



**Politecnico  
di Torino**

**POLITECNICO DI TORINO**  
Corso di laurea in Ingegneria Meccanica  
Anno Accademico 2022/23

**Progettazione di un sistema per la  
movimentazione ed il posizionamento dei  
rivelatori di piano focale dell'esperimento  
NUMEN**

Relatore:  
Prof. Carlo Ferraresi (DIMEAS)

Candidato:  
Fabio Musumeci

Correlatori:  
Carlo De Benedictis (DIMEAS)  
Daniela Calvo (INFN)  
Diego Sartirana (INFN)

# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>3</b>
<b>1. Progetto Numen</b>	<b>4</b>
1.1 Cenni teorici ed approccio a NUMEN	5
1.2 Descrizione MAGNEX	6
1.3 Fasi del progetto NUMEN	8
1.4 Focal Plane Detectors	11
<b>2. Analisi delle proprietà dei componenti</b>	<b>16</b>
2.1 Analisi geometriche	16
2.1.1 Ingombro e baricentro PID Wall	17
2.1.2 Ingombro e baricentro Tracker	24
2.1.3 Ingombro e baricentro Flangia con nervature	32
2.1.4 Ingombro finestra di Mylar	34
2.2 Rappresentazione dell'esperimento	35
2.3 Gradi di Libertà del manipolatore	36
2.4 Processo di presa/inserimento	37
<b>3. Il Manipolatore</b>	<b>40</b>
3.1 Struttura centrale di sostegno	41
3.2 Analisi FEM	45
3.3 Verifica della saldatura	48
<b>4. Sistema di presa</b>	<b>51</b>
4.1 Descrizione sistema di presa	52
4.2 Montante	53
4.2.1 Verifica saldature	56
4.2.2 Verifica statica delle viti	59
4.3 Guida lineare	61
4.4 Vite a ricircolo di sfere	65
4.4.1 Scelta dei cuscinetti	68
4.4.2 Montaggio cuscinetti	73
4.5 Encoder	78
<b>5. Sistema di collegamento tra manipolatore e carro ponte</b>	<b>80</b>
5.1 Descrizione sistema di collegamento	80
5.2 Descrizione sistema di regolazione	85
5.3 Guida lineare	86
5.4 Vite a ricircolo di sfere	89



5.4.1 Scelta cuscinetto	92
5.4.2 Montaggio cuscinetto	96
5.5 Encoder	101
<b>6. Guide di centraggio</b>	<b>103</b>
6.1 Descrizione e dimensionamento guida	103
6.2 Analisi FEM	106
6.3 Tolleranze dimensionali e geometriche	110
6.4 Modifiche alle flange	113
6.5 Boccia	114
<b>7. Valutazione dei costi</b>	<b>117</b>
<b>Conclusione</b>	<b>119</b>
<b>Appendice A</b>	<b>120</b>
<b>Bibliografia e Sitografia</b>	<b>122</b>
<b>Cataloghi consultati</b>	<b>123</b>

# Introduzione

Il seguente lavoro si pone come obiettivo quello di progettare e studiare un manipolatore in grado di movimentare i rivelatori ed alcuni componenti dell'esperimento di fisica nucleare NUMEN. All'interno di questo lavoro, sono presenti varie rappresentazioni degli apparati che permettono lo svolgimento dell'esperimento, che sono il frutto del lavoro dei progettisti dell'INFN.

L'esperimento NUMEN è un progetto dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN), l'apparato con il quale si effettuano le misure dei canali di fisica di interesse è situato presso i Laboratori Nazionali del Sud a Catania. In questo progetto convergono numerosi ricercatori e studiosi da diverse parti del mondo ed anche l'INFN di Torino partecipa con i suoi ricercatori dell'ente e, come associati all'INFN, del Politecnico di Torino. Il gruppo di Torino è responsabile dell'integrazione ed inoltre si dedica alla progettazione e analisi delle strutture atte al funzionamento dell'esperimento. L'esperimento, che sarà illustrato nella prima parte di questo documento, si pone come obiettivo quello di apportare informazioni utili allo studio della natura del neutrino tramite la reazione di DCE (double charge exchange o doppio scambio di carica) tra fasci di ioni e particolari isotopi di interesse per il doppio decadimento beta senza neutrini.

Il manipolatore in questione è stato già argomento di studio un anno fa, ma, a causa dell'introduzione di nuovi vincoli e della modifica di quelli preesistenti, è stato valutato dover essere riprogettato per far fronte alle nuove necessità dal momento che comunque non era stato ancora realizzato.

Nella presentazione delle singole parti del manipolatore si porrà grande attenzione alla loro realizzazione (se di pezzo o già esistente nei cataloghi o se realizzata tramite saldatura di più pezzi) e alle sollecitazioni a cui esse sono sottoposte (analisi FEM realizzate tramite il software Autodesk:Inventor 2021).

Tale documento non intende inoltrarsi nello studio dei principi fisici alla base del NUMEN, ma intende illustrare la progettazione meccanica del manipolatore allo stato attuale.

# 1. Progetto Numen

Il progetto NUMEN (NUclear Matrix Element for Neutrinoless double beta decay) analizza il fenomeno del doppio scambio di carica (Double Charge Exchange - DCE) di ioni pesanti con nuclei di isotopi di interesse del doppio decadimento beta senza neutrini ( $0\nu\beta\beta$ ). Il doppio decadimento beta senza neutrini rappresenta uno degli argomenti di studio principali della fisica moderna: infatti, se tale fenomeno si verificasse si potrebbe identificare il neutrino come una particella di Majorana, cioè una particella in cui l'antiparticella e la stessa particella coincidono (rimettendo in discussione, di fatto, il "modello standard").

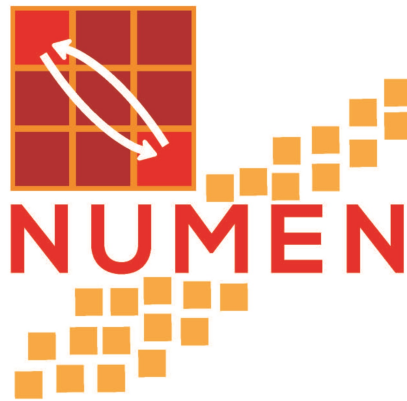


Figura 1.1: Logo progetto NUMEN

Numerosi sono stati gli esperimenti già condotti e ancora in corso su questa tematica, come l'esperimento NEMO-3, in corso dal 2003, o GERDA, in corso dal 2010 e previsti come DARK SIDE. Se si verificasse questo decadimento radioattivo raro si potrebbero ipotizzare nuovi modelli in fisica rispetto al "modello standard" attuale, in cui il neutrino e l'antineutrino sono considerati come particelle separate.

## 1.1 Cenni teorici ed approccio a NUMEN

Il noto fisico catanese Ettore Majorana, in opposizione alla teoria di Dirac, presentò un articolo con il titolo “Teoria simmetrica dell’elettrone e del positrone”. La teoria di Dirac si incentra sulla nozione di “stato di energia negativo”, secondo cui ogni particella possiede una corrispettiva antiparticella. Majorana, al contrario di Dirac, formulò una teoria in cui ipotizzava l’esistenza di alcune particelle, definite nell’articolo “particolarmente neutre”, tali che l’antiparticella coincida con la particella stessa.

Durante il corso degli anni, si sono scoperte alcune particelle che presentavano le stesse proprietà delle loro antiparticelle: il fotone ed il pione, entrambe appartenenti alla famiglia dei bosoni.

Il neutrino è una particella subatomica priva di carica elettrica con massa piccola, facente parte della famiglia dei fermioni e del gruppo dei leptoni. Questa particella interagisce poco con la materia circostante: infatti, è in grado di attraversare elevati spessori. Allo stato attuale, tale particella non è ancora stata classificata come fermione di Dirac o di Majorana.

Per classificare opportunamente il neutrino, bisogna studiare il doppio decadimento beta, un fenomeno alquanto raro dove due nuclei atomici decadono in altri con stesso numero di massa. Nel doppio decadimento beta ( $\beta^-$ ) si ha che due neutroni nel nucleo decadono diventando due protoni, emettendo 2 elettroni e 2 (anti)neutrini. Nell’eventualità in cui il neutrino fosse una particella di Majorana, si potrebbe verificare un doppio decadimento beta senza neutrini.

L’esperimento NUMEN misura la sezione d’urto della reazione di doppio scambio di carica (DCE) di ioni pesanti con nuclei di isotopi candidati al doppio decadimento beta. Il doppio scambio di carica e il doppio decadimento beta senza neutrini, anche se sono due fenomeni differenti perché mediati da due forze differenti (uno dalla forza nucleare forte e l’altro dalla forza nucleare debole), possiedono similitudini quali gli stati quantici finali ed iniziali [1].

La reazione di doppio scambio di carica, utilizzata per apportare informazioni sulla natura del neutrino, è resa possibile grazie a MAGNEX, uno spettrometro magnetico già presente nei Laboratori Nazionali del Sud, riadattato per gestire fasci di ioni ad alta intensità generati dal ciclotrone superconduttore.

## 1.2 Descrizione MAGNEX

Per l'esperimento, si utilizza l'apparato MAGNEX che è composto da:

- una camera di scattering, in cui gli ioni accelerati colpiscono un bersaglio (target);
- lo spettrometro MAGNEX, che permette la separazione degli ioni prodotti della reazione;
- i rivelatori, che permettono la misura di grandezze quali l'energia, la traiettoria con angoli degli ioni.

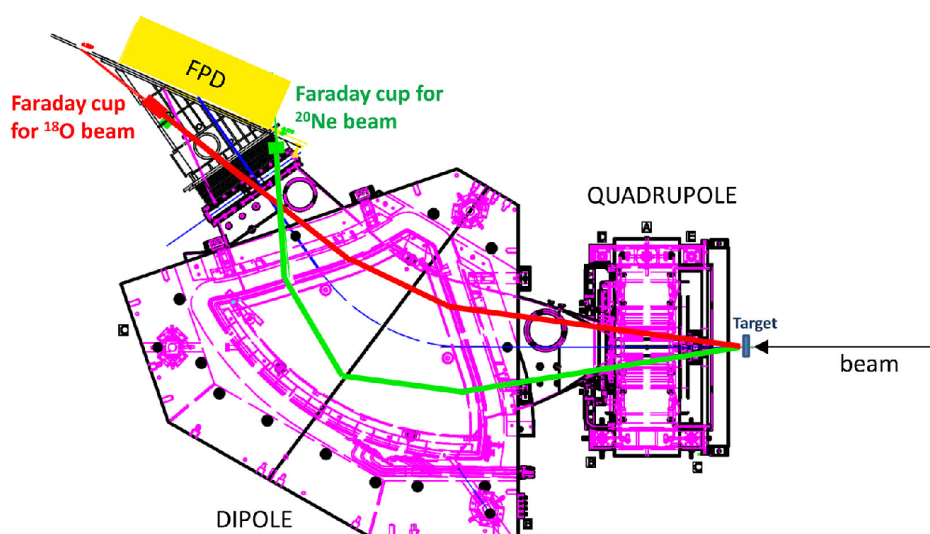


Figura 1.2: Vista schematica dell'apparato MAGNEX in cui sono rappresentati: in verde e in rosso il fascio di Neon e Ossigeno che non hanno reagito con il target e in blu la traiettoria dei prodotti della reazione

Un fascio di ioni (Neon o Ossigeno) viene accelerato dal ciclotrone superconduttore K800 [3]. Il ciclotrone, rappresentato nella figura 1.3, è un acceleratore di particelle in grado di accelerare dei fasci di ioni di diversa tipologia fino ad energie di 80 MeV/A [3]. All'interno dell'acceleratore si riesce a generare un campo magnetico fino a 4,8 T poiché sono equipaggiate due serie di bobine superconduttive al Nb-Ti, immerse in un bagno di elio liquido (LHe), grazie al quale il sistema è in grado di lavorare a temperature di circa 4,2 K [3].

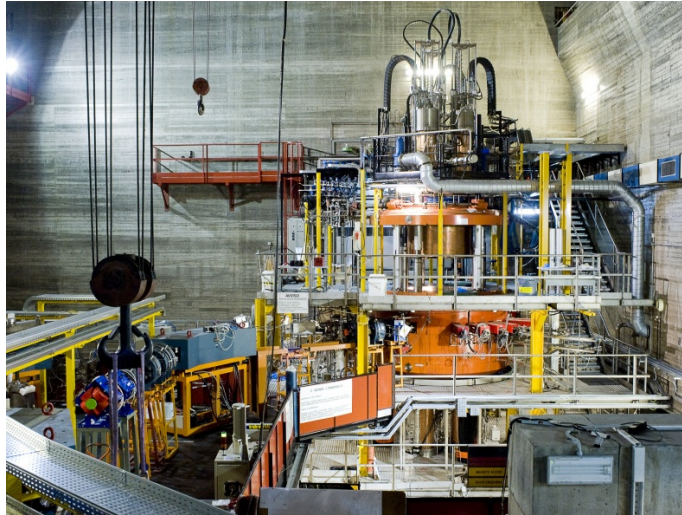


Figura 1.3: Ciclotrone superconduttore K800 nei Laboratori Nazionali del Sud [3]

Gli ioni sono estratti dal ciclotrone tramite due deflettori elettrostatici e trasportati alla sala del MAGNEX grazie a magneti; giunti alla sala entrano all'interno della camera di scattering e colpiscono il target appositamente posizionato. Il target è composto da un sottile strato di grafite sul quale sono depositati opportuni isotopi da studiare. Una parte degli ioni del fascio interagisce con i nuclei del bersaglio con un certo numero di reazioni in base alle corrispondenti sezione d'urto. I prodotti delle interazioni entrano nello spettrometro e attraverso un quadrupolo ed un dipolo raggiungono il rivelatore di piano focale (FPD- Focal Plane Detector) tramite il quale vengono effettuate misure di perdita di energia, energia residua e parametri delle loro traiettorie, come angoli e coordinate dei punti di impatto sulla parte sensibile del rivelatore.



Figura 1.4: Foto dall'alto dei Laboratori Nazionali del Sud.

## 1.3 Fasi del progetto NUMEN

Il progetto NUMEN è diviso in quattro fasi:

- Fase 1: si svolge un esperimento pilota con l'attrezzatura già esistente e si studiano i prodotti della reazione. In questo caso, il materiale depositato su una piastra di carbonio è Calcio (Ca) [4];
- Fase 2: si suddivide in due parti che si svolgono in parallelo:
  1. Si conducono delle misure di sezione d'urto di reazioni ottenute utilizzando fasci di ioni Neon o Ossigeno su alcuni isotopi specifici di interesse per il doppio decadimento beta senza neutrini, quali  $^{130}\text{Te}$ ,  $^{76}\text{Ge}$ ,  $^{40}\text{Ca}$ ,  $^{116}\text{Cd}$  ;
  2. Si valutano le modifiche da apportare all'apparato MAGNEX e al ciclotrone superconduttore per poter lavorare con fasci di ioni ad alta intensità (dagli attuali  $10^{10}$  pps a  $10^{13}$  pps) e con intervallo di energia per nucleone più ampio (da  $15\text{ MeV/u}$  a  $70\text{ MeV/u}$ ).
- Fase 3: essa prevede la realizzazione delle modifiche tecnologiche e progettuali stabilite nella fase precedente e la verifica del loro funzionamento;
- Fase 4: si concentra sull'acquisizione di dati con il nuovo fascio con maggior intensità, proveniente dal ciclotrone, e lo studio del fenomeno del doppio scambio di carica utilizzando differenti isotopi come bersagli.

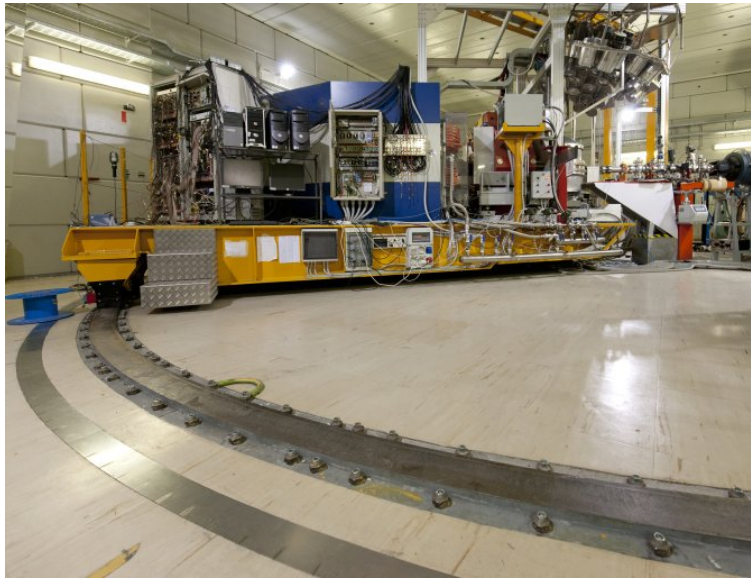


Figura 1.5: Setup dell'esperimento fase due.

Attualmente, il progetto NUMEN ha raggiunto la terza fase.

Le modifiche che si vogliono apportare sono:

- Il miglioramento dell'FPD e l'implementazione di nuovi rivelatori atti a gestire il più alto rate dei prodotti di interazioni; [4]
- l'implementazione di una nuova camera di scattering e di un nuovo tipo di bersaglio; [4]
- l'introduzione di un beam dump (sistema di assorbimento del fascio), non presente attualmente. Essendo l'intensità del fascio di ioni molto alta una notevole frazione di questo non interagisce col bersaglio e prosegue oltre fino al beam dump dove deve essere assorbito anche per questioni di sicurezza; [4]
- la costruzione di una nuova linea in grado di trasportare i fasci di ioni ad alta intensità. La nuova linea è disposta con un angolo di  $70^\circ$  rispetto alla precedente. Per ottenere la rotazione dello spettrometro lasciando sempre il bersaglio ortogonale al fascio di ioni, si utilizza la piattaforma rotante sulla quale è installato lo spettrometro, mentre il bersaglio ne costituisce il fulcro e non ruota. Si utilizzeranno, pertanto, due configurazioni distinte: la prima quando si utilizza la linea LI (low intensity, bassa intensità), mentre la seconda quando si utilizza quella HI (high intensity, alta intensità). [2]



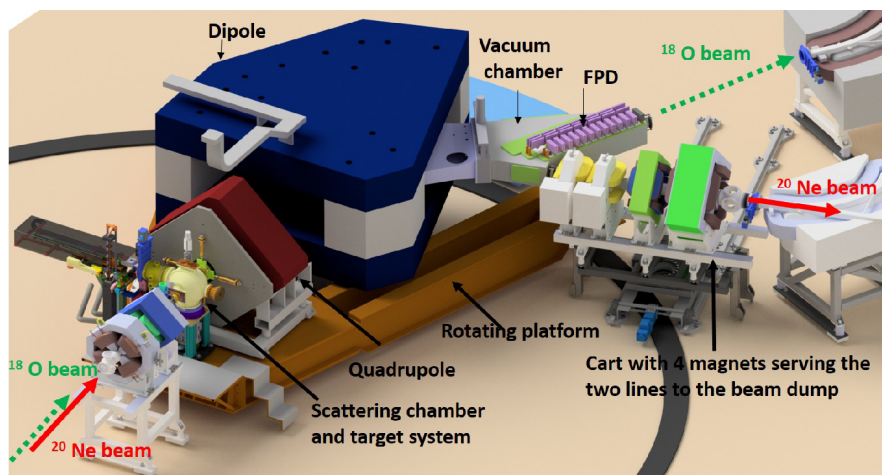


Figura 1.6: Modello MAGNEX dopo la fase tre.

## 1.4 Focal Plane Detectors

Subito dopo il quadrupolo e il dipolo, è presente il Focal Plane Detectors (FPD) che è composto da due rivelatori:

- tracciatore (Tracker);
- PID Wall (Particle Identifier Detectors).

Questi rivelatori sono montati su una vacuum chamber.

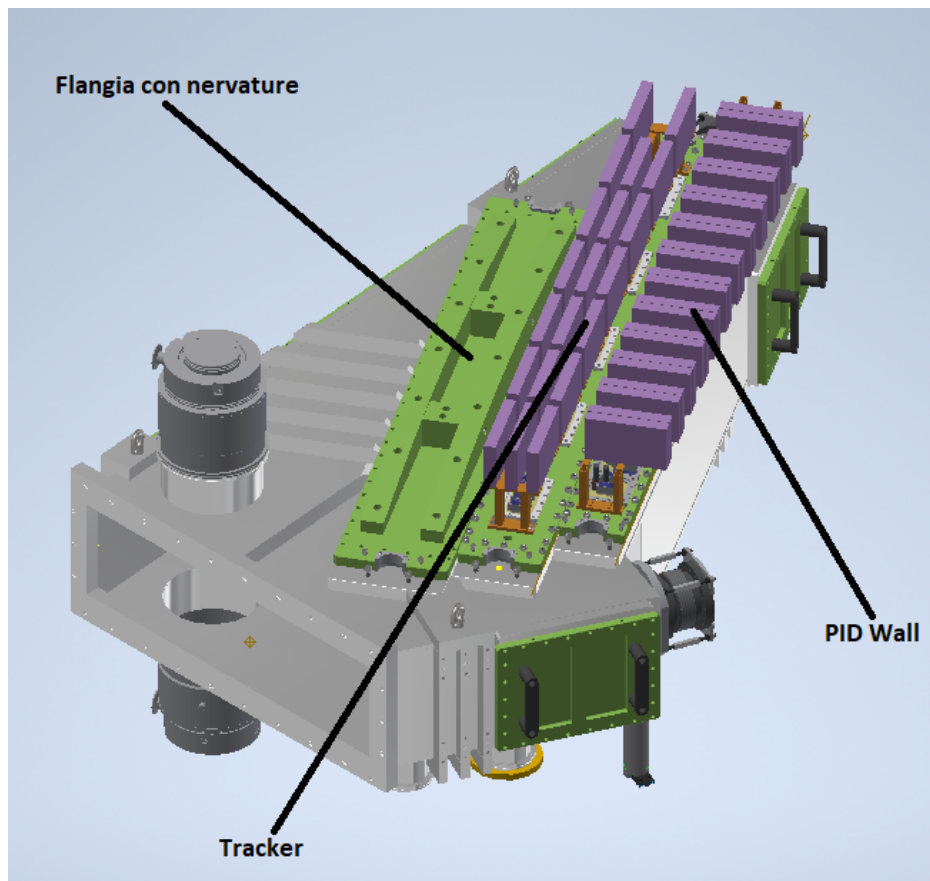


Figura 1.7: Modello 3D del FPD

I prodotti della reazione, analizzati dal dipolo, colpiscono il FPD, mentre il fascio di Ossigeno o Neon passa attraverso la vacuum chamber ed entra nella linea che termina con beam dump. Il dipolo applica una separazione analitica e separa gli ioni con rapporto carica-massa diversi, particolarmente utile per separare gli isotopi.

