

Il presente lavoro di tesi non intende essere in alcun modo definitivo, almeno non in tutti i suoi aspetti, ma si pone come un primo approccio al problema.

In conclusione, posso affermare di aver particolarmente apprezzato questo lavoro di tesi in quanto mi ha dato la possibilità di spaziare tra diversi campi dell'ingegneria meccanica. E' stato altamente stimolante lavorare ad un progetto sapendo che esso verrà effettivamente realizzato e, partendo da zero, studiare soluzioni innovative ai diversi problemi che si sono presentati. Un ringraziamento va al relatore, il professor Carlo Ferraresi, e ai correlatori, la dottoressa Daniela Calvo e il professor Felice Iazzi, i quali mi hanno dato questa possibilità e mi hanno seguito e supportato durante il percorso.

# Bibliografia e sitografia

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

G. Jacazio, S. Pastorelli, Meccanica applicata alle macchine, Levrotto&Bella, 2001;

Niemann, Gustav, Manuale degli organi delle macchine, Tecniche Nuove, Milano, 2006;

J. Shigley, R. Budynas, J. Nisbett, *Progetto e costruzione di macchine*, Terza edizione, McGrawHill, 2014;

A. Somà, Fondamenti di meccanica strutturale, Levrotto&Bella, 1992;

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

### Cataloghi e componenti commerciali

Rotaie e componenti fissaggio, Valente S.p.a: <u>http://www.valente.it/it/rotaie.htm</u>;

Traversine ferroviarie, Gruppo Sironi: <u>https://www.grupposironi.it/materiale-</u> lavorato/fresata/;

Ruote e componenti motorizzazione, DEMAG: <u>https://www.demagcranes.com/it</u>;

Molle Belleville: <u>https://www.gandini.it/www/molletazza\_bauer/?languageid=it</u>;

Ralle di rotazione, Trasmec S.r.I : <u>http://www.trasmecsrl.com/</u>;

Martinetti di sollevamento, Zimm: https://zimm-martinetti.com/startseite ;

Profilati in acciaio: <u>www.sicamtubi.com/</u>;

Viti di regolazione: <a href="https://it.misumi-ec.com/">https://it.misumi-ec.com/</a>;

Calandratura rotaie: <u>http://www.trombamaurizio.it/index.php/it/</u>;

Realizzazione struttura: <u>https://www.tecnocurve.it/</u>.