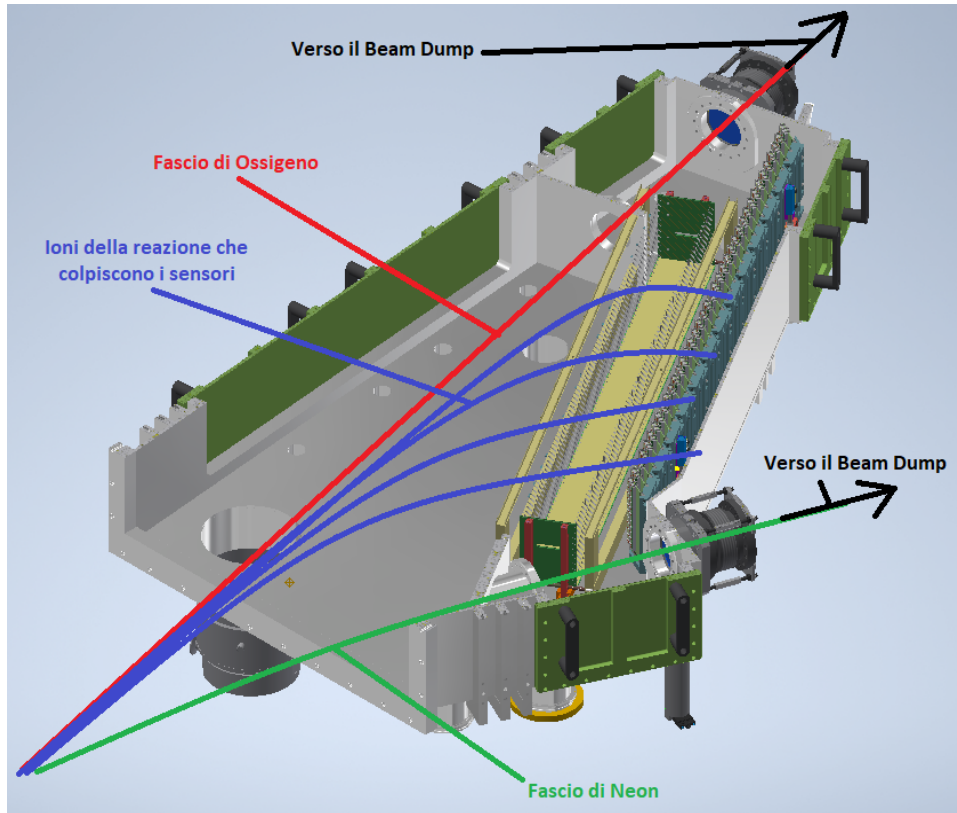


Figura 1.8: Sezione FPD con fasci di ioni prodotti e fasci di ioni ossigeno o neon

$$\vec{F} = q \cdot (\vec{E} + \vec{v} \times \vec{B})$$

$$r = \frac{mv}{qB}$$

Analizzato il principio di funzionamento del FDP, si passa a descrivere dettagliatamente i singoli componenti.

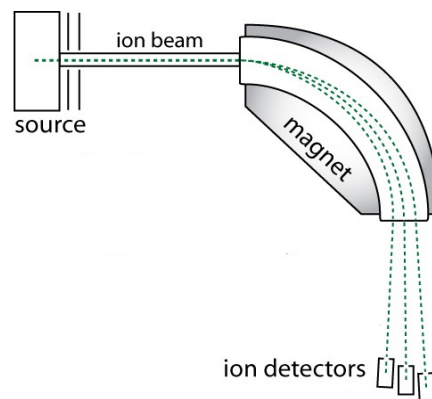


Figura 1.9: rappresentazione schematica funzionamento

La vacuum chamber (o camera a vuoto) è la camera in cui passano i fasci di ioni prodotti e quelli di Neon e Ossigeno. Al suo interno saranno presenti la finestra di Mylar, i sensori del Tracker e del PID Wall. La camera si può dividere in due parti: la prima parte a sinistra in cui è presente una pressione di  $10^{-5}$  mbar e la seconda parte a destra in cui, dopo aver portato la pressione a  $10^{-5}$  mbar, viene insufflato del gas isobutano ad una pressione di circa 10 mbar [2]. I due ambienti sono isolati tra loro grazie alla finestra di Mylar dello spessore di qualche micrometro.

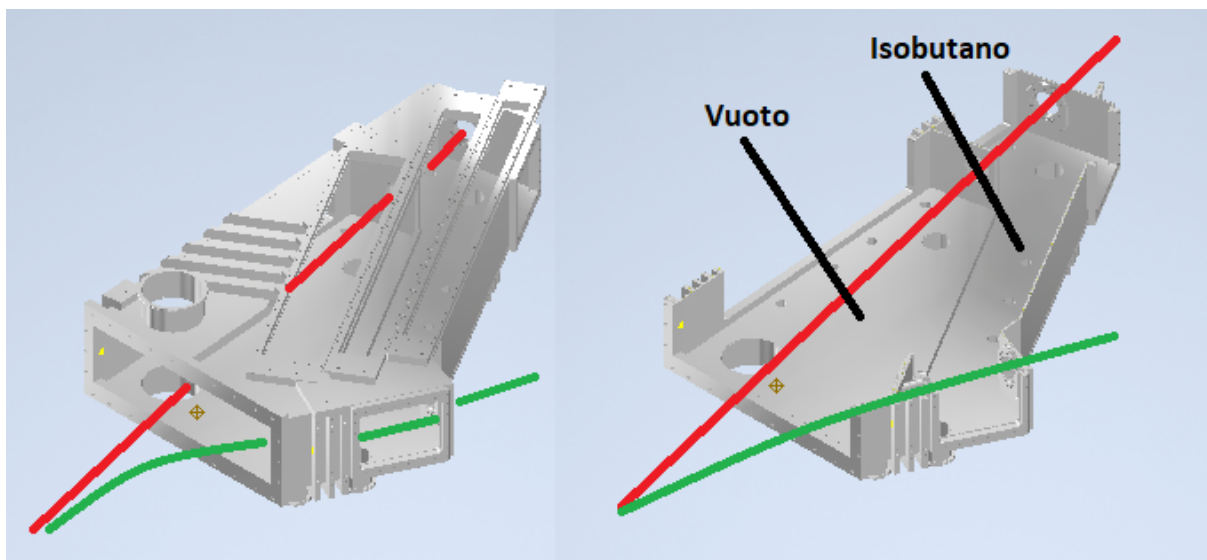


Figura 1.10: Vacuum chamber e sezione

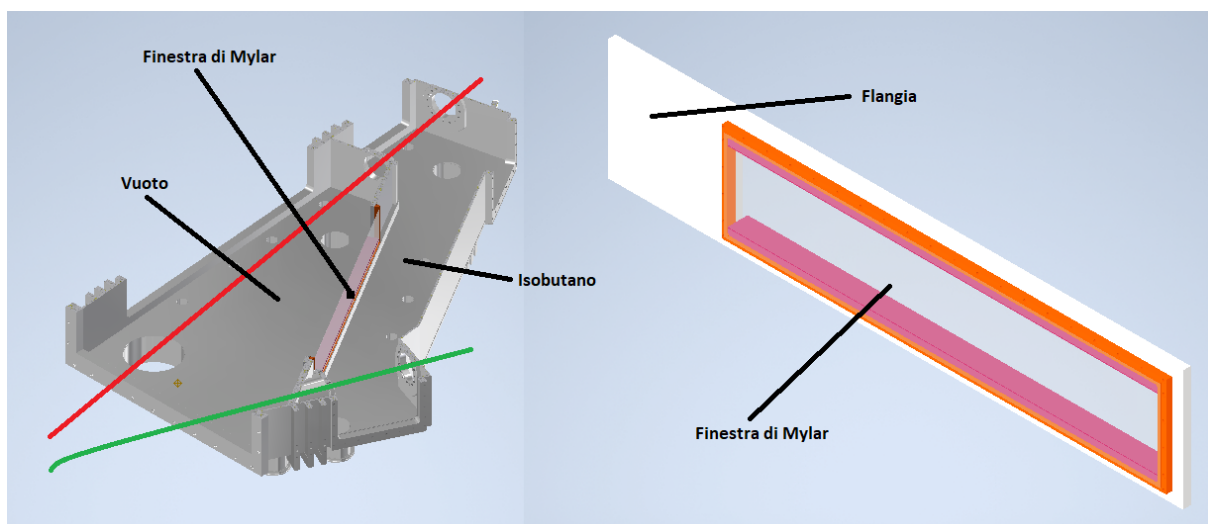


Figura 1.11: Finestra di Mylar e montaggio sulla vacuum chamber

Il Tracker è una camera di proiezione nel tempo (time projection chamber) il cui scopo è quello di riuscire a ricavare la traiettoria della particella (tracking). Il processo di tracciamento di molecole può avvenire grazie alla presenza di appositi gas o miscele. Nel caso specifico il tracciamento degli ioni è reso possibile grazie al gas isobutano (purezza 99,95%) e pressione assoluta 10 mbar. Il volume, in cui si svolge il tracking degli ioni, è delimitato dal catodo in basso, dall'anodo in alto, e, lateralmente, dai PCB che contengono due doppie file di fili di deriva che permettono di ottenere un campo elettrico uniforme di  $50 V/cm$  [2]. Il tracker è sostenuto da una flangia in acciaio inossidabile, rappresentata in verde nella figura 1.12, al di sopra del quale sono posizionati i preamplificatori. Inoltre, è equipaggiato da un sistema di amplificazione basato su una tripla THGEM (THinck Gas Electron Multiplier) posto subito sotto l'anodo. La risoluzione massima del sensore è pari a 0,6 mm per la posizione X e Y rispetto il piano focale, 500 mrad per l'angolo  $\theta$  e  $\phi$  rispetto al foc [2].

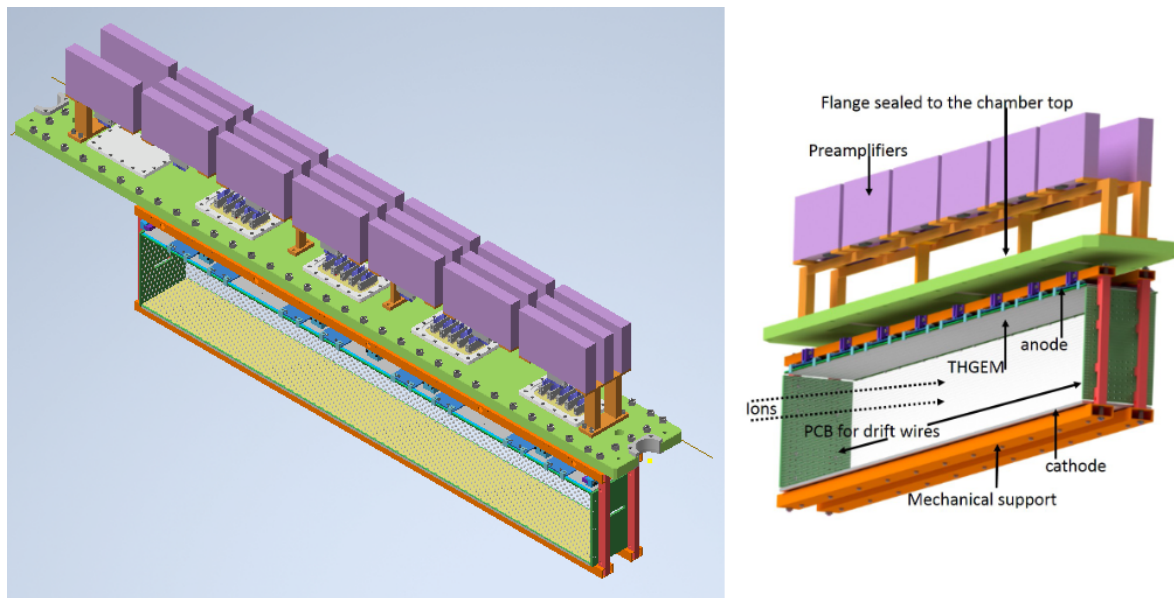


Figura 1.12: Modello 3D del Tracker

Il PID (Particle Identifier Detectors) Wall lavora in modo complementare al Tracker e permette di valutare la perdita di energia degli ioni e l'energia residua [1]. Queste misure dell'energia sono ottenibili grazie alle 36 colonne di rivelatori supportate da una flangia in acciaio inossidabile (Flangia PID). Una singola colonna è chiamata telescopio (telescope) ed è composta da 40 sensori: 20 di tipo SiC e 20 di tipo CsI(Tl). I primi misurano la perdita di energia dello ione, mentre i secondi l'energia residua [2].

Lo spessore dei rivelatori del PID Wall è stato ottimizzato per l'Ossigeno, il Neon e il Fluoro con un'energia di incidenza pari a 15-50 MeV/u [2].

Il PID, infine, possiede una risoluzione energetica migliore del 2% per avere un  $\frac{\Delta Z}{Z} = \frac{1}{48}$  e un  $\frac{\Delta A}{A} = \frac{1}{160}$ , un'alta resistenza alle radiazioni per resistere a circa  $10^{11}$  ioni/(cm<sup>2</sup> year) e un tempo di risposta minore di 1 ns [2].

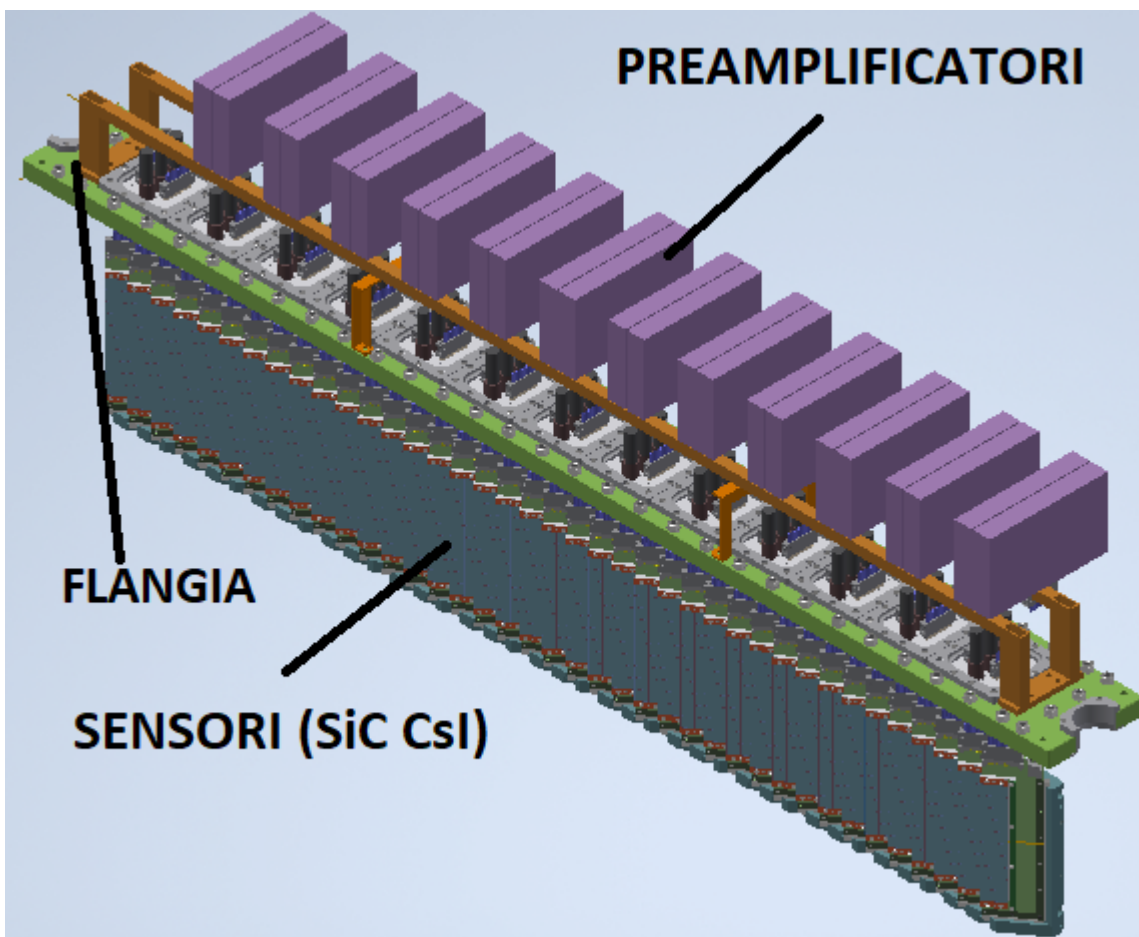


Figura 1.13: Modello PID WALL

## 2. Analisi delle proprietà dei componenti

Una parte fondamentale dell'esperimento è svolta dai rivelatori poiché permettono di tracciare il passaggio degli ioni, di misurare le loro perdite di energia e l'energia residua. Risulta essenziale, pertanto, la progettazione di una struttura in grado di muovere in modo preciso per evitare urti e per garantire un errore di posizionamento minimo. Di conseguenza, prima di procedere alla fase effettiva della progettazione, è necessario svolgere alcune analisi preliminari:

- analisi delle geometrie e dei pesi degli elementi da movimentare;
- analisi dei gradi di libertà del manipolatore;
- analisi delle fasi di movimento del manipolatore.

### 2.1 Analisi geometriche

La prima analisi da svolgere è una valutazione di tipo geometrico il cui scopo è quello di ricavare dei dati sulle dimensioni e sui volumi dei rivelatori, della flangia con nervature e della finestra di Mylar. L'obiettivo in questa fase è la valutazione non solo delle dimensioni, ma anche del peso e del baricentro degli elementi da spostare: in tal modo si otterranno dei dati più precisi che permetteranno una progettazione più accurata.

Le informazioni sui peso inizialmente sono comprese nei seguenti intervalli:

- 100-130 kg per il PID wall;
- 120-150 kg per il Tracker;
- 80-110 kg per la flangia con nervature.



## 2.1.1 Ingombro e baricentro PID Wall

Si comincia l'analisi geometrica con il PID wall, mostrato in figura 2.1.

Tale rivelatore ha un'altezza complessiva di 520,5 mm di cui, dall'alto in basso:

- 205,5 mm è l'altezza totale dei preamplificatori e del telaio di sostegno, riportati rispettivamente in viola ed arancione nella figura 2.1;
- 25 mm è lo spessore della flangia, riportata in verde nella figura 2.1. Nello specifico la flangia:
  - ha una lunghezza pari a 1560 mm;
  - ha un'altezza pari a 25 mm;
  - ha una larghezza pari a 145 mm;
  - ha un peso pari a 24,18 kg.
- 290 mm è l'altezza dei sensori e della struttura di ancoraggio, riportata in blu nella figura 2.1, che ne consente il fissaggio alla flangia. I sensori e la struttura sono posti all'interno della vacuum chamber.

Per poter ottenere informazioni sull'ingombro e sul baricentro del PID è stata effettuata un'analisi separata per ciascuna delle componenti del rivelatore.

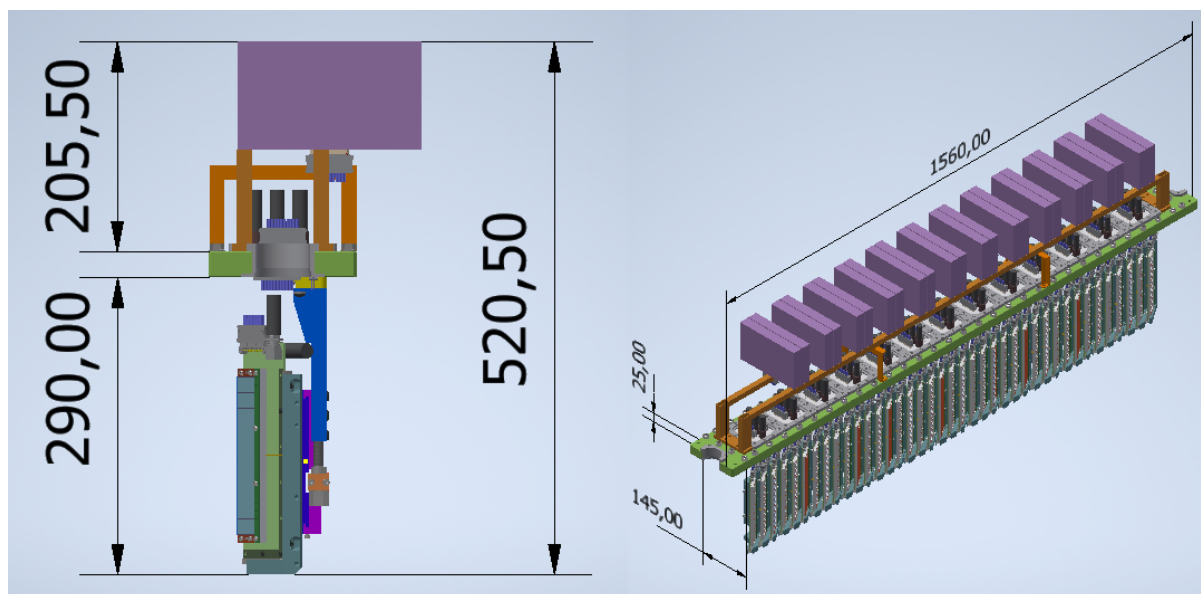


Figura 2.1: Dimensioni principali PID WALL



I primi componenti analizzati sono i preamplificatori. Questi hanno un peso compreso tra i 0,9-1,1 kg e sono disposti e raggruppati in 12 coppie. Un singolo preamplificatore viene rappresentato a sinistra nella figura 2.2.

Per poter sostenere il peso dei preamplificatori è presente una struttura di sostegno realizzata in alluminio ( $2,7 \text{ g/cm}^3$ ) con un peso di 1,03 kg, mostrata a destra in figura 2.2.

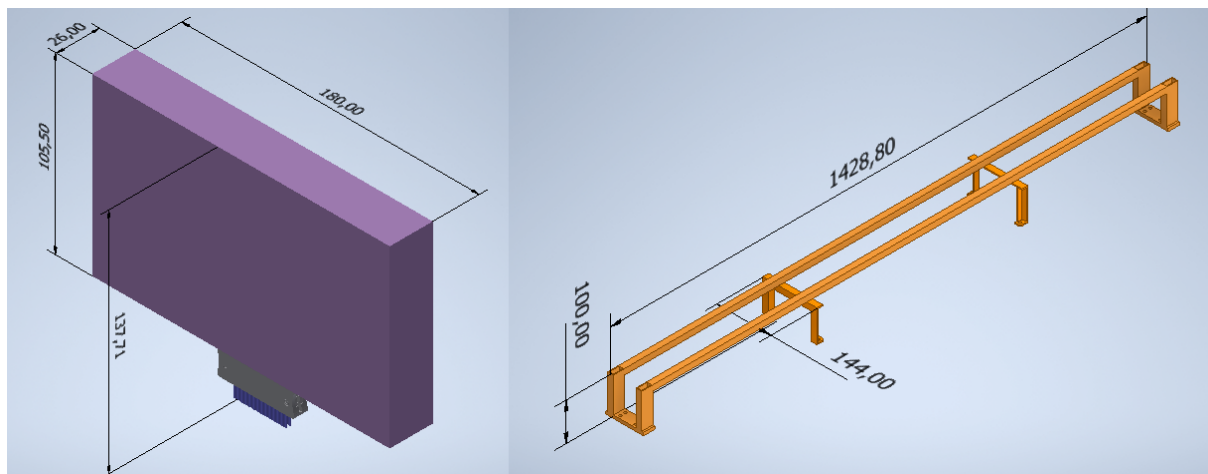


Figura 2.2: Schema del preamplificatore a sinistra e del telaio di sostegno a destra

Sulla superficie superiore della flangia sono presenti 13 fori dove vengono alloggiati 13 PCB. Ciascuno di essi è composto da 3 BNC e 3 connettori multipli (SAMTEK) e pesa 200 g. Ogni PCB è tenuto in posizione da una cornice metallica che garantisce la tenuta a vuoto. La cornice è in alluminio e pesa 110 g. In figura 2.3 si rappresenta: a sinistra il disegno 3D della cornice in alluminio mentre, a destra, il PCB.

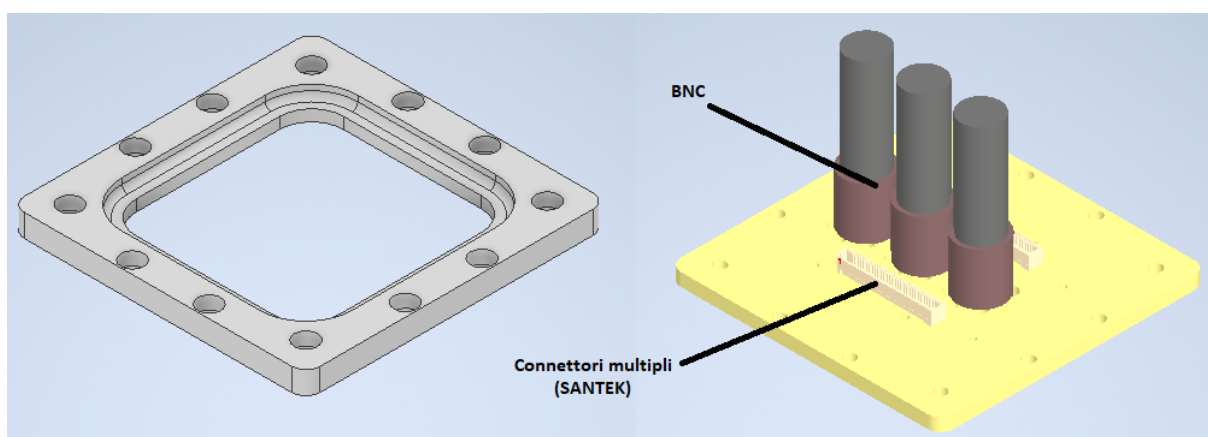


Figura 2.3: Schema del BNC e della cornice di rinforzo

Nella parte inferiore della flangia sono presenti 13 torri collegate tra loro per formare il wall del PID. Una torre è composta da 3 colonne e da una struttura di sostegno. Ciascuna delle colonne è composta da:

- una PCB in acciaio inox di peso 270 g;
- un supporto della colonna in acciaio inox di peso 150 g;
- un supporto del CsI, una griglia in ottone e una sostegno in teflon il cui peso complessivo è circa pari a 142 g.

Le colonne sono raggruppate a gruppi da tre su un supporto in acciaio inox il cui peso è pari a 2,34 kg. tutto l'insieme viene rappresentato in figura 2.4.

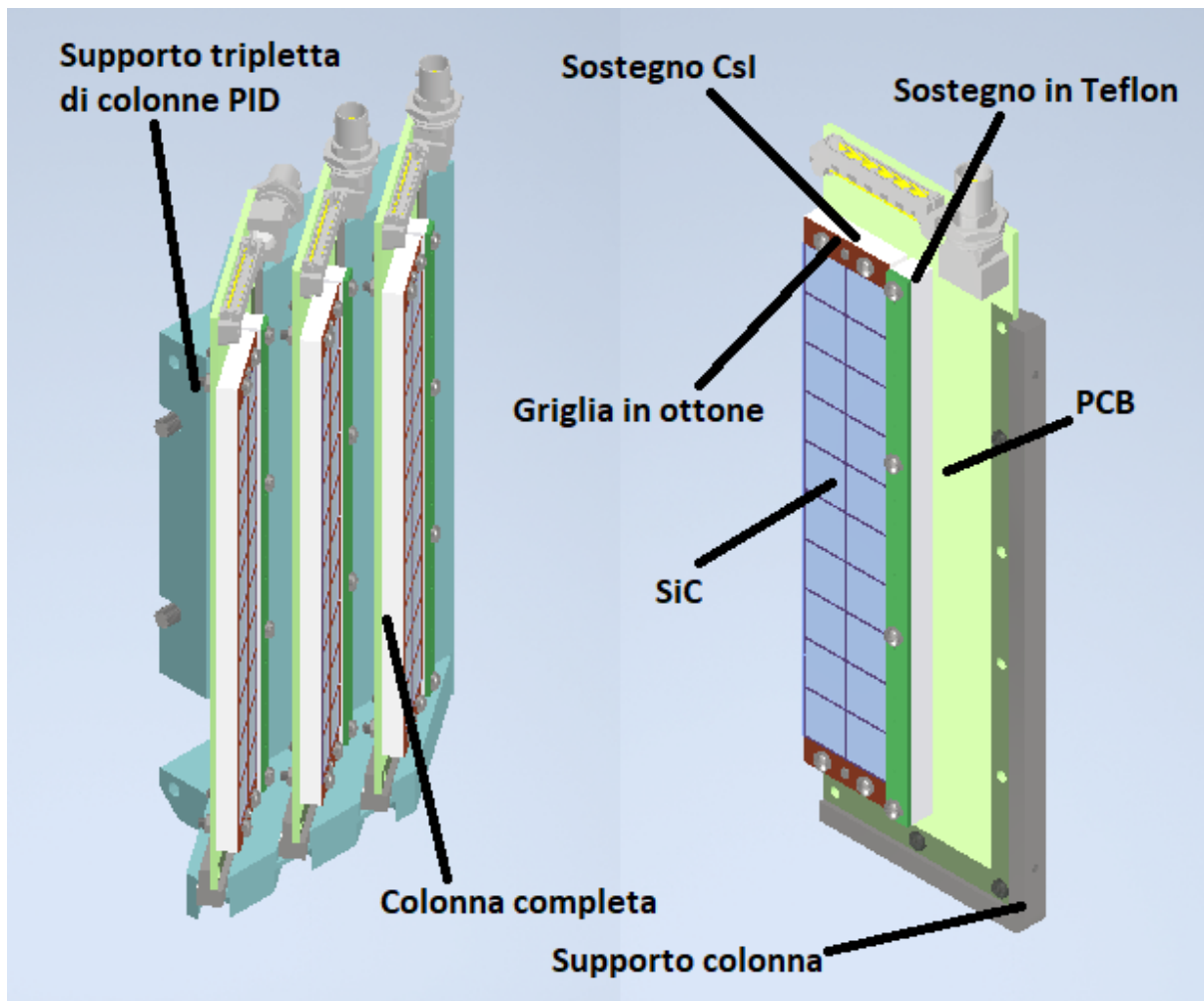


Figura 2.4: Rappresentazione di una torre e dei suoi componenti

Due torri presentano, nella parte posteriore, un sistema che permette il collegamento del wall alla flangia e la regolazione dell'altezza del wall.

Questo sistema, mostrato in figura 2.5, è composto da:

- una vite di regolazione della MISUMI AJSTS10-50;
- una guida dal peso di 120 g;
- uno distanziale dal peso di 70 g;

- un supporto principale dal peso di 400 g;
- una guida di movimento dal peso di 240 g;
- un piatto di supporto secondario dal peso di 20 g;
- un sostegno di rotazione dal peso di 60 g;
- un blocco di rotazione dal peso di 20 g.

Il peso complessivo di questo sistema è circa pari ad 1,1 kg.

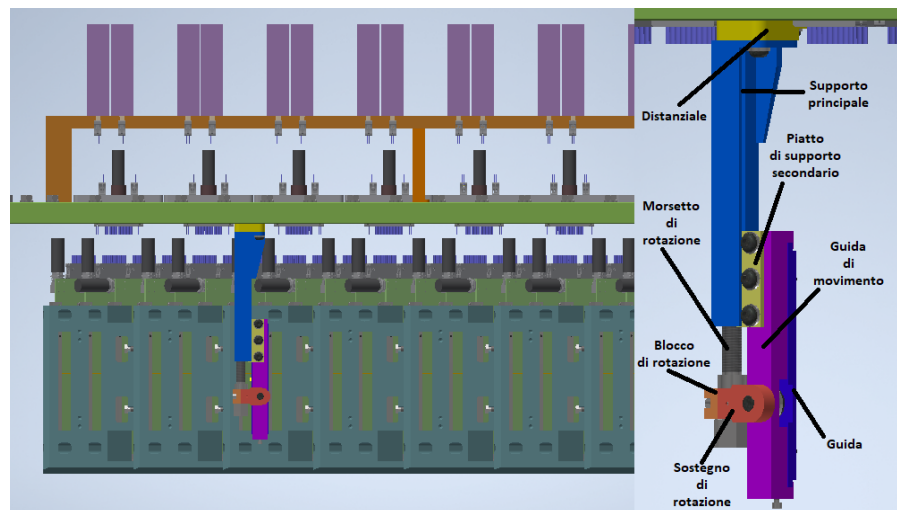


Figura 2.5: sistema di regolazione dell'altezza delle torri

A seguito della valutazione dei pesi di ogni elemento, è possibile valutare la posizione del baricentro del rivelatore utilizzando due approcci distinti: utilizzando un tool di Inventor oppure tramite un calcolo analitico.

Nella fase preliminare viene impostato un sistema di riferimento triassiale, rappresentato in Figura 2.6.

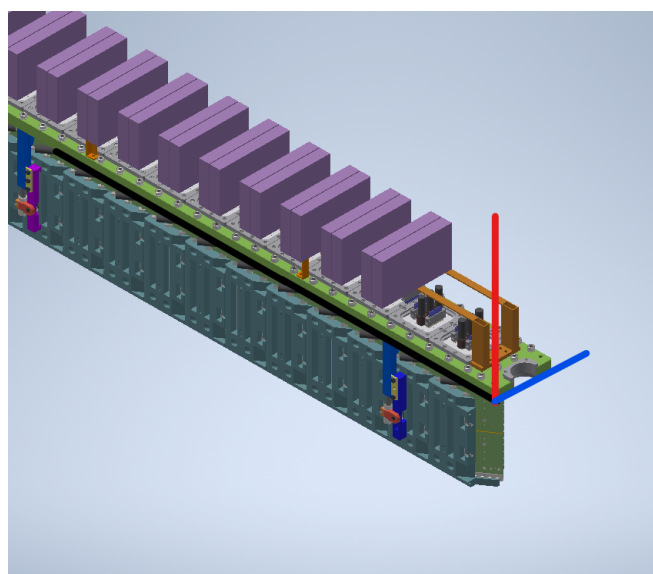


Figura 2.6: Rappresentazione assi di riferimento per calcolo baricentro

Utilizzando Inventor bisogna valutare la distanza tra l'origine del sistema di riferimento scelto ed il baricentro indicato dal programma. Il baricentro è riportato in figura 2.7 ed ha coordinate:  $X=64,6$  mm,  $Z=802,6$  mm e  $Y=70$  mm.

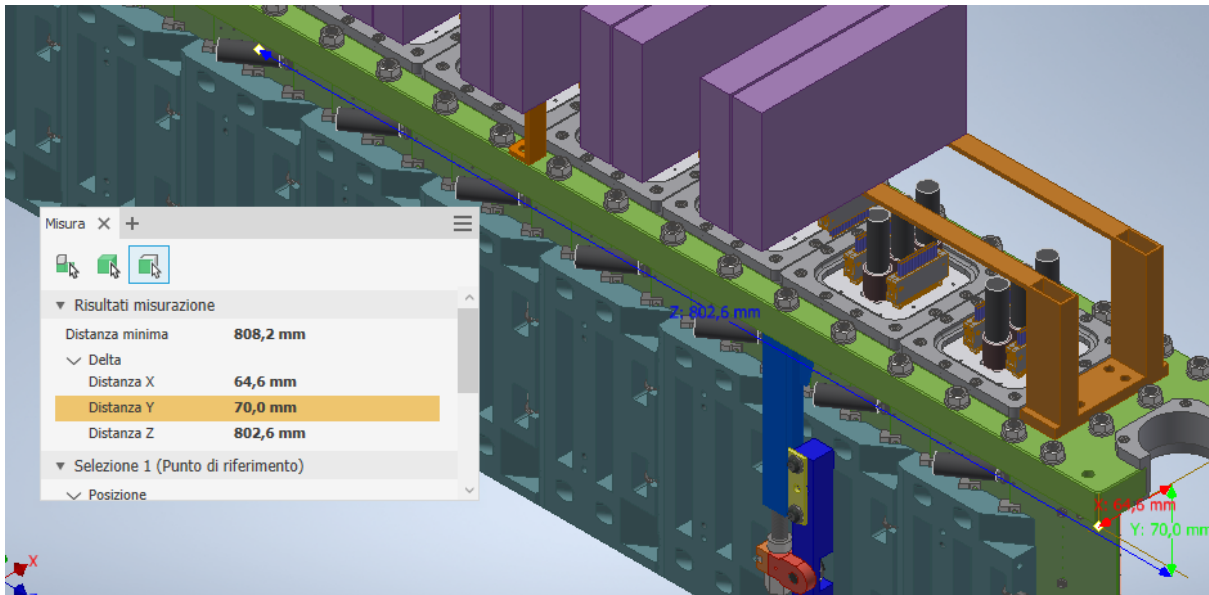


Figura 2.7: Distanza tra origine sistema di riferimento e baricentro del PID calcolato con Inventor

Per valutare la coerenza della posizione del baricentro del rivelatore ottenuto da Inventor è stato utilizzato un procedimento analitico.

Il procedimento consiste nei seguenti passaggi:

- i componenti simili del rivelatore vengono raggruppati in 5 gruppi;
- vengono valutate le coordinate del baricentro di un elemento per ciascun gruppo utilizzando il tool di Inventor;
- utilizzando il baricentro del singolo elemento viene calcolato il baricentro dell'intero gruppo.

A conclusione di questo processo, si calcola il baricentro complessivo del rivelatore utilizzando la formula della media ponderata sul peso, considerando le coordinate dei baricentri ed i pesi dei vari gruppi. La tabella 2.1 riporta i risultati ottenuti.

$$X_{baricentro} = \frac{\sum m_g \cdot x_g}{m_{totale PID}}$$

$$Y_{baricentro} = \frac{\sum m_g \cdot y_g}{m_{totale PID}}$$

$$Z_{baricentro} = \frac{\sum m_g \cdot z_g}{m_{totale PID}}$$

dove:

- $m_g$  : è la massa totale del gruppo;
- $x_g, y_g, z_g$  : sono le coordinate del baricentro del gruppo.

Gruppo	X (mm)	Z (mm)	Y (mm)	Peso totale (kg)
Piastra	72,485	775,79	15	25
Telaio sostegno	73,564	775,1	97,372	1
Preamplificatori	26,97	837,5	177,75	27
Coperchio+PCB	72,75	775	31,3	4
Module by	70,8	810,5	-190	60
<b>Baricentro</b>	<b>61,1</b>	<b>807,7</b>	<b>-51,3</b>	<b>117</b>

Tabella 2.1: Peso globale e baricentro

I risultati ottenuti con il procedimento analitico sono concordi al risultato ottenuto tramite Inventor.

Di seguito viene riportata una tabella riepilogativa dei pesi e dei volumi degli elementi analizzati.

Elemento	Volume (cm <sup>3</sup> )	Densità materiale (g/cm <sup>3</sup> )	Massa (kg)	Volume reale (cm <sup>3</sup> )
Piastra	3000	8,06	24,18	2906,94
Telaio sostegno preamplificatori	380	2,7	1,03	377,82
Preamplificatore	-	-	1,10	-
Boccola	17	1,5	0,03	16,467
Supporto tripletta di colonne	290	8,06	2,34	285,017
Elettronica PID	-	-	0,22	-
Supporto colonna	18	8,06	0,15	17,214
BNC	-	-	0,20	-
Coperchio connettori cornice rinforzo	39	2,7	0,11	38,578
Distanziale	9	8,06	0,07	8,703
supporto principale	50	8,06	0,40	46,132
Piatto di supporto secondario	3	8,06	0,02	2,41
Guida di movimento	40	8,06	0,32	34,731
Sostegno di rotazione	7	8,06	0,06	6,255
Blocco di rotazione	4	8,06	0,03	2,192
Guida	15	8,06	0,12	12,547
Vite regolazione MISUMI	34	8,06	0,27	33,3
PCB	15	8,06	0,12	10,116

Tabella 2.2: Elenco con volume e massa dei componenti del PID wall

## 2.1.2 Ingombro e baricentro Tracker

L'analisi geometrica prosegue con lo studio del Tracker che è riportato in figura 2.8.

Esso ha un'altezza totale di 516,5 mm di cui, dall'alto in basso:

- 210,5 mm è l'altezza dei preamplificatori e del telaio;
- 25 mm è lo spessore della flangia. Nello specifico tale flangia:
  - ha una lunghezza totale di 1610 mm;
  - ha una larghezza pari a 184 mm;
  - ha uno spessore pari a 25 mm;
  - ha un peso di 48,36 kg.
- 281 mm è l'altezza del sensore, che permette di svolgere il tracking delle particelle, e della struttura di sostegno che permette il collegamento con la flangia.

Per poter ottenere informazioni sull'ingombro e sul baricentro del PID è stata effettuata un'analisi separata per ciascuna delle componenti del rivelatore.

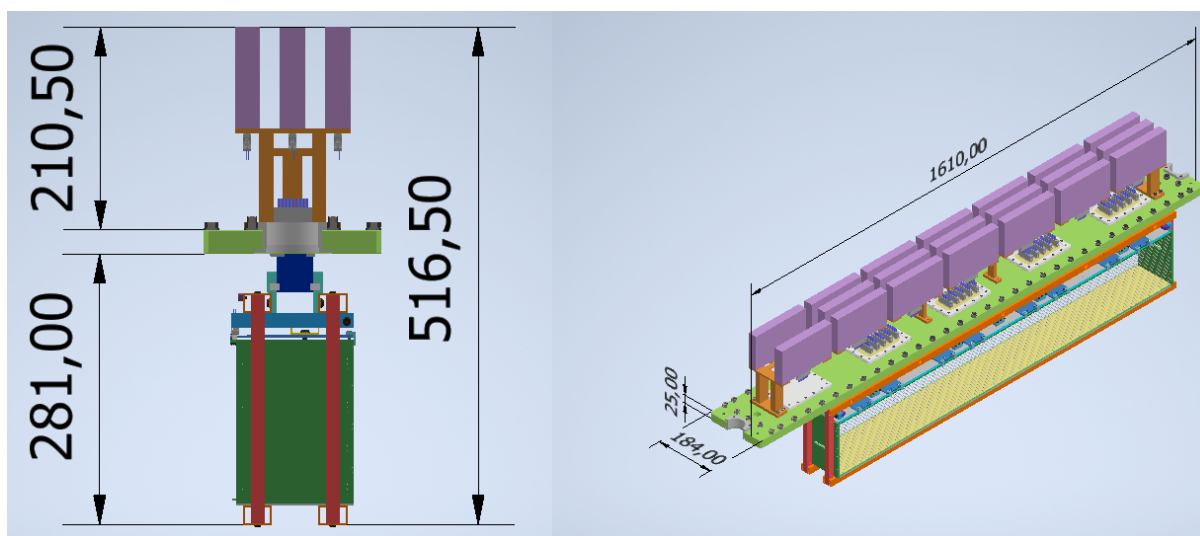


Figura 2.8: Dimensioni principali Tracker



Al di sopra del Tracker sono posizionati 20 preamplificatori di 1,1 kg ciascuno, sorretti da un telaio simmetrico in alluminio che pesa 1,74 kg e che viene rappresentato in figura 2.9.

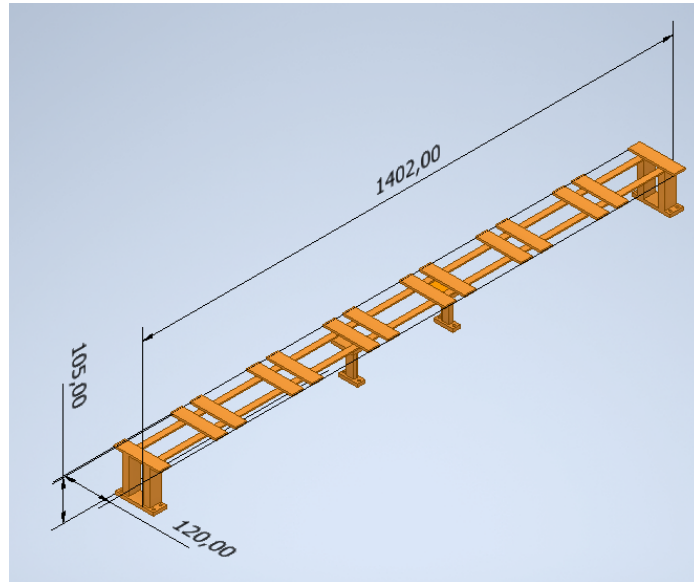


Figura 2.9: Schema telaio di sostegno

Nella parte superiore della flangia sono presenti 5 fori rettangolari dove vengono alloggiati 4 PCB composti da 4 connettori multipli (SAMTEK). Ogni PCB è tenuto in posizione da una cornice metallica che garantisce la tenuta a vuoto. Il peso complessivo di un PCB e della rispettiva cornice metallica è pari a 300 g. Sull'ultimo foro, privo del PCB, viene posizionata una piastra cieca in acciaio inossidabile che pesa 1,37 kg. In figura 2.9 si rappresentano tutti i componenti appena trattati.

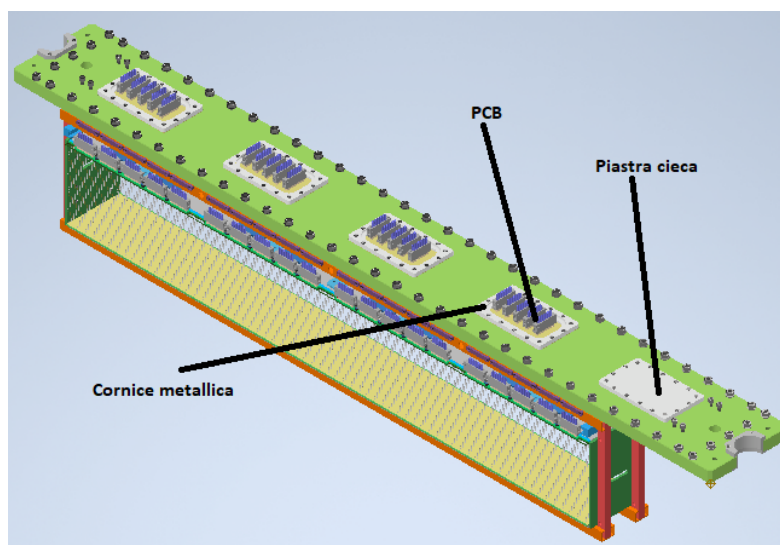


Figura 2.9: Schema PCB, cornice metallica e piastra cieca



Al di sotto della flangia è collegato il rivelatore, rappresentato in figura 2.10, che contiene il sensore per svolgere il tracking delle particelle. Il collegamento tra rivelatore e flangia è realizzato tramite 5 supporti composti da:

- un blocco di collegamento;
- due staffe di supporto;
- quattro supporti di sicurezza.

Il peso complessivo di un singolo supporto è pari a 330 g.

Per poter sostenere il rivelatore sono presenti i seguenti componenti:

- due aste superiori;
- quattro aste laterali;
- due aste inferiori.

La parte inferiore dei supporti descritti in precedenza è collegata alle due aste superiori del rivelatore tramite degli accoppiamenti filettati. Nello specifico il collegamento tra supporti e asta superiore avviene tramite i fori presenti sulle due staffe di supporto.

Le aste superiori e le inferiori sono realizzate in alluminio, con un peso di 610 g ciascuna.

Le aste laterali sono collegate tramite 4 viti con le aste superiori (in figura 2.10 vengono mostrate le viti di collegamento) e tramite 4 viti con le aste inferiori. Le aste laterali sono realizzate in PEEK e pesano 80 g ciascuna.

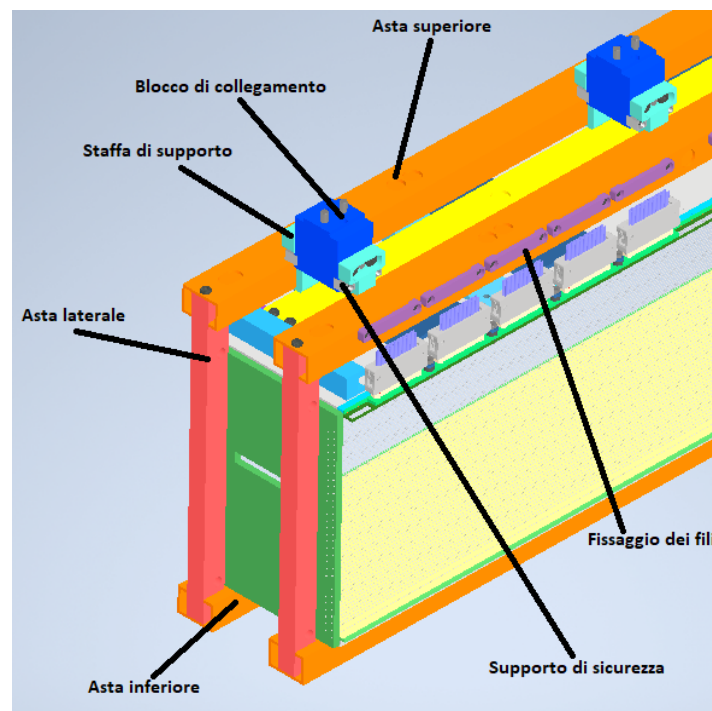


Figura 2.10: schema struttura rivelatore parte esterna

All'interno della struttura appena descritta è presente la zona sensibile del tracker, rappresentata in figura 2.11. Questa è delimitata:

- superiormente dall'anodo;
- inferiormente da un catodo, realizzato in alluminio e con un peso pari a 2,84 kg;
- lateralmente dai due PCB laterali, ciascuno con un peso pari a 190 g.

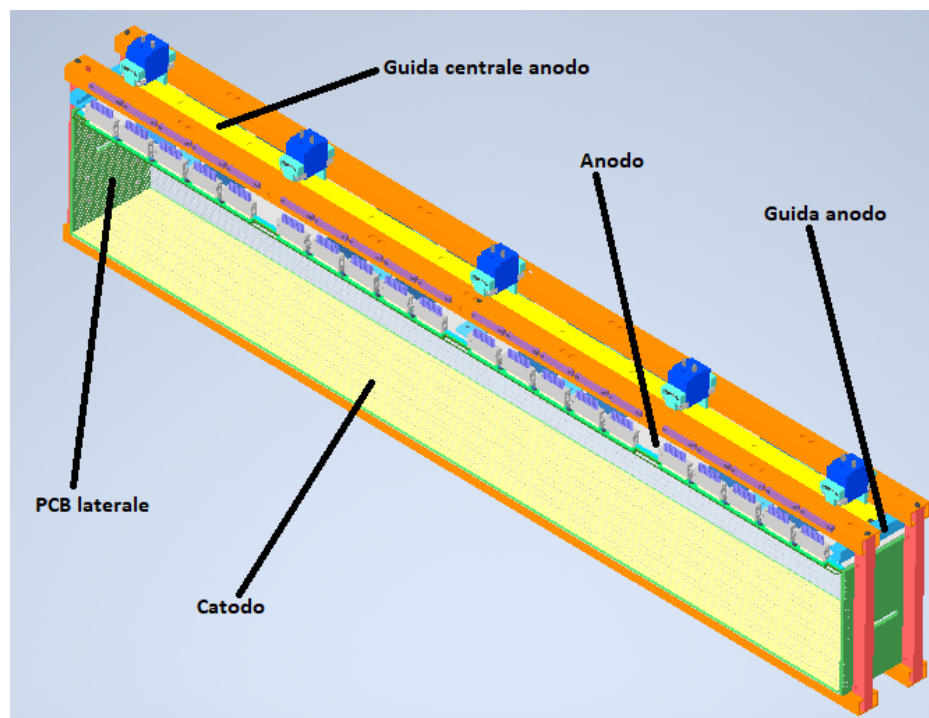


Figura 2.11: schema rivelatore parte sensibile

La struttura, rappresentata in figura 2.12, sostiene l'anodo ed è formata da:

- due guide di movimento che permettono il fissaggio della struttura con le guide dell'anodo (riportato nella figura 2.11);
- un'asta di sostegno;
- quattro piastre con connettori;
- otto supporti.

Il peso complessivo del sistema è di circa 8,54 kg.

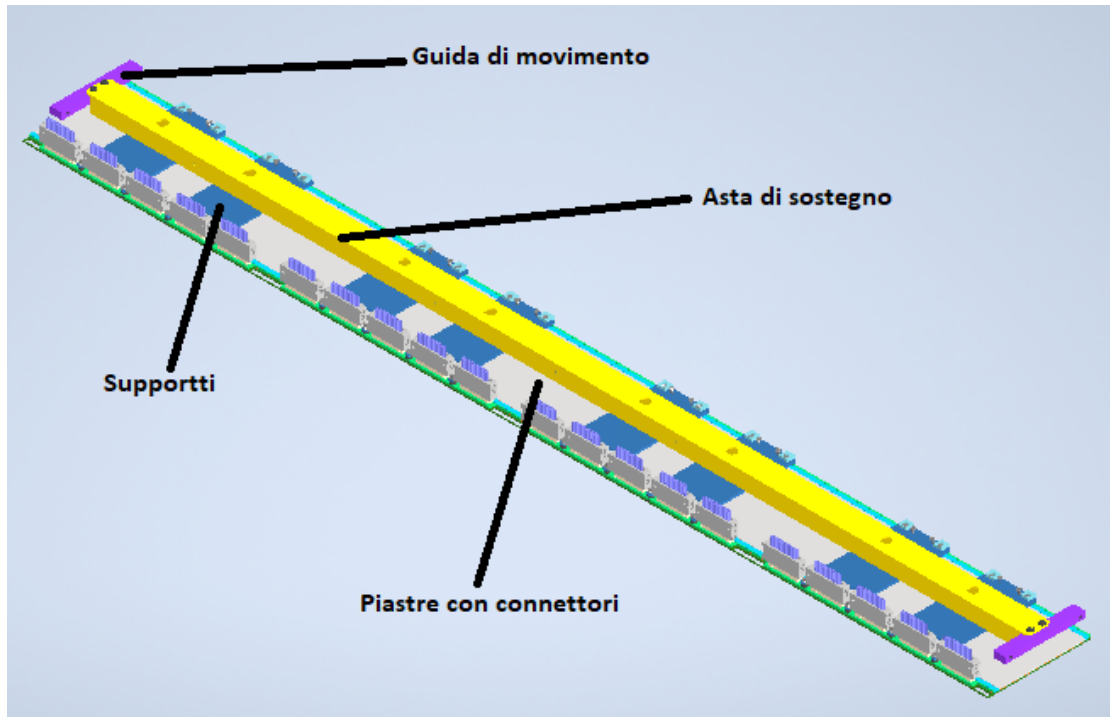


Figura 2.12: disegno 3D del sostegno dell'anodo

Dopo le valutazioni sui pesi dei singoli elementi si effettuano le valutazioni sulla posizione del baricentro con lo stesso procedimento del PID wall. Il Tracker, tuttavia, possiede due configurazioni differenti. La differenza tra le due configurazioni è la posizione del sensore che risulta traslato di 220 mm. Le due configurazioni sono riportate in figura 2.13.

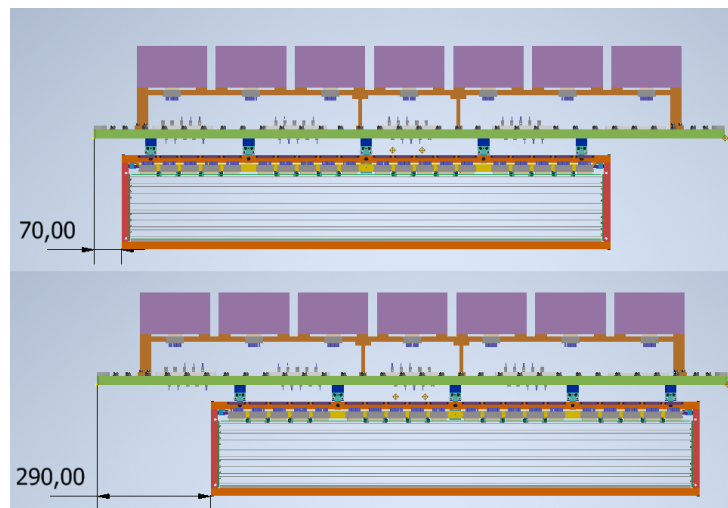


Figura 2.13: rappresentazione delle due configurazioni

Di seguito si riportano i risultati del calcolo dei baricentri nelle due configurazioni (Tabella 2.3).

Elemento	X (mm)	Z (mm)	Y (mm)	Peso totale (kg)
Piastra	92	805	12,5	50
Telaio sostegno preamplificatori	90,8	805	110	3
Preamplificatori	92	835,3	182,75	25
Rivelatore (-70) Ossigeno	95,2	912	-172	55
Rivelatori (-270) C12	95,2	692	-172	55
Coperchi connettori coperchio metallico	45,5	377,34	30	4
<b>Baricentro (Ossigeno)</b>	<b>92</b>	<b>843</b>	<b>-28</b>	<b>137</b>
<b>Baricentro (C12)</b>	<b>92</b>	<b>750</b>	<b>-28</b>	<b>137</b>

Tabella 2.3: Baricentro del Tracker calcolato con metodo analitico

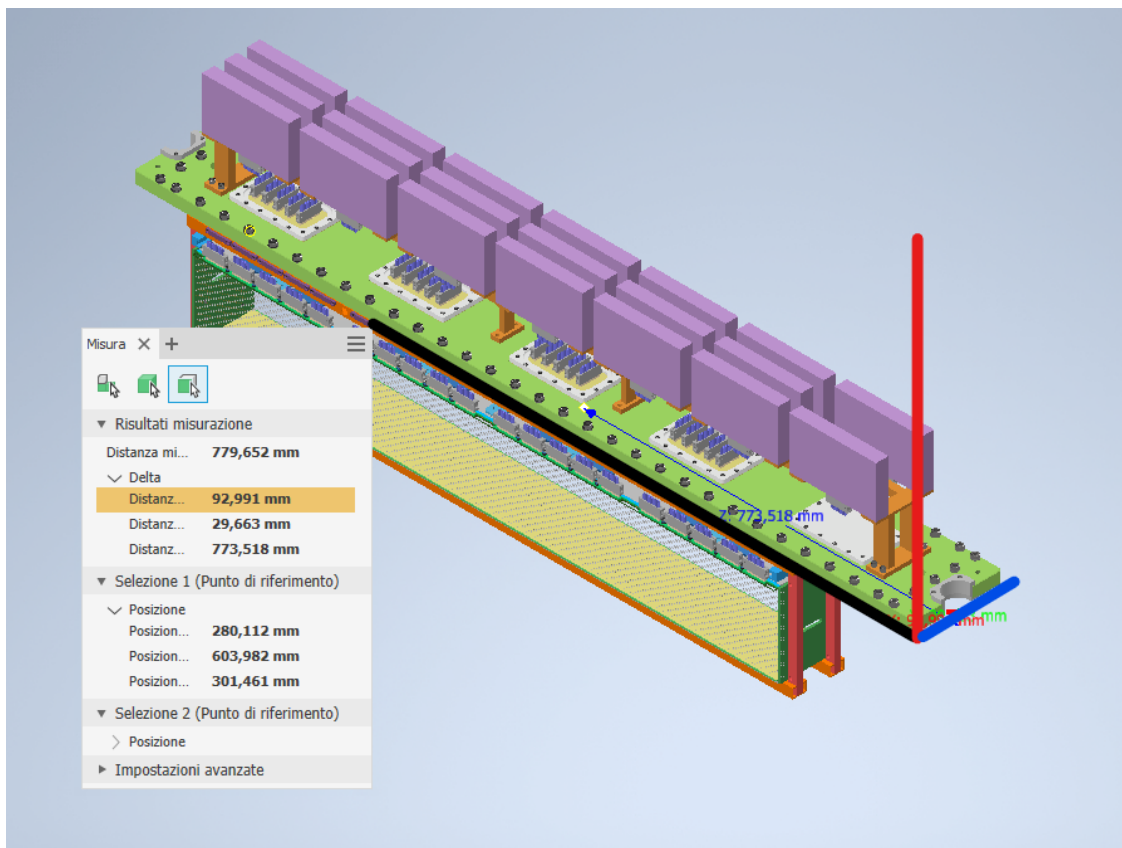


Figura 2.13: Distanza origine sistema di riferimento e baricentro del sistema con configurazione C12 calcolato con Inventor

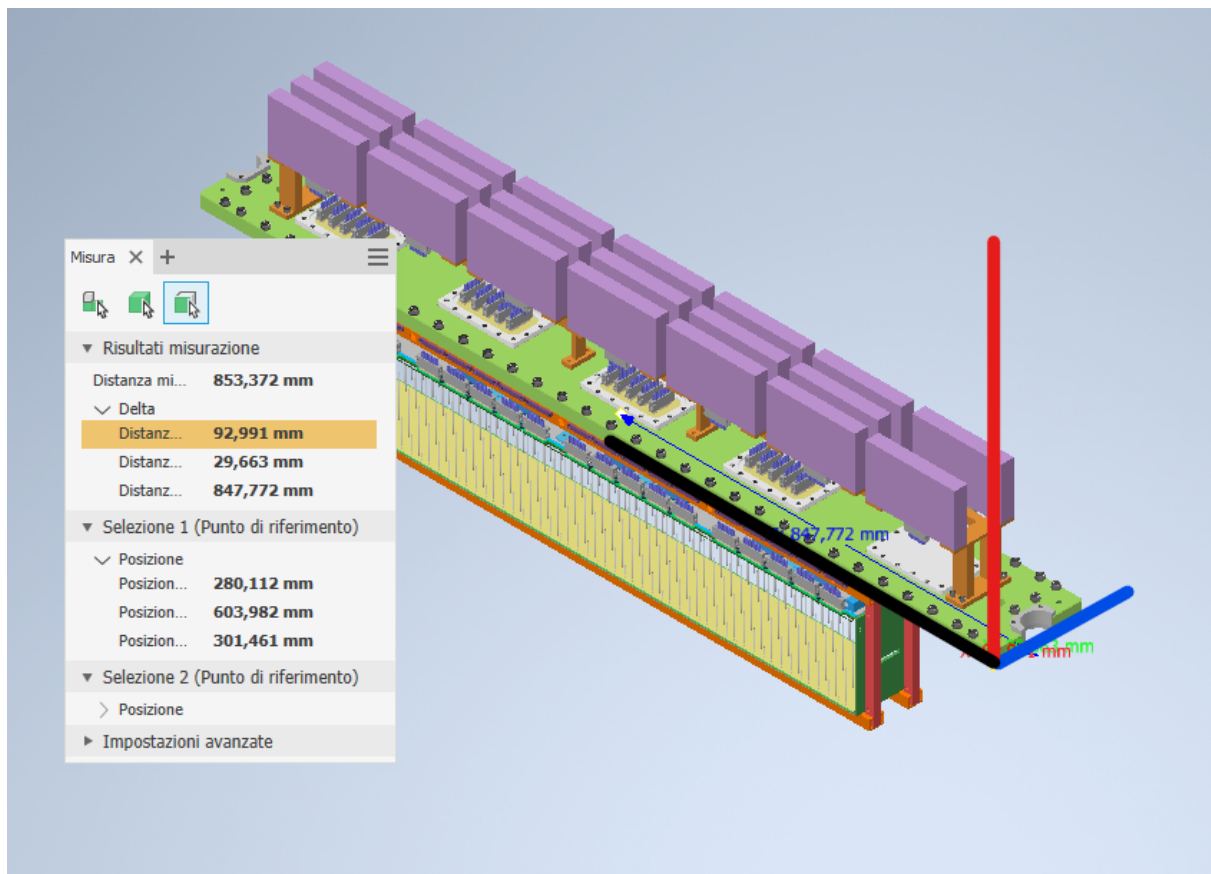


Figura 2.14: Distanza origine sistema di riferimento e baricentro del sistema con configurazione Ossigeno calcolato con Inventor

I risultati ottenuti con il procedimento analitico sono concordi al risultato ottenuto tramite Inventor.

Di seguito viene riportata una tabella (2.4) riepilogativa dei pesi e dei volumi degli elementi analizzati.

Elemento	Volume (cm <sup>3</sup> )	Densità materiale (g/cm <sup>3</sup> )	Massa (kg)	Volume reale (cm <sup>3</sup> )
Piastra	6000	8,06	48,36	5805,939
Telaio sostegno preamplificatori	650	2,7	1,76	648,323
Coperchio metallico connettori alimentazione	170	8,06	1,37	167,139
Coperchio connettori cornice rinforzo	45	2,7	0,12	43,807
Boccola	17	1,5	0,03	16,467
Connettori	-	-	0,30	-
Asta Laterale	52	1,5	0,08	51,095
Catodo	1050	2,7	2,84	1036,797
PCB	-	-	0,20	-
Asta Superiore/inferiore	225	2,7	0,61	223,58
Cable fix	1,5	8,06	0,01	1,311
PCB laterale	105	1,85	0,19	101,632
Sostegno dell'anodo	1060	8,06	8,54	1056,081
blocco di collegamento	29	8,06	0,23	28,125
Staffa di supporto	5,5	8,06	0,04	52,97
Supporto di sicurezza	0,35	8,06	0,00	0,351

Tabella 2.4: Elenco con volume e massa dei componenti del Tracker

### 2.1.3 Ingombro e baricentro Flangia con nervature

La flangia con nervature è una struttura simmetrica in acciaio inossidabile con spessore di 25mm, lunghezza di 1370 mm e larghezza di 250 mm come viene mostrato nella figura 2.15.

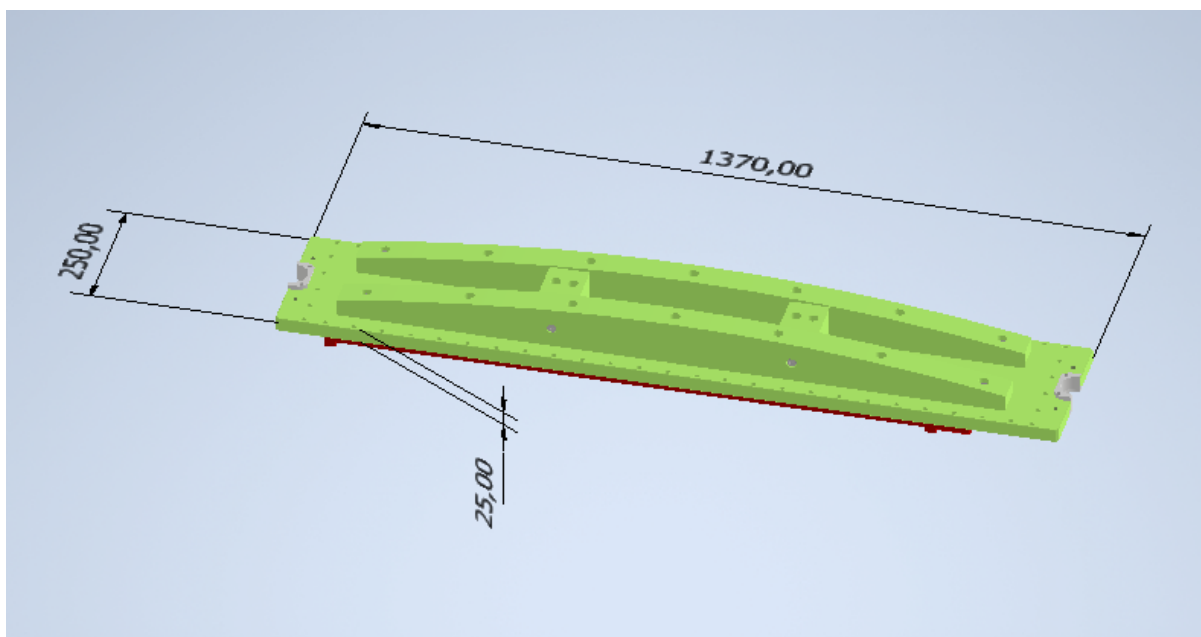


Figura 2.15: Dimensioni principali flangia con nervature

Sotto la piastra sono presenti due attuatori dal peso di 10 kg ciascuno.

Il calcolo del baricentro è analogo ai precedenti componenti. I risultati del calcolo analitico vengono riportati in Tabella 2.5

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Peso totale (kg)
Piastra	125	685	12,5	67
Coperchio camera schermo 1	125	685	65	20
Coperchio camera schermo 2	125	685	60	2
attuatore	125	685	-15	20
<b>Baricentro</b>	<b>125</b>	<b>685</b>	<b>18</b>	<b>109</b>

Tabella 2.5: Peso globale e baricentro

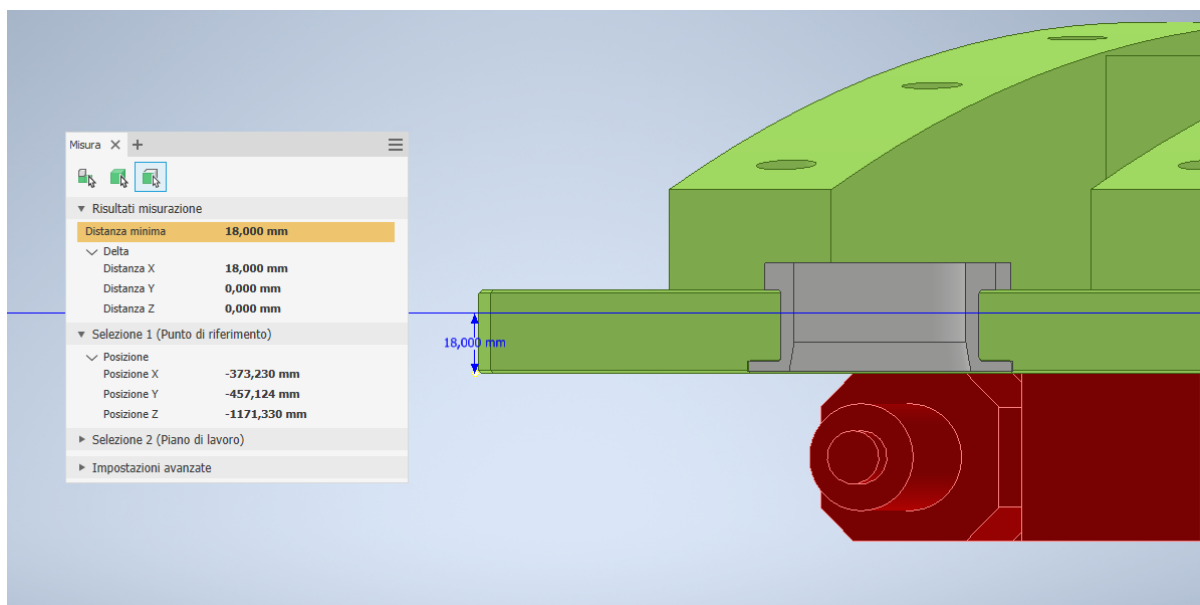


Figura 2.16: Distanza lungo l'asse Z tra l'origine sistema di riferimento e il baricentro della flangia con nervature calcolato con Inventor

I risultati ottenuti con il procedimento analitico sono concordi al risultato ottenuto tramite Inventor (figura 2.16).

Di seguito viene riportata una tabella (2.6) riepilogativa dei pesi e dei volumi degli elementi analizzati.

Elemento	Volume (cm <sup>3</sup> )	Densità materiale (g/cm <sup>3</sup> )	Massa (kg)	Volume reale (cm <sup>3</sup> )
Piastra	8300	8,06	66,90	8291,749
Boccola	17	1,5	0,03	16,467
Attuatore	-	-	10,00	-
Coperchio camera schermo 1	3705	2,7	10,00	3608,304
Coperchio camera schermo 2	370	2,7	1,00	359,64

Tabella 2.6: Elenco con volume e massa dei componenti della flangia con nervature



## 2.1.4 Ingombro finestra di Mylar

L'ultimo elemento da analizzare è la finestra di Mylar. Tale componente ha una lunghezza di 1230 mm, una larghezza di 258 mm ed uno spessore di 43,82 mm. Nella figura 2.17 è riportata la finestra e le relative misure.

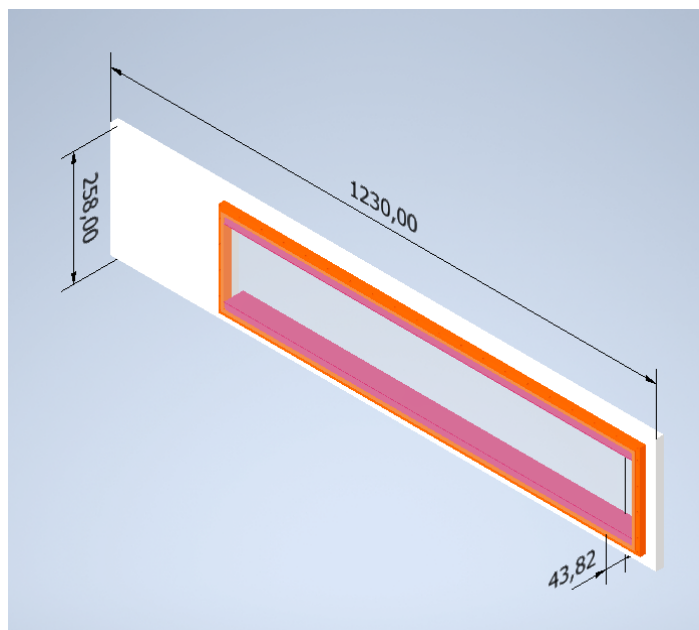


Figura 2.17: Schema finestra di Mylar

Poiché la finestra non è oggetto di studio nella progettazione del manipolatore, i calcoli sul baricentro sono stati omessi.

	PID	Tracker	Mylar
Lunghezza piastra [mm]	1560	1610	1230
Larghezza piastra [mm]	145	184	258
Altezza totale [mm]	520,5	516,5	43,82

Tabella 2.7: Misure principali dei rivelatori e della finestra di Mylar

## 2.2 Rappresentazione dell'esperimento

Dopo aver descritto i rivelatori, la flangia con nervature e la finestra di Mylar, si rappresenta, in figura 2.18, un complessivo di tutti gli apparati che fanno parte dell'esperimento.

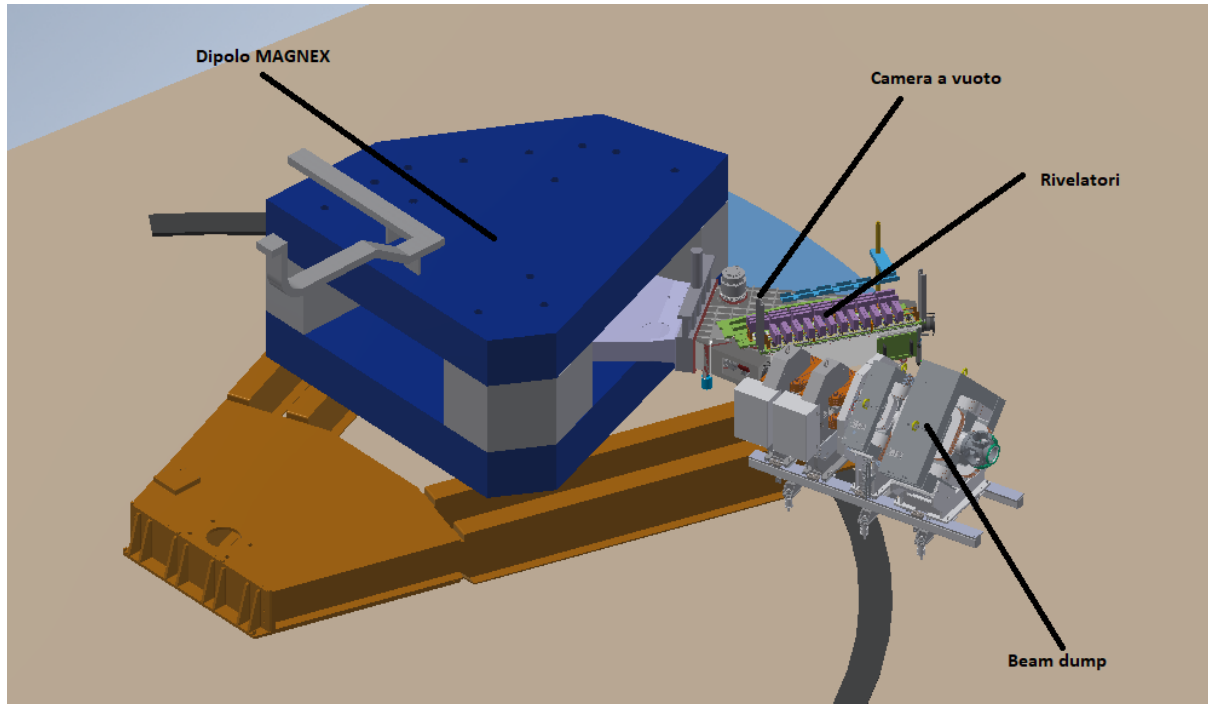


Figura 2.18: Rappresentazione complessiva dell'apparato

Prima di svolgere la progettazione del manipolatore, è stata effettuata una valutazione dei vincoli circostanti che possono limitare il movimento del manipolatore. I risultati di tale analisi sono i seguenti:

- subito dopo il FPD, sono presenti i magneti della linea beam dump posti ad un'altezza di 2,178 m rispetto al pavimento;
- i preamplificatori dei rivelatori possono essere un ostacolo durante la movimentazione. Questi sono posti ad una massima altezza di 2,034 m dal pavimento;
- subito prima della FPD è presente il dipolo alto 2,562 m rispetto al pavimento.

## 2.3 Gradi di Libertà del manipolatore

La fase successiva consiste nello studio dei gradi di libertà del manipolatore; questo, infatti, deve possedere un numero di gradi di libertà adeguato per estrarre, movimentare e inserire i due rivelatori e la flangia con nervature.

Per poter effettuare tale analisi è stato necessario, in via preliminare, valutare il numero minimo di gdl necessari al manipolatore. Da tale studio è stato dedotto che la struttura deve possedere 4 gdl: tre che permettano il suo movimento e posizionamento nello spazio (attraverso l'ausilio di un carro ponte) ed uno che permetta l'allineamento tra il manipolatore e la flangia.

Il carro ponte, che sorreggerà tutta la struttura del manipolatore, ha una capacità di carico di qualche tonnellata e permette al manipolatore:

- di traslare verticalmente consentendo l'avvicinamento dei sistemi di presa alla flangia;
- di traslare lungo due direzioni ortogonali nel piano orizzontale;
- di ruotare per allinearlo alla flangia.

Il gancio del carro ponte è posto ad un'altezza di 4 m rispetto al pavimento e di 2 m rispetto alla vacuum chamber. Nella figura 2.20 si rappresentano i possibili movimenti del manipolatore.

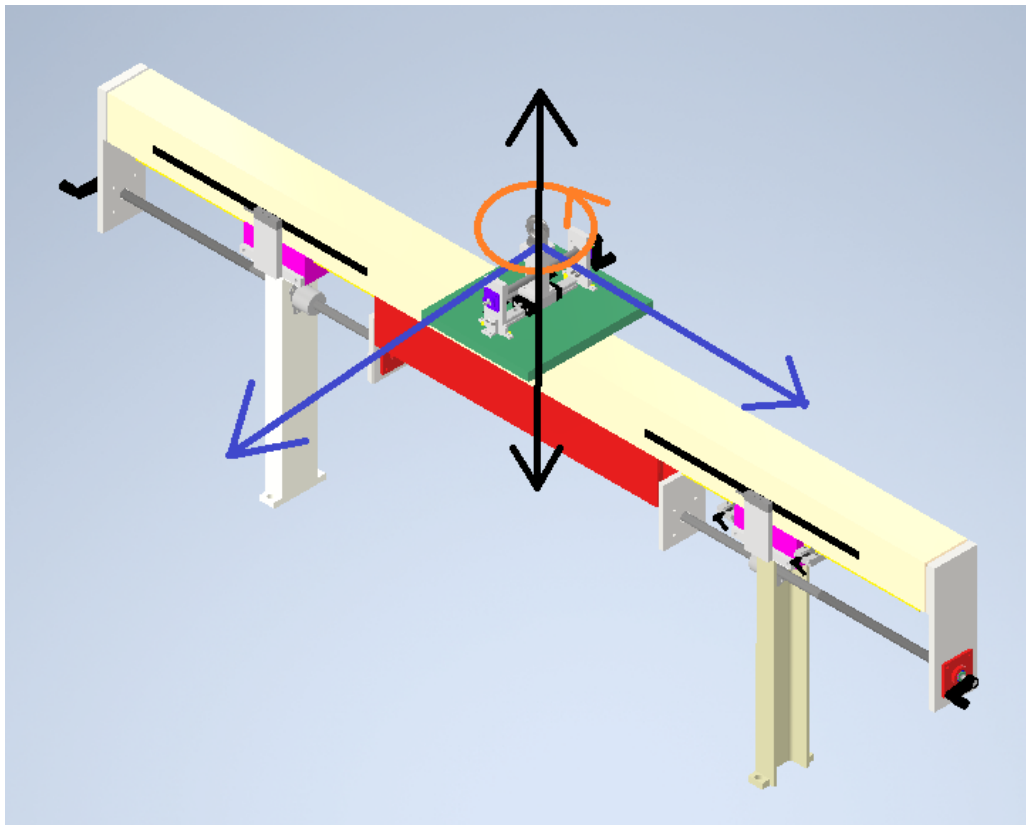


Figura 2.20: Gradi di libertà del manipolatore

## 2.4 Processo di presa/inserimento

Dopo l'analisi dei gdl e dei possibili ostacoli, si può analizzare il procedimento per muovere un rivelatore o la flangia con nervature.

Il processo di presa si articola in 8 fasi:

- Fase 1: il manipolatore si colloca nella posizione più alta (fase rappresentata a sinistra in figura 2.21);
- Fase 2: il manipolatore viene movimentato per posizionarsi e per allinearsi alla flangia da muovere (fase rappresentata a destra in figura 2.21);

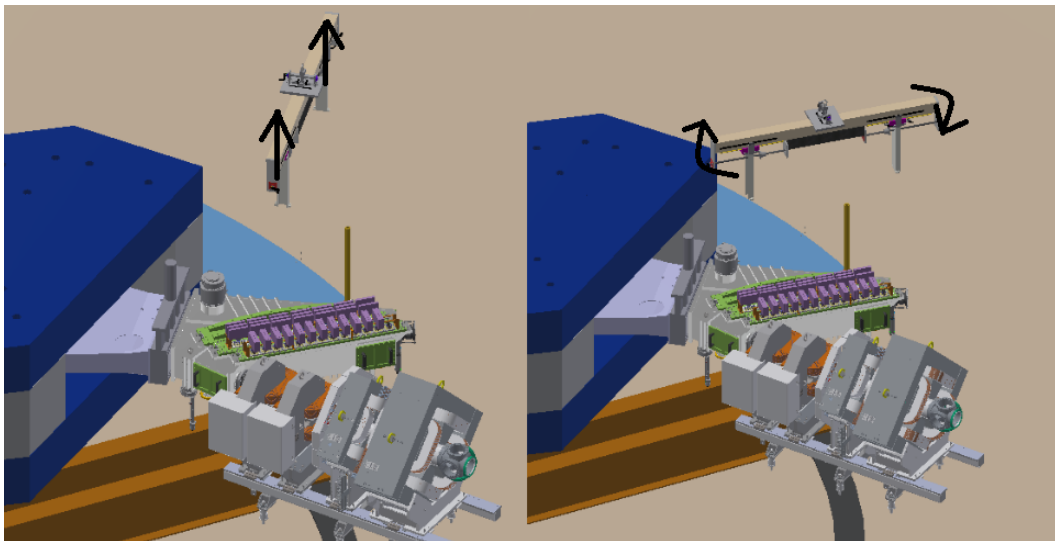


Figura 2.21: Rappresentazione della Fase 1a sinistra e della Fase 2 a destra

- Fase 3: il manipolatore compie la discesa fino a quando il sistema di presa e la flangia non entrano in contatto (fase rappresentata a sinistra in figura 2.22);
- Fase 4: gli operatori collegano la flangia e il sistema di presa tramite 4 viti (fase rappresentata a destra in figura 2.22);

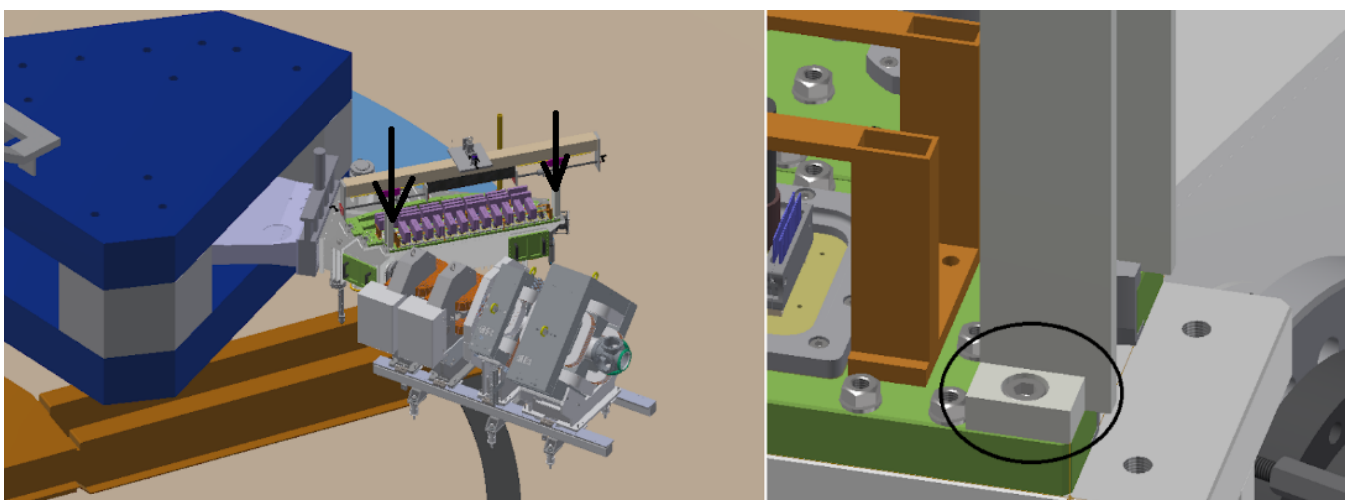


Figura 2.22: Rappresentazione della Fase 3 a sinistra e della Fase 4 a destra

- Fase 5: si montano i sistemi di guida di inserimento per garantire un'estrazione (inserimento) sicura del rivelatore (fase rappresentata in figura 2.23);

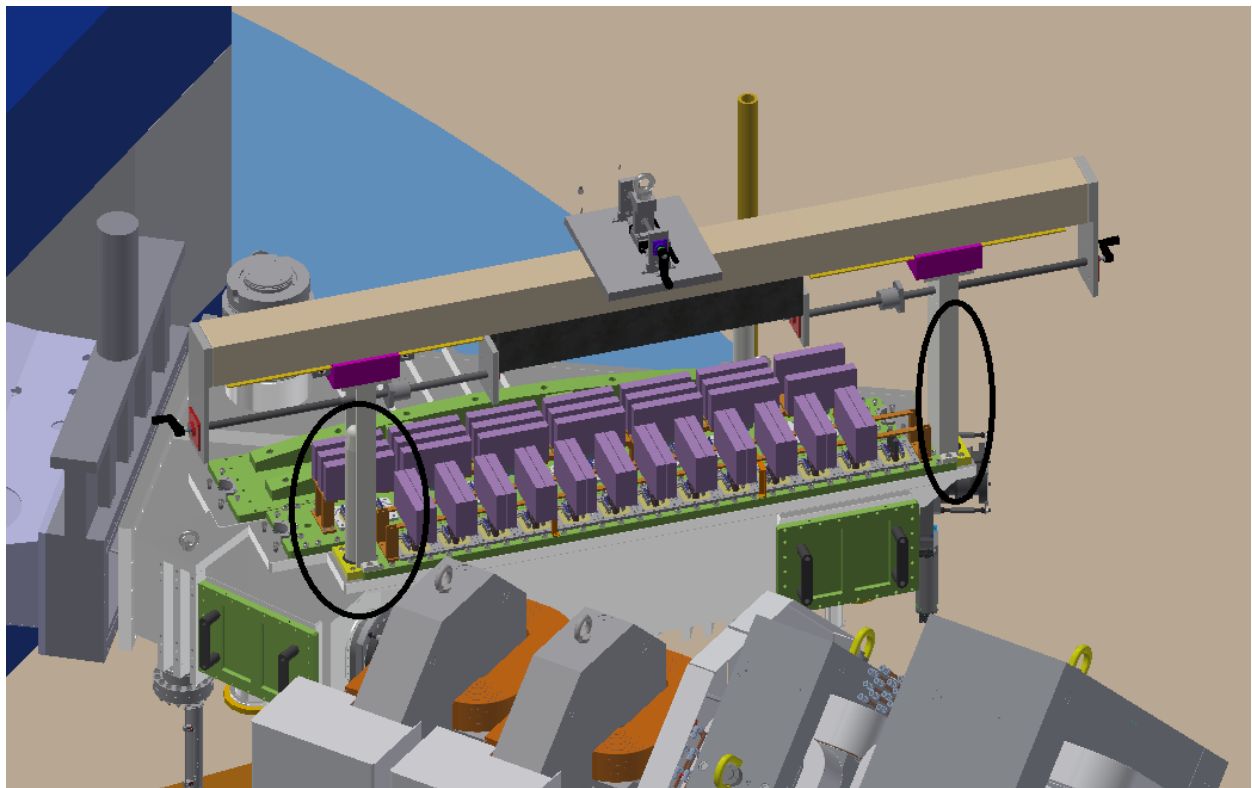


Figura 2.23: Rappresentazione della Fase 5

- Fase 6: il manipolatore, a cui è collegata la flangia grazie ai sistemi di presa, trasla verticalmente fino ad una zona sicura (fase rappresentata in figura 2.24);

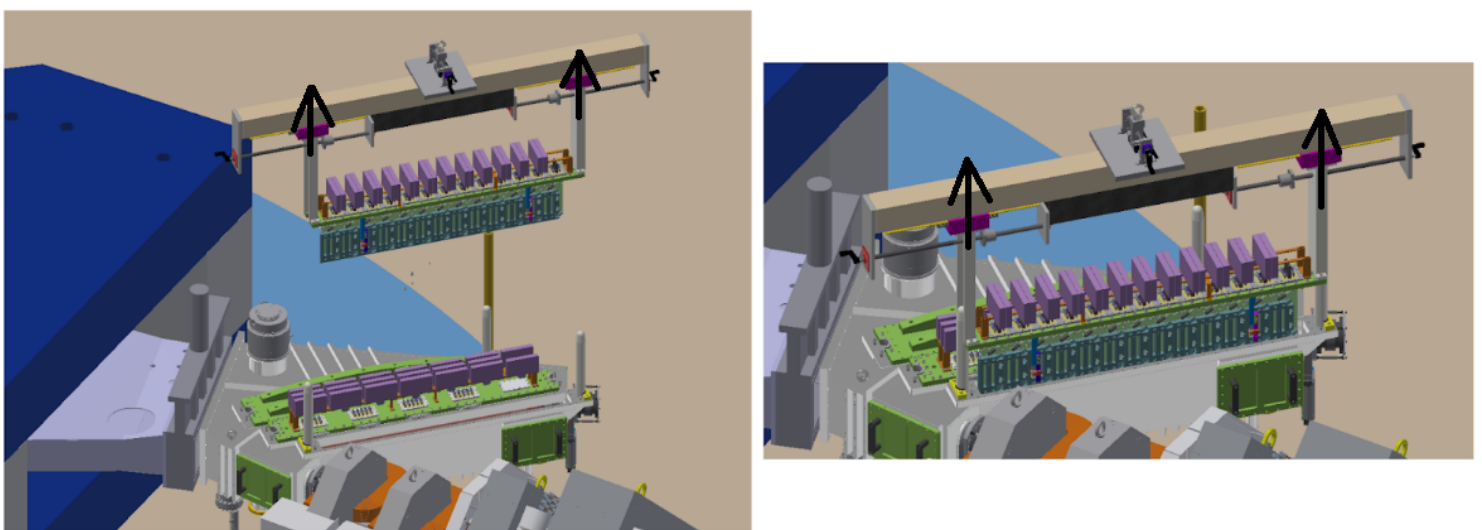


Figura 2.24: Rappresentazione della Fase 6 a sinistra, mentre a destra si rappresenta come avviene l'estrazione

- Fase 7: il carro ponte muove la flangia;
- Fase 8: l'operatore può smontare la guida di inserimento.

Si osserva, dalla descrizione di alcune fasi, che le fasi di operatività del manipolatore sono accompagnate da operazioni manuali controllate da uno o più operatori che montano e smontano le guide e che collegano la flangia con il sistema di presa.

Il processo di inserimento è analogo a quello di presa con l'unica differenza che la fase 4 viene omessa poiché l'elemento da movimentare è già collegato al manipolatore.

# 3. Il Manipolatore

Dopo aver descritto nel dettaglio i rivelatori e aver effettuato l'analisi dei gradi di libertà del manipolatore, in questo capitolo vengono descritti gli elementi che compongono il manipolatore.

Questo è composto da 3 componenti:

- struttura centrale di sostegno;
- sistema di presa;
- sistema di collegamento tra manipolatore e carroponete.

A questi si aggiunge anche il sistema di centraggio che non fa parte del manipolatore, ma che ricopre un ruolo fondamentale durante il processo di inserimento e presa dei rivelatori.

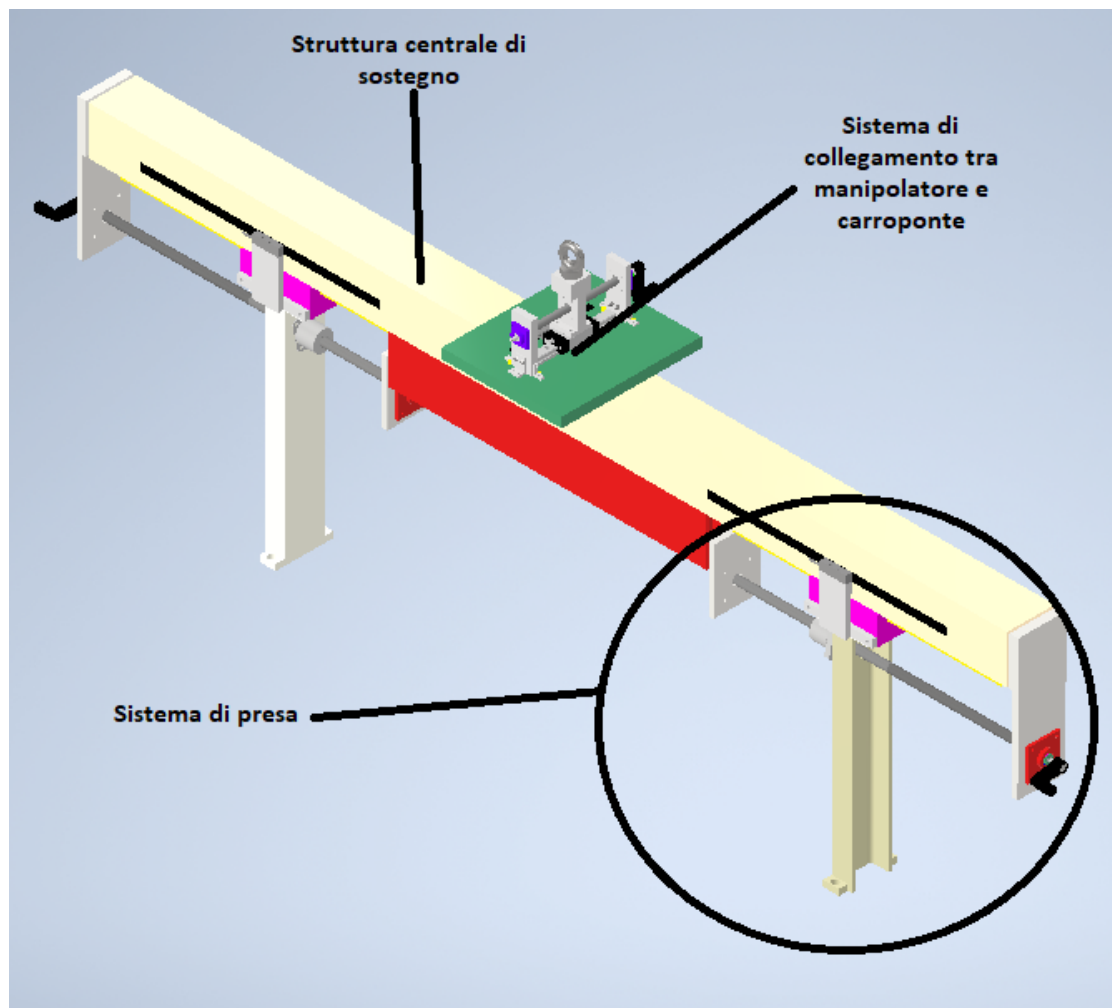


Figura 3.1: Rappresentazione complessiva del manipolatore

## 3.1 Struttura centrale di sostegno

Il primo componente analizzato è la struttura centrale di sostegno. Le configurazioni per questa struttura sono due:

- una struttura a T con delle nervature di rinforzo, mostrata a sinistra in figura 3.2;
- una struttura tubolare con sezione quadrata, mostrata a destra in figura 3.2.

La scelta della configurazione più adatta verte su tre punti principali:

- il peso complessivo della struttura: si è svolta una valutazione del peso delle due ipotetiche configurazioni e si è ottenuto come risultato che la configurazione a T ha un peso di 255,7 kg, mentre la struttura tubolare ha un peso nettamente inferiore pari a 168,95 kg;
- le lavorazioni necessarie per la realizzazione: si è notato come la struttura a T con nervature richiedesse un numero di saldature e di lavorazioni superiore rispetto alla struttura tubolare, dunque avrebbe comportato un prezzo superiore;
- le analisi FEM: dai risultati delle analisi si è ottenuto che i valori massimi di deformazione e di tensione differiscono di poco nelle due configurazioni.

Per via di questi tre risultati, si è ritenuto più opportuno utilizzare la struttura tubolare che è meno pesante, più economica e che performa nello stesso modo.

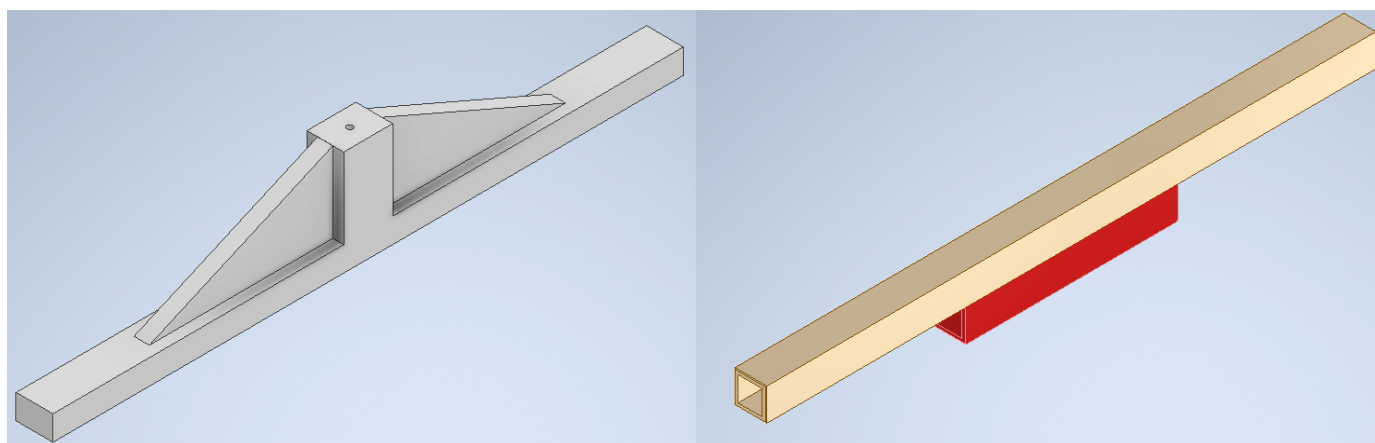


Figura 3.2: Rappresentazione 3D delle due possibili configurazioni della struttura centrale di sostegno

Tale struttura tubolare ha:

- una sezione quadrata cava con:
  - un lato pari a 120 mm;
  - uno spessore di 14,2 mm;
- la lunghezza del tubolare superiore è pari a 2,4 m;



- la lunghezza del tubolare inferiore è pari a 800 mm.

Al di sotto della struttura sono presenti dei fori filettati per il collegamento della guida lineari per mobilitare i montanti (figura 3.3).

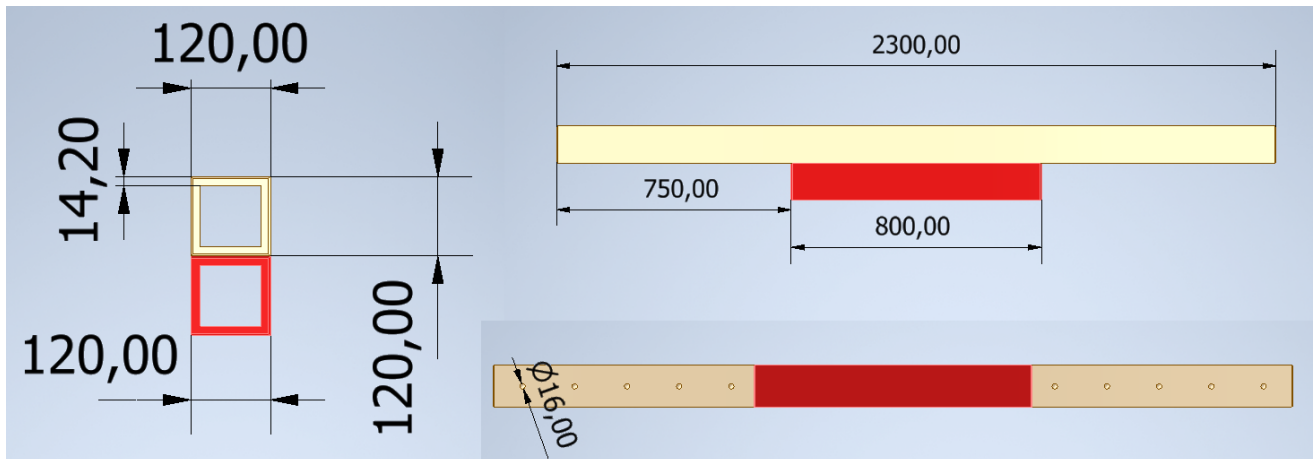


Figura 3.3: Rappresentazione 3D della struttura centrale

Ai lati del tubolare superiore e di quello inferiore sono saldate quattro piastre che sosterranno le due viti a ricircolo di sfere e che permetteranno, insieme alle guide lineari citate prima, la regolazione del montante.

Sul tubolare superiore sono saldate due piastre, riportate in figura 3.3, di lunghezza pari a 350 mm di larghezza pari a 120 mm. Lo spessore delle piastre è variabile: infatti la parte superiore, in cui avverrà la saldatura, è spessa 25 mm mentre la parte inferiore ha uno spessore pari a 15 mm. Su queste piastre sono presenti 5 fori passanti:

- il primo è posto a 68 mm dal lato inferiore ed ha un diametro di 25 mm;
- gli altri 4 sono disposti a quadrato con lato pari a 60 mm e con un diametro pari a 6 mm.

Le piastre sono in acciaio S235 ed hanno un peso pari a 5,98 kg ciascuna.

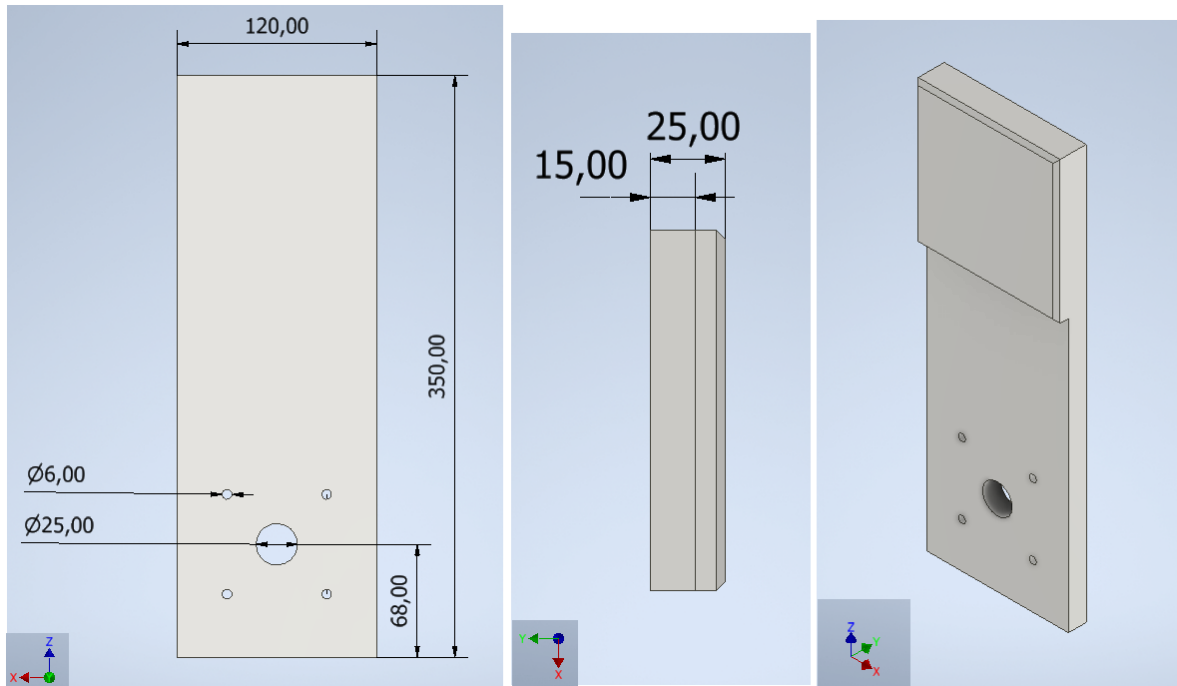


Figura 3.4: Disegno 3D della piastra laterale saldata al tubolare superiore

Ai lati del tubolare inferiore sono saldate due piastre (figura 3.5) di lunghezza pari a 160 mm, di larghezza pari a 120 mm e di spessore costante pari a 15 mm. Analogamente alle piastre precedente, sono presenti 5 fori passanti:

- il primo posto ad una distanza di 55 mm dal lato inferiore e di diametro pari a 25 mm;
- gli altri 4 sono disposti a quadrato con lato pari a 60 mm e di diametro pari a 6 mm.

Le piastre sono in acciaio S235 ed hanno un peso pari a 2,18 kg ciascuna.

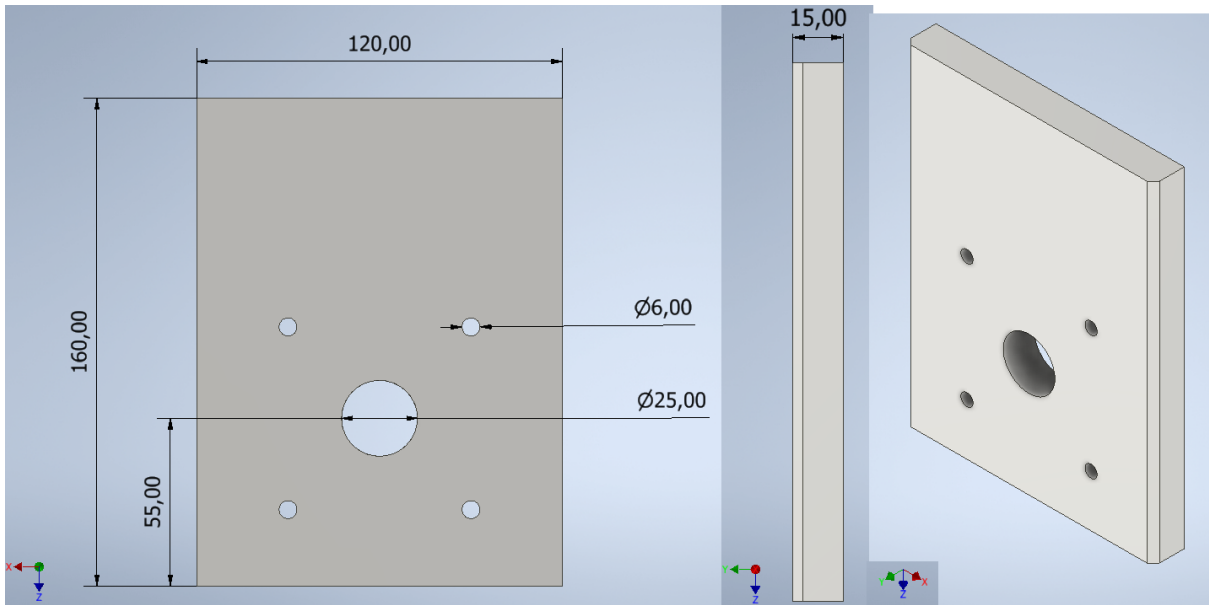


Figura 3.5: Disegno 3D piastra della piastra laterale saldata al tubolare inferiore

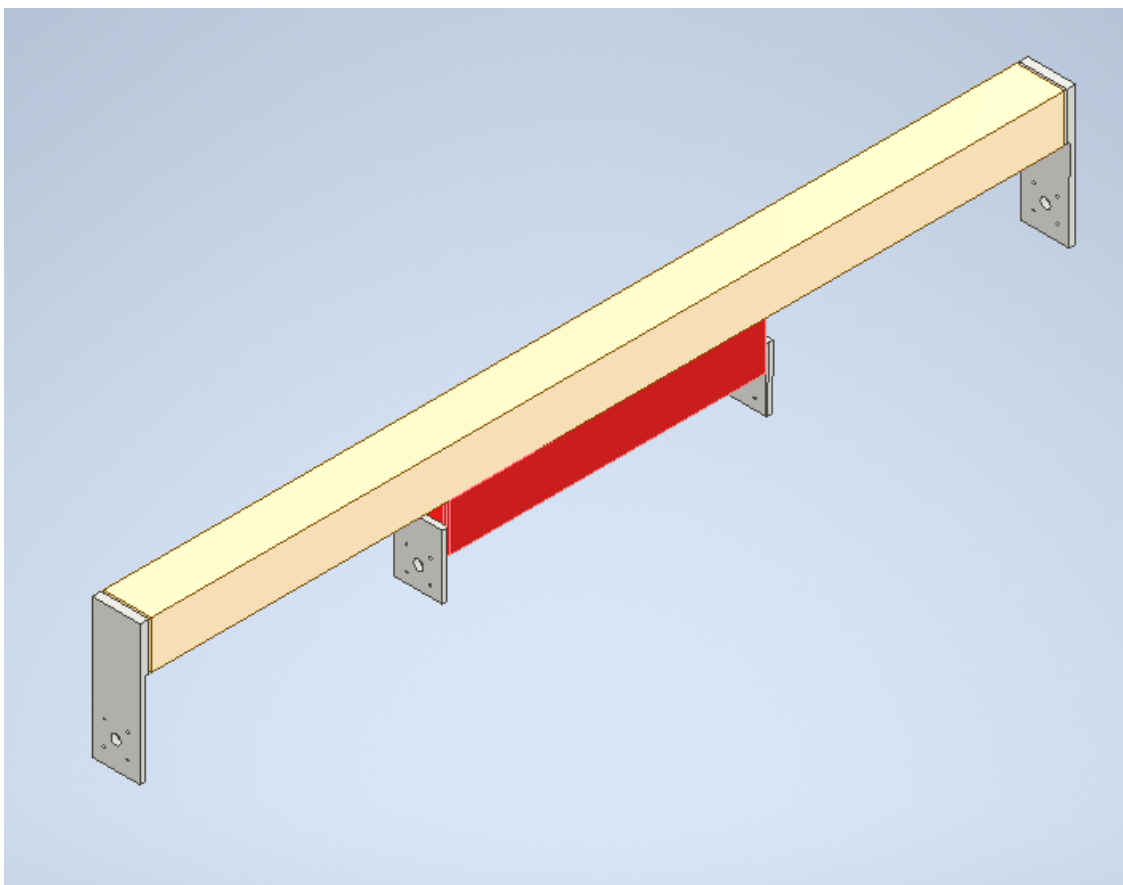


Figura 3.6: Disegno complessivo 3D della struttura centrale di sostegno

## 3.2 Analisi FEM

Per ottenere informazioni sulle sollecitazioni, sulla deformazione e sul coefficiente di sicurezza della struttura descritta in precedenza è stata effettuata un'analisi FEM.

Questa è soggetta ad una forza di 1200 N su ciascun lato ed è vincolata superiormente nella parte centrale.

In figura 3.7 si riporta l'analisi delle tensioni. Dall'analisi si evince che la sollecitazione è massima nel punto di applicazione della forza, con un valore pari a 5,1 MPa. Nella parte centrale superiore la tensione è compresa tra 1,028 MPa e 2,044 MPa, mentre sulla saldatura il valore della tensione è compreso tra 2,044 MPa e 3,06 MPa. Il tubolare inferiore ha una tensione trascurabile di 0,12 MPa.

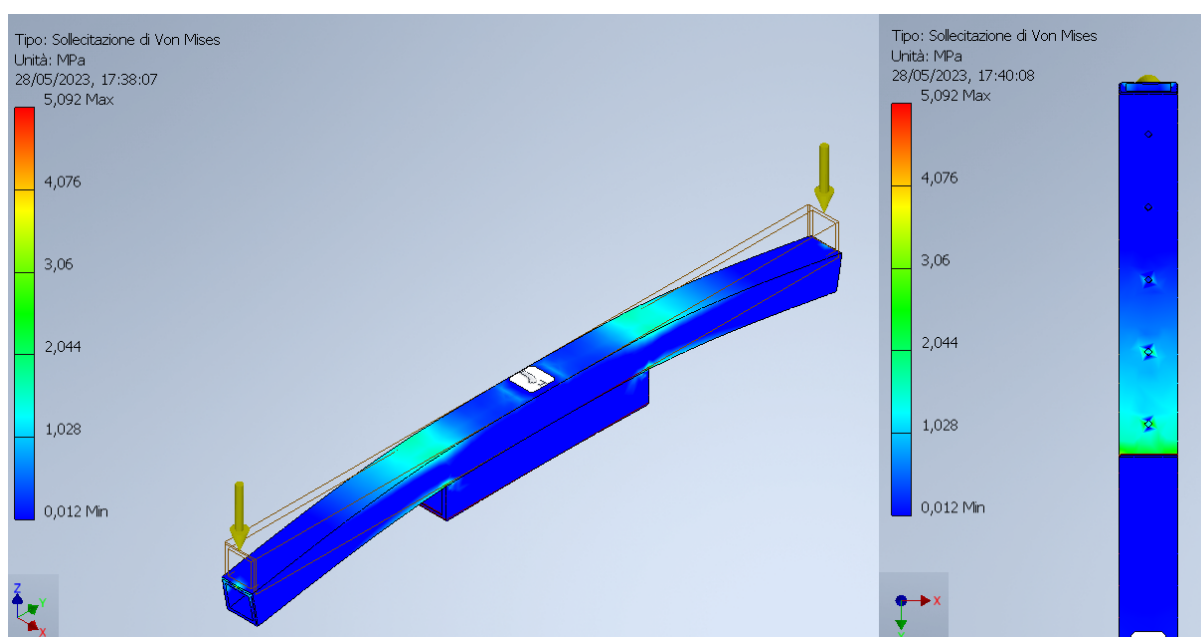


Figura 3.7: Analisi delle sollecitazioni di Von Mises

Nella figura 3.8 viene riportato l'andamento del coefficiente di sicurezza. Il coefficiente è costante in tutto il componente ed è pari a 15.

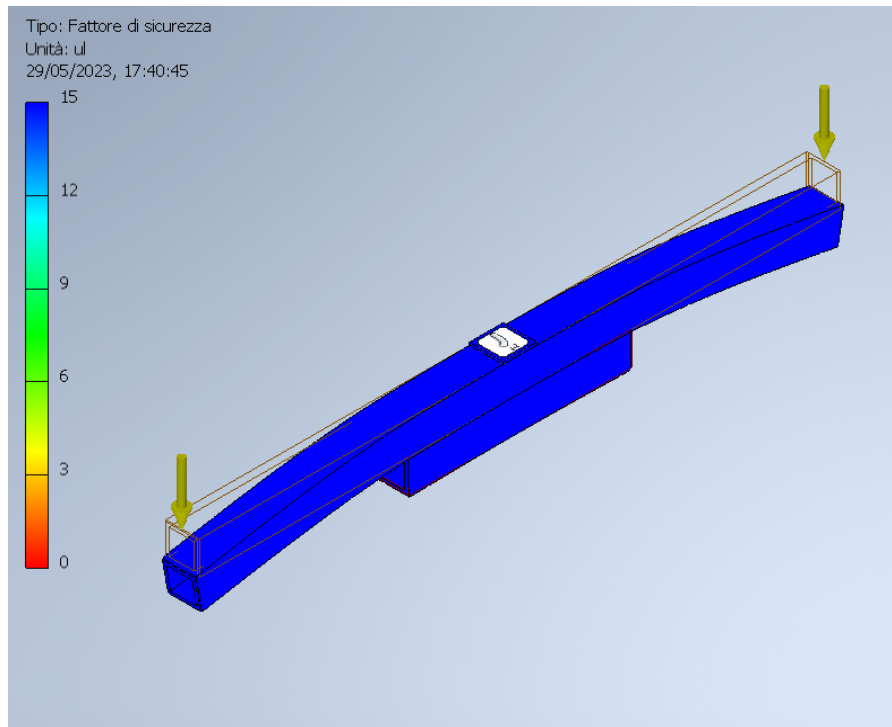


Figura 3.8: Analisi coefficiente di sicurezza

Lo step successivo è l'analisi dello spostamento. Tale analisi ha riportato che si ottiene lo spostamento massimo all'apice della struttura, con un valore pari a 0,07 mm.

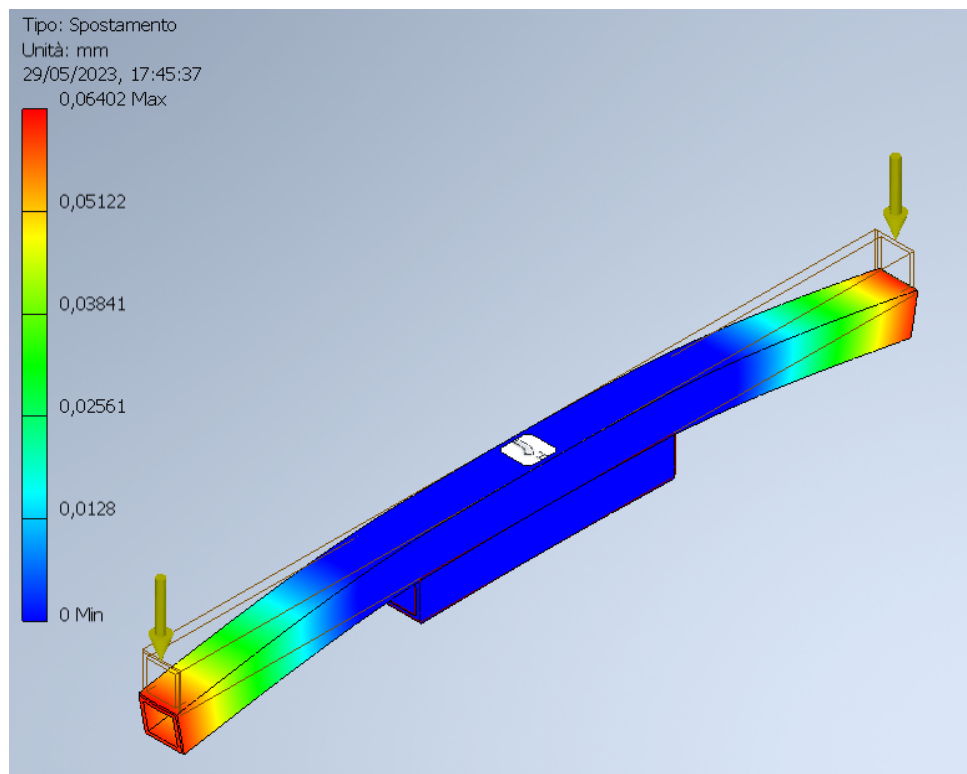


Figura 3.9: Analisi dello spostamento

Dopo aver svolto l'analisi FEM della struttura centrale sono state confrontate le due configurazioni menzionate in precedenza.

La figura 3.10 riporta, a sinistra, l'analisi delle sollecitazioni della struttura tubolare e, a destra, quella della struttura a T con nervature. La massima tensione raggiunta dalla struttura a T è pari a 4 MPa, localizzata nel punto in cui la nervatura si collega alla struttura. Viceversa la struttura tubolare ha una tensione massima pari a 5,095 MPa localizzata nel punto di applicazione delle forze.

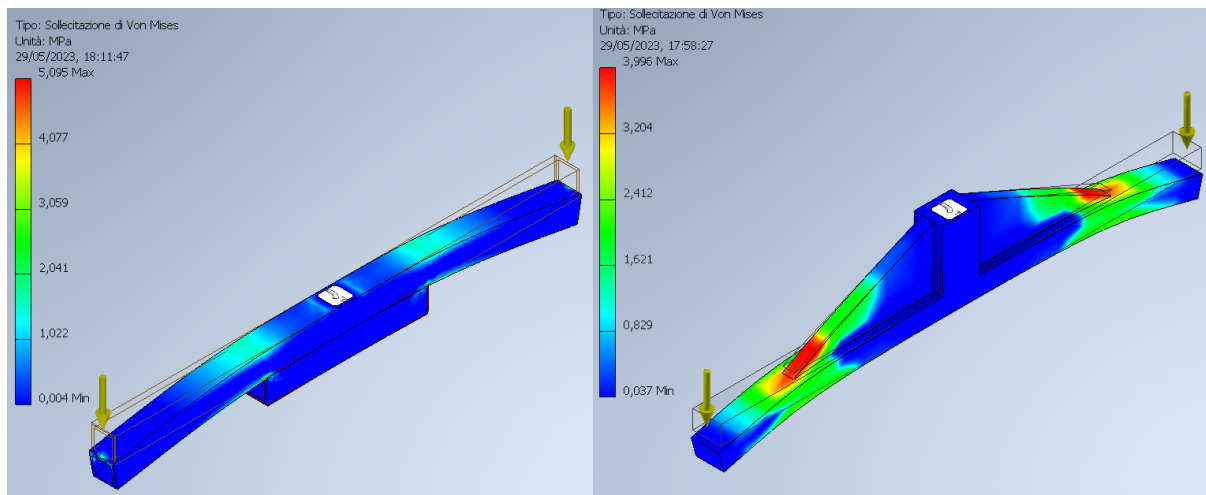


Figura 3.10 : Analisi di sollecitazioni delle due configurazioni ipotizzate messe a confronto

La figura 3.11 riporta l'analisi dello spostamento delle due configurazioni ipotizzate. Dall'analisi effettuata si deduce che lo spostamento massimo della struttura tubolare è pari a 0,07 mm, mentre quello della struttura a T è pari a 0,05 mm.

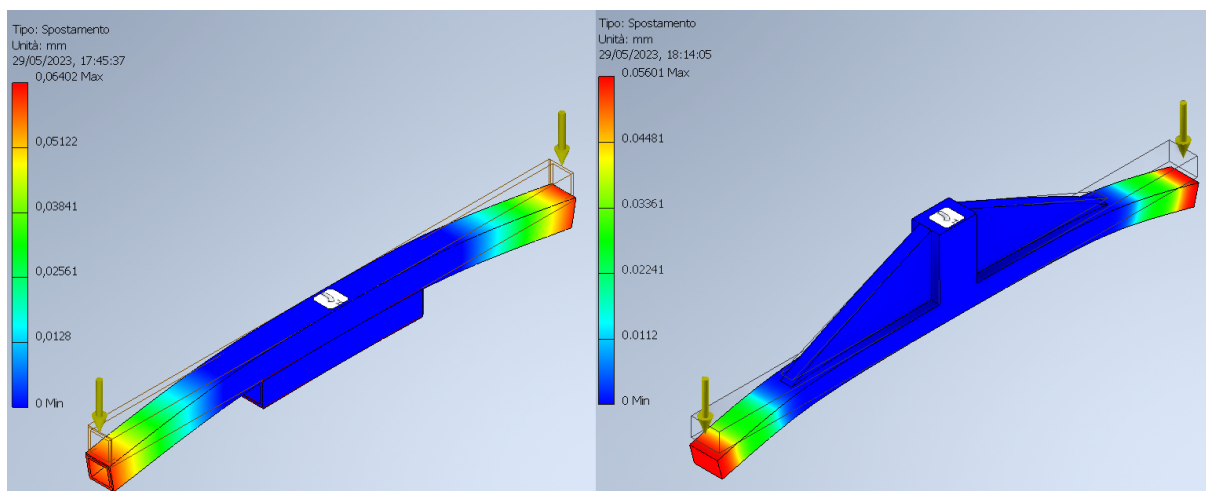


Figura 3.11: Analisi degli spostamenti delle due configurazioni ipotizzate messe a confronto

### 3.3 Verifica della saldatura

Il passaggio successivo consiste nello svolgimento della verifica delle saldature con il metodo direzionale. In funzione del modulo delle forze a cui la struttura è soggetta, si ipotizza: un lato della saldatura pari a 2 mm con una sezione di gola (altezza di gola) pari a 1,414 mm. Il materiale d'apporto è l'acciaio S235 poiché i componenti da saldare sono composti dallo stesso materiale.

Inizialmente deve essere verificata la saldatura della piastra laterale saldata sul tubolare superiore. La forza totale a cui la saldatura è soggetta è pari alla somma della metà della forza peso della vite a ricircolo di sfere e la forza peso totale della piastra. In figura 3.12, a sinistra, viene rappresentato il diagramma di corpo libero della piastra in cui: la forza totale è evidenziata in rosso, con valore pari a 100 N, mentre le forze in blu sono le reazioni vincolari generate dai cordoni di saldatura.

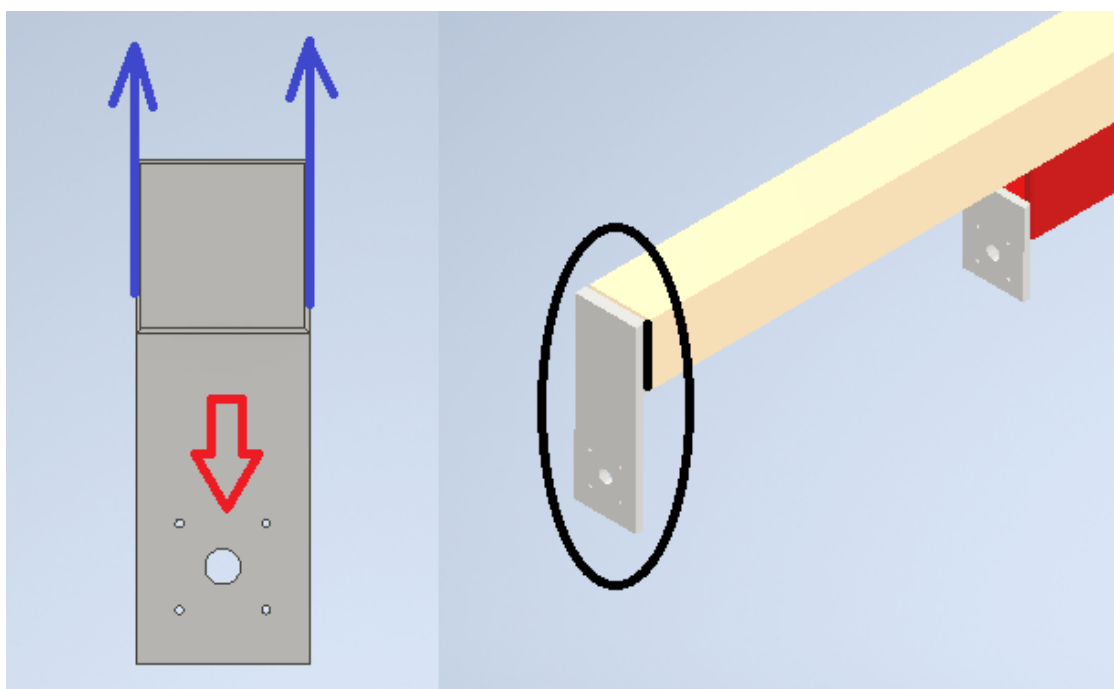


Figura 3.12: Diagramma di corpo libero della piastra

La forza in rosso genera una tensione tangenziale parallela alla sezione di gola calcolabile tramite la seguente formula:

$$\tau_{//} = \frac{F}{2 \cdot L \cdot a}$$



in cui:

- F è la forza;
- L è la lunghezza della saldatura, in questo caso pari a 120 mm;
- a è la dimensione della sezione di gola.

Si ottiene una tensione tangenziale pari a 0,3 MPa.

Successivamente, si calcola la tensione equivalente dalla formula seguente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)}$$

Si ottiene una tensione equivalente pari a 0,5 MPa. La saldatura risulta verificata se la sigma equivalente è inferiore alla tensione ammissibile:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{f_{tk}}{\beta \cdot \gamma_{M2}}$$

in cui:

- $\beta$  è il fattore di correlazione, il cui valore nel caso dell'acciaio S235 è 0,8;
- $\gamma_{M2}$  è il coefficiente di sicurezza, con valore 3 per componenti atti al sollevamento e 1,8 per componenti strutturali ;
- $f_{tk}$  è il carico di rottura del materiale base, con valore 360 MPa.

Si ottiene che il secondo membro della disequazione è pari a 250 MPa, poiché si tratta di un componente strutturale. La tensione ammissibile risulta maggiore della tensione equivalente e, pertanto, la saldatura risulta verificata.

Lo step successivo è la verifica della piastra saldata al tubolare inferiore. Il cordone di saldatura ha il lato pari a 2 mm, una sezione di gola pari a 1,414 mm e una lunghezza pari a 63 mm. La forza agente è pari a 70 N e si ottiene dalla somma tra la forza peso della piastra e metà della forza peso della vite a ricircolo sfere.

In figura 3.13 si rappresenta il diagramma di corpo libero della piastra in cui: in rosso viene rappresentata la forza agente (70 N), mentre in blu la reazione vincolare della saldatura.

Analogamente al caso precedente si genera una tensione tangenziale parallela alla sezione di gola, calcolabile con la formula riportata in precedenza. Si ottiene una tensione tangenziale parallela pari a 0,4 MPa, una tensione equivalente di 0,7 MPa e una tensione ammissibile pari a 250 MPa (componente strutturale). Essendo la tensione ammissibile maggiore della tensione equivalente, la saldatura è verificata.



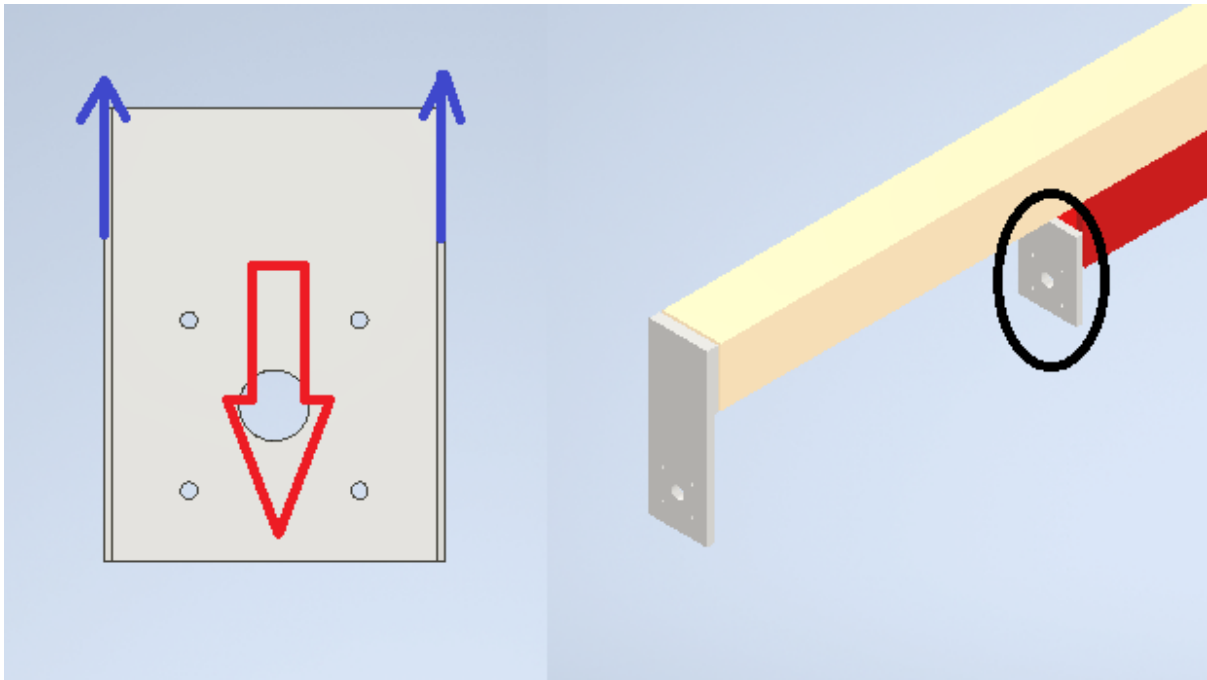


Figura 3.13: Diagramma di corpo libero della piastra

L'ultima step è la verifica della saldatura tra il tubolare inferiore e quello superiore. Il lato del cordone è pari a 2 mm, la sezione di gola è pari a 1,414 mm e la lunghezza della saldatura è pari a 120 mm.

In questo caso l'unica forza agente è la forza peso del tubolare inferiore ed è pari a 364 N. In figura 3.14 si rappresenta il diagramma di corpo libero del componente in cui in nero viene rappresentata la forza peso mentre in blu la reazione vincolare della saldatura. Essendo la forza e il cordone di saldature perpendicolari, viene generata una tensione normale ortogonale alla sezione di gola ribaltata su di un lato, che si può calcolare con la formula seguente:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{2 \cdot L \cdot a}$$

Si ottiene una tensione ortogonale uguale a quella equivalente, ovvero 1,1 MPa, mentre il valore della tensione ammissibile è pari a 250 MPa (componente strutturale). Essendo la tensione ortogonale minore della tensione ammissibile, la saldatura è verificata.

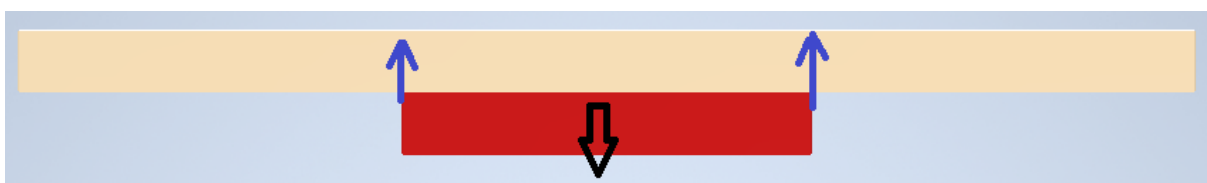


Figura 3.14: Diagramma di corpo libero della struttura tubolare inferiore

## 4. Sistema di presa

Il sistema di presa è il sotto-sistema del manipolatore che permette il collegamento tra la struttura centrale e la flangia da movimentare. I vincoli fondamentali di questo elemento sono due:

1. il collegamento tra flangia e sistema di presa deve essere rigido, quindi non è possibile utilizzare una pinza per afferrare la flangia;
2. il collegamento tra flangia e sistema è garantito dai collegamenti filettati, quindi è necessario un operatore durante la fase di presa e di rilascio.

Si sono ipotizzate due differenti configurazioni per realizzare il sistema di presa:

- la prima configurazione utilizza un cilindro pneumatico per sollevamento in cui viene posto all'apice una cerniera per il collegamento con la flangia;
- la seconda configurazione utilizza una struttura rigida con sezione ad U (montante ad U).

La prima configurazione permette la traslazione lungo l'asse ortogonale alle flange senza l'utilizzo del carro ponte o di altri elementi esterni, ma necessita di un'alimentazione pneumatica esterna per far muovere il cilindro.

La seconda configurazione delega ad un elemento esterno, per esempio il carro ponte, la traslazione verticale poiché il sistema è rigido e non necessita di un sistema esterno di alimentazione. Risulta, dunque, più semplice da realizzare e meno dispendioso da un punto di vista economico.

A seguito di un confronto tra le due configurazioni la scelta è ricaduta sulla seconda. In figura 4.1 si riportano il cilindro pneumatico e il montante ad U.

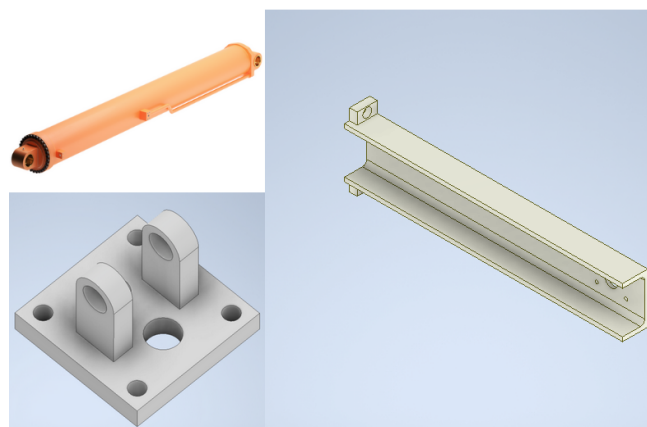


Figura 4.1: A destra è riportata una rappresentazione 3D del montante ad U, mentre a sinistra è riportato il cilindro pneumatico e la cerniera per il collegamento con la flangia

## 4.1 Descrizione sistema di presa

In questo capitolo si analizza nel dettaglio il sistema di presa e i componenti che ne fanno parte.

Il sistema di presa, rappresentato in figura 4.2, è formato da:

- una trave (o montante) con sezione ad U a cui vengono saldate, ad una delle due estremità, due piastre con un foro centrale (montante ad U);
- un guida lineare a ricircolo di sfere a cui viene collegato la trave tramite una piastrina;
- una vite a ricircolo di sfere con una manovella all'estremità.

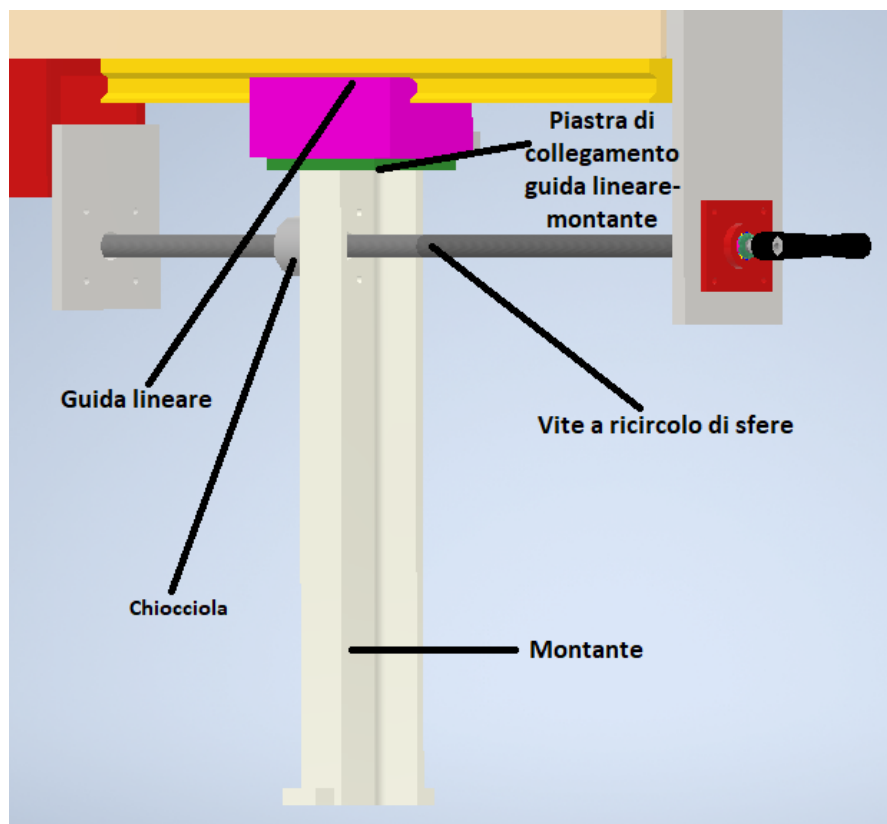


Figura 4.2: Rappresentazione 3D sistema di presa

Il movimento del montante è reso possibile grazie al carrello della guida lineare, rappresentato in viola, che permette al montante di traslare lungo la guida, rappresentata in giallo. La regolazione della posizione è garantita dalla chiocciola della vite a ricircolo di sfere. La chiocciola, che si intravede dietro la trave ad U in figura 4.2, è collegata rigidamente al montante tramite 4 bulloni. Il collegamento rigido le impedirà di ruotare lungo l'asse della vite, consentendo esclusivamente la traslazione lungo questo. Così facendo la chiocciola e il montante potranno traslare insieme, garantendo una buona precisione nel posizionamento del montante.

## 4.2 Montante

Il montante ad U, rappresentato in figura 4.3, è realizzato in acciaio inossidabile ed ha un'altezza complessiva di 550 mm, una larghezza massima di 145 mm ed uno spessore di 50 mm. A distanza di 66 mm dal lato superiore sono presenti 5 fori:

- un foro passante centrale di diametro pari a 25 mm in cui passerà la vite a ricircolo di sfere;
- 4 fori disposti a forma rettangolare di diametro pari a 6,5 mm in cui verranno inseriti i bulloni per collegare la chiocciola.

La sezione del montante, rappresentata in figura 4.3 a destra, ha uno spessore variabile: infatti, lungo l'asse X lo spessore della sezione è pari a 6 mm, mentre lungo l'asse Z lo spessore è pari a 8,26 mm. La larghezza della sezione è pari a 100 mm mentre l'altezza è pari a 50 mm. Inoltre, è presente un raccordo nella parte interna del montante con raggio pari a 8,5 mm. Si è deciso di utilizzare una struttura con una sezione ad U per avere:

- ottimi valori di inerzia lungo l'asse X e Y;
- uno spazio interno superiore a 60 mm per il posizionamento della guida di inserimento.

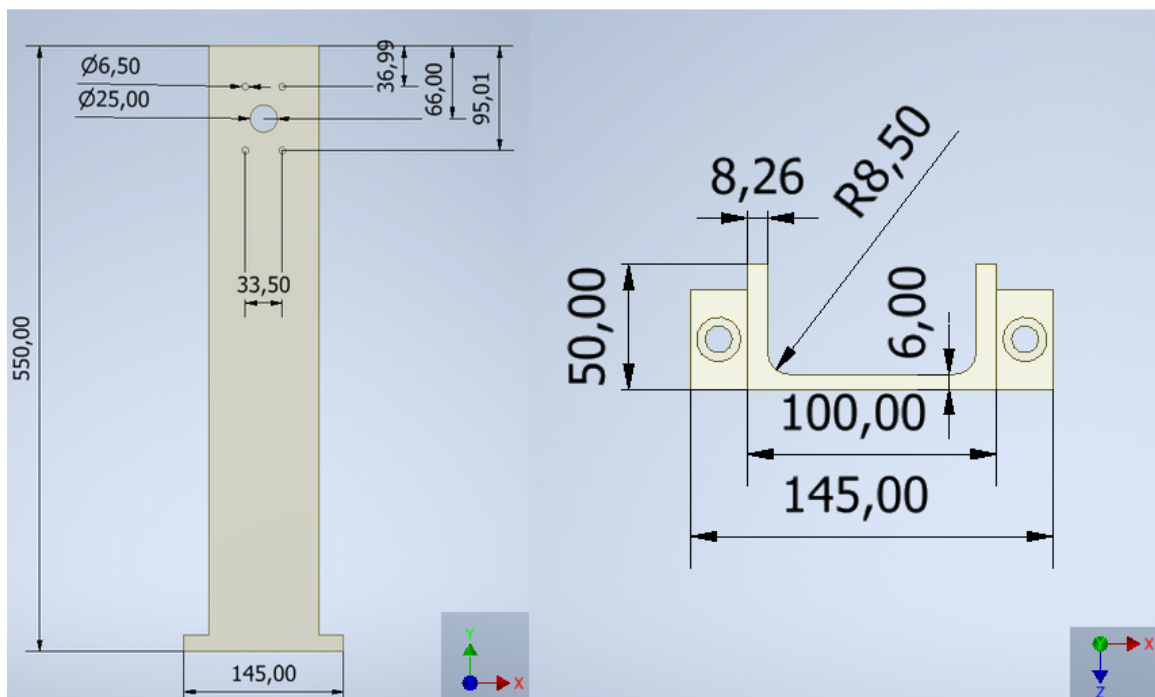


Figura 4.3: Rappresentazione di due viste del montante

In figura 4.4 vengono mostrate le due piastre che verranno saldate ai due lati del montante e che permetteranno il collegamento tra montante e flangia.

Tali piastre hanno una lunghezza pari a 40 mm, una larghezza di 22,5 mm e uno spessore di 15 mm. Al centro della piastra è presente un foro lamato passante che ospiterà una vite M10. I cordoni di saldatura, che permetteranno il collegamento tra piastra e montante, si trovano lateralmente alla piastra lungo l'asse Y. Nella medesima figura viene evidenziata la zona in cui avverrà la saldatura.

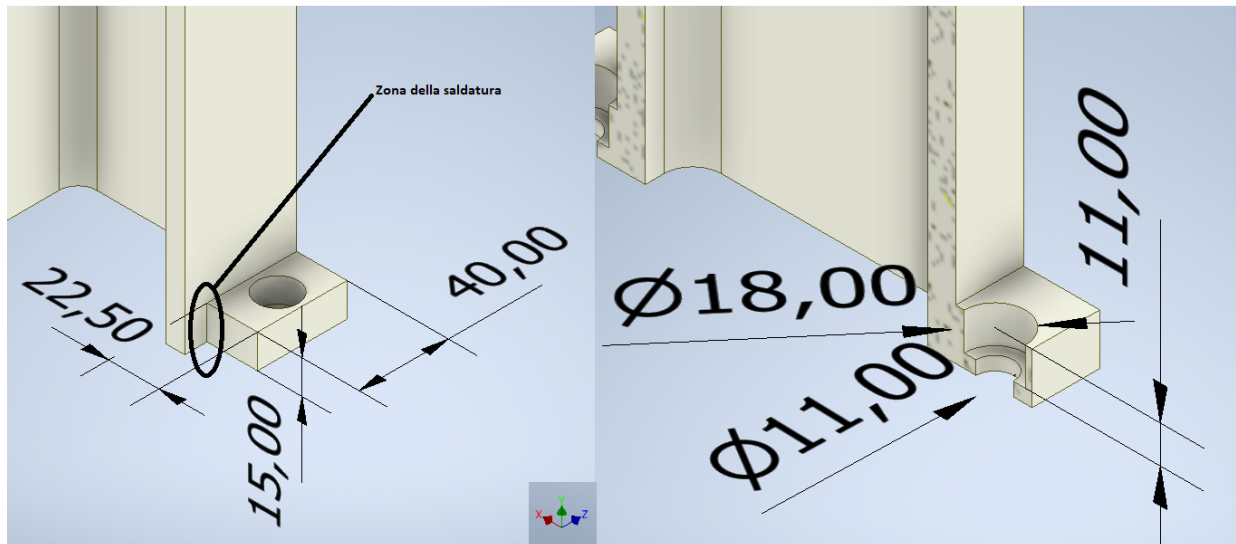


Figura 4.4: Rappresentazione 3D delle piastre saldate al montante

All'estremità in cui non sono presenti le due piastre saldate, verrà saldata una piastra sottile che permetterà il collegamento tra montante e il carrello della guida lineare. Questa piastra di collegamento, rappresentata in figura 4.5, ha uno spessore pari a 10 mm, una lunghezza di 131 mm e una larghezza di 100 mm. Su di essa sono presenti 4 fori passanti di diametro pari a 12 mm disposti sui vertici di un quadrato di lato pari a 75 mm.

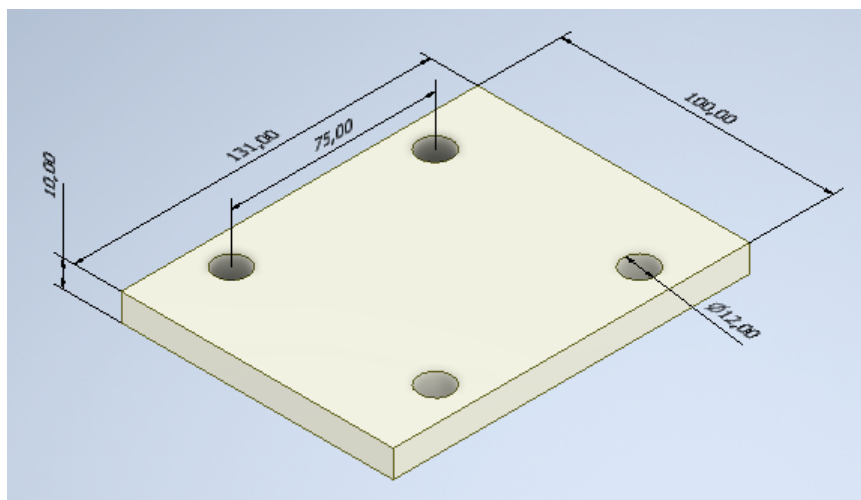


Figura 4.5: Rappresentazione 3D della piastra di collegamento tra montante e carrello della guida

La piastra viene saldata al montante tramite 3 cordoni di saldature: due interni al profilo ed uno nella parte posteriore come viene mostrato in figura 4.6.

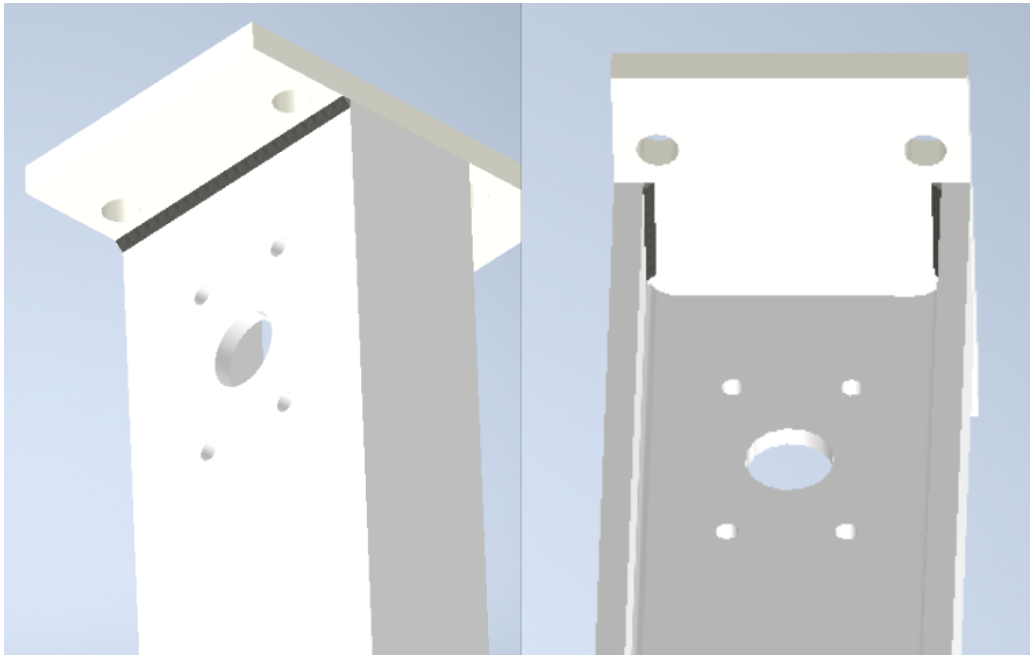


Figura 4.6: Rappresentazione 3D delle saldature: a sinistra la saldatura esterna e a destra la saldatura interna alla sezione del montante

## 4.2.1 Verifica saldature

Dopo aver descritto il montante, si passa alla verifica delle saldature.

La prima saldatura è quella tra piastre e montante. Questa saldatura:

- ha un lato di 2 mm;
- ha una sezione di gola (a) pari a 1,414 mm;
- ha una lunghezza di 15 mm;
- il materiale di apporto è l'acciaio S235.

La forza, che agisce sulla piastra parallelamente all'asse del foro, è rappresentata in azzurro in figura 4.7. Si è stimato che la sua intensità è pari a 500 N, cioè un quarto della forza peso della flangia. Il cordone reagisce ad essa generando una forza parallela, rappresentata in blu in figura 4.7, che genera una tensione tangenziale parallela alla sezione di gola. La tensione risultante è pari a 11,36 MPa.

$$\tau_{//} = \frac{F}{2 \cdot L \cdot a}$$

A causa della posizione in cui viene applicata la forza, si genera un momento flettente pari a 5,8 Nm, mostrato in rosso nella figura 4.7. Il cordone risente di questo momento generando due tensioni con valore identico: una tensione normale ortogonale e una tensione tangenziale ortogonale alla sezione di gola. Le due tensioni si possono calcolare utilizzando la formula:

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{6 \cdot M_f}{2 \cdot L^2 \cdot \frac{a}{\sqrt{2}}} = 77 \text{ MPa}$$

in cui:

- $M_f$  è il momento flettente;
- $L$  è la lunghezza del cordone di saldatura;
- $a$  è la dimensione della sezione di gola.

La tensione equivalente ottenuta è pari a 155 MPa, mentre la tensione ammissibile è pari a 180 MPa (componente di sollevamento quindi il coefficiente di sicurezza è pari a 2,5). Essendo la tensione ammissibile maggiore di quella equivalente, la saldatura è verificata.

Per migliorare la saldatura, si potrebbero aggiungere due cordoni di saldature lunghi 40 mm lungo il lato maggiore della piastra; questo permetterebbe alla saldatura di resistere meglio al momento flettente.

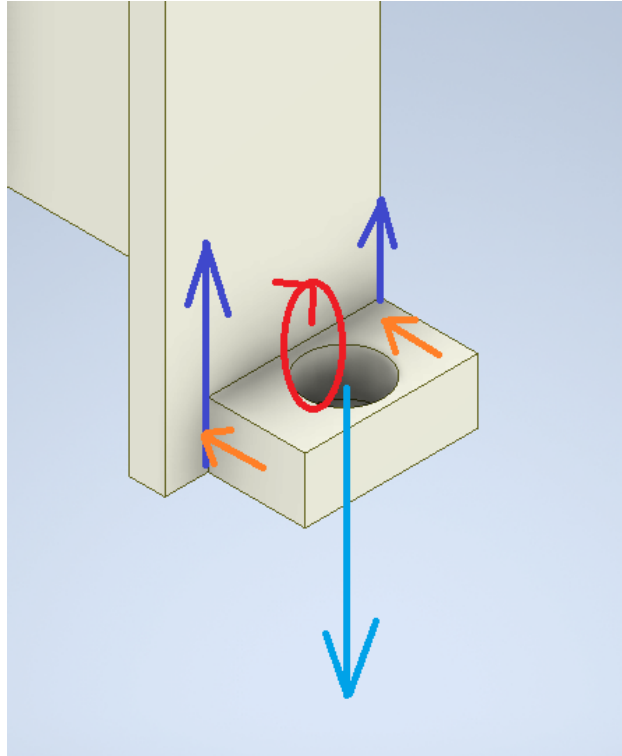


Figura 4.7: Diagramma di corpo libero

La seconda saldatura da verificare è quella tra il montante e la piastra di collegamento con la guida. Questa saldatura è soggetta ad una forza pari alla forza peso della flangia e alla forza peso del montante stesso (l'intensità della forza totale è pari a 1060 N). Sono presenti 3 cordoni di saldatura che hanno un lato di 2 mm e una sezione di gola pari a 1,414 mm.

Due saldature sono interne alla sezione del montante ed hanno una lunghezza pari a 35,5 mm, mentre la saldatura esterna ha una lunghezza pari a 100 mm.

La forza ha direzione parallela all'asse delle Y e genera una tensione normale ortogonale alla sezione di gola. Questa tensione è calcolabile con la formula:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{2 \cdot L \cdot a} = 2,21 \text{ MPa}$$

La tensione equivalente è pari a 2,21 MPa e la tensione limite è pari a 180 MPa (componente di sollevamento). La tensione ammissibile è maggiore di quella equivalente, pertanto la saldatura risulta verificata.

In figura 4.8 viene rappresentato il diagramma di corpo libero del componente.



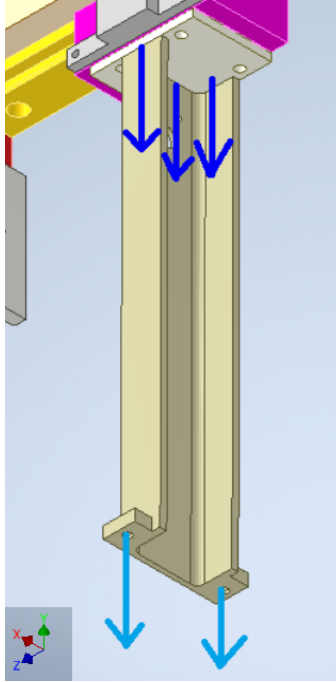


Figura 4.8: Diagramma di corpo libero

## 4.2.2 Verifica statica delle viti

Dopo aver verificato le saldature, si analizzano i collegamenti filettati e si valuta se le quattro viti M10 riescono a sorreggere il carico. La forza totale che viene applicata alla singola vite è pari a 500 N e la direzione della forza risulta assiale rispetto all'asse della vite. Si utilizza una vite con classe di resistenza 8x8, che implica un carico a rottura pari a 800 MPa e un carico a snervamento pari a 640 MPa. La vite ha:

- il diametro di nocciolo pari a 8,16 mm;
- un diametro medio pari a 9,026 mm;
- una sezione di nocciolo pari a 52,3 mm<sup>2</sup>;
- una sezione resistente pari a 58 mm<sup>2</sup>;
- un passo di 1,5 mm;
- una lunghezza di 30 mm.

Il primo passaggio da svolgere è il calcolo del fattore  $k$  che rappresenta il rapporto tra sforzo tangenziale e sforzo normale e si calcola con la formula:

$$k = \frac{2}{d_n} \left( \frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{0,12}{\cos(30^\circ)} \right) = 0,4235$$

in cui:

- $d_n$  è il diametro di nocciolo;
- $p$  il passo della filettatura;
- $d_m$  il diametro medio.

Con questo fattore si calcola la forza assiale limite con la formula:

$$F_{v,lim} = \frac{0,8 \cdot R_{p0,2}}{\sqrt{1+3 \cdot k^2}} \cdot A_n = 21600 \text{ N}$$

in cui:

- $A_n$  è la sezione del nocciolo;
- $R_{p0,2}$  è la tensione di snervamento.

Si calcola il momento torcente con la formula:

$$M_t = \frac{F_{v,lim}}{2} \left( \frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{0,12}{\cos(30^\circ)} \right) = 18,7 \text{ Nm}$$

Si calcola la deformabilità della vite:

$$\delta_v = \frac{l}{A \cdot E} = 2,34 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}$$

in cui:

- $l$  è la lunghezza;
- $A$  è l'area;
- $E$  il modulo elastico.

Si ottiene che la deformabilità del pezzo con le formule ( $l_p$  è lo spessore della piastra saldata al montante):

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_{nominale}^2}{4} = 95 \text{ mm}^2$$

$$\delta_p = \frac{l_p}{A_p \cdot E} = \frac{15}{95 \cdot 2 \cdot 10^5} = 1,32 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}$$

Calcolate le deformabilità della vite e del pezzo, si calcola il fattore di ripartizione del carico della vite con la formula:

$$C_{max} = \frac{F_p}{n^{\circ} \text{viti}} = 500 \text{ N}$$

$$\Delta C_{max_v} = C_{max} \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_v} = 180 \text{ N}$$

Si calcola la tensione equivalente ( $\sigma_{id}$ ), lo sforzo assiale ( $\sigma_a$ ) e lo sforzo di taglio ( $\tau_v$ ):

$$\sigma_a = \frac{F_{v,lim}}{A_n} + \frac{\Delta C_{max_v}}{A_n} = 416 \text{ MPa}$$

$$\tau_v = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_n^3} = 174 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = 417 \text{ MPa}$$

Rappresentando la tensione equivalente con la tensione allo snervamento, si ottiene il coefficiente di sicurezza CS:

$$CS = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{id}} = 1,5$$

Si ottiene un coefficiente di sicurezza maggiore di uno, pertanto la vite è verificata.

## 4.3 Guida lineare

La guida lineare, equipaggiata nel sistema di presa, è stata scelta utilizzando il catalogo della MISUMI. La scelta è ricaduta sul modello SBI 55 SL poiché è in grado di sostenere un carico statico e dinamico elevato ( $C_0 = 181 \text{ kN}$   $C = 127 \text{ kN}$ ), superiore alle forze applicate. Essa è composta da un carrello (o pattino) ed una guida profilata.

Il pattino, rappresentato in figura 4.9, ha una lunghezza pari a 172,4 mm, una larghezza pari a 100 mm e uno spessore di 70 mm. Nella parte inferiore del pattino è riportato un profilo in grado di accoppiarsi perfettamente alla sezione della guida, riportato a destra in figura 4.9.

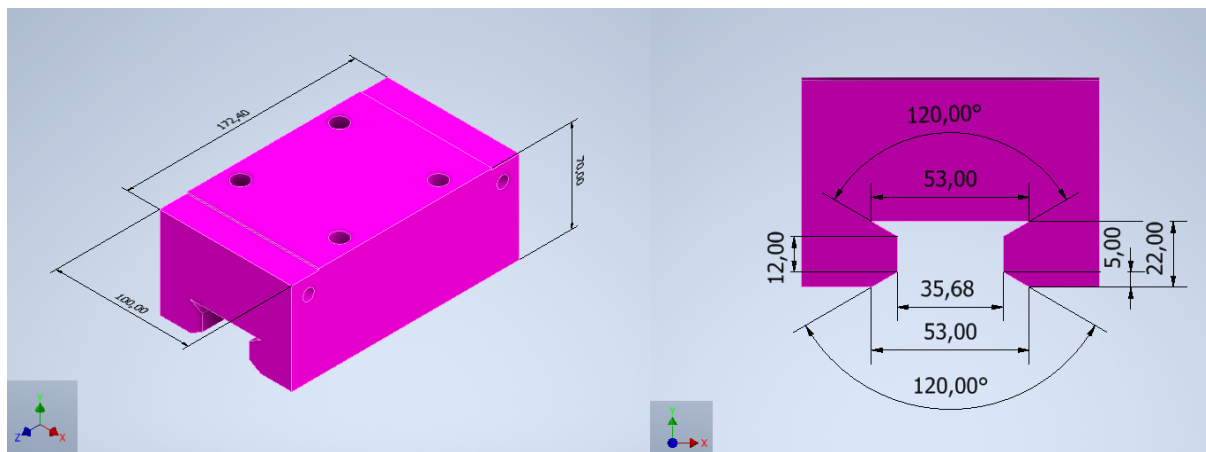


Figura 4.9: Rappresentazione 3D del pattino

Sulla parte superiore del pattino sono presenti 4 fori filettati M12 disposti ai vertici di un quadrato di lato pari a 75 mm, che permetteranno il collegamento tra il montante e il carrello. Sulla parte laterale del pattino sono presenti 2 fori filettati M8 distanti tra loro 147 mm che vengono utilizzati per inserire un encoder lineare per valutare numericamente la posizione del carrello.

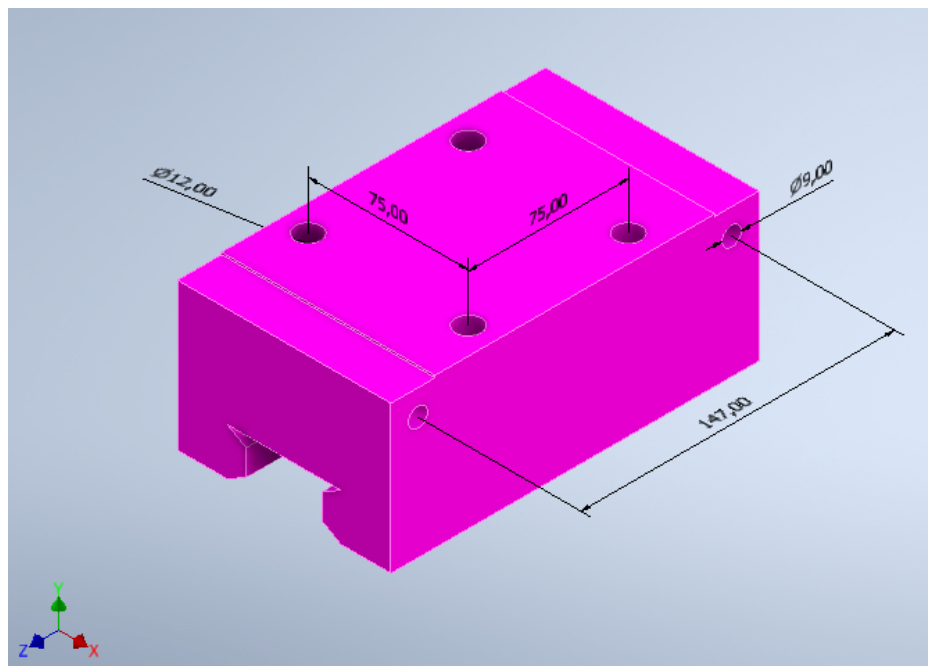


Figura 4.10: Rappresentazione 3D del pattino

La guida, rappresentata in figura 4.11, ha una lunghezza pari a 670 mm, una larghezza pari a 53 mm e uno spessore pari a 38 mm. Su di essa sono riportati 5 fori di diametro pari a 16 mm posti a 35 mm dai bordi della guida e a 150 mm tra loro. Questi fori permettono il collegamento della guida alla struttura centrale di sostegno. Il profilo della guida è simile al profilo riportato nella parte inferiore del carrello.

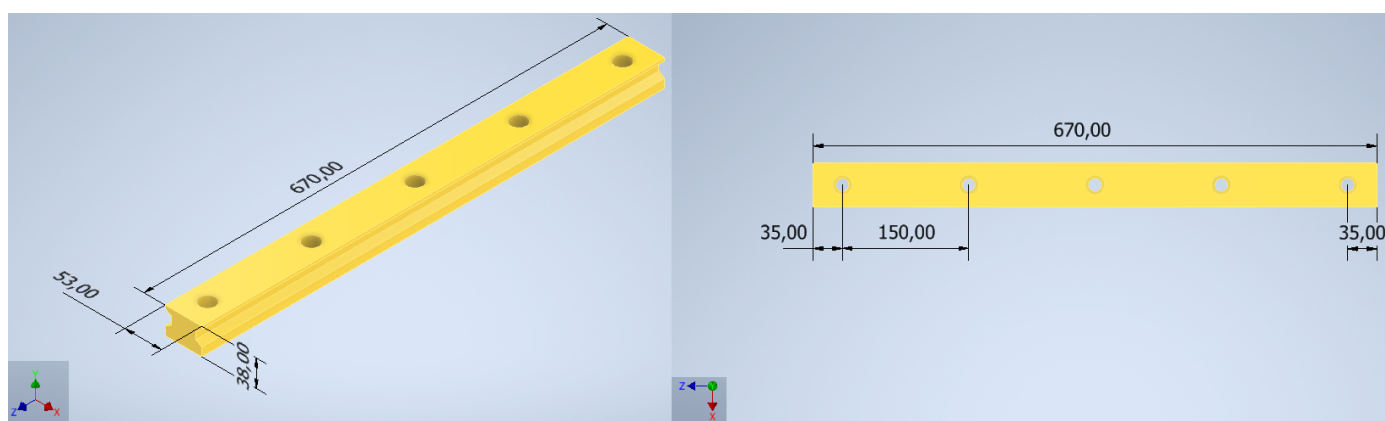


Figura 4.11: Rappresentazione 3D della guida

In figura 4.12 sono rappresentate, a destra, la sezione della guida e, a sinistra, la sezione del pattino.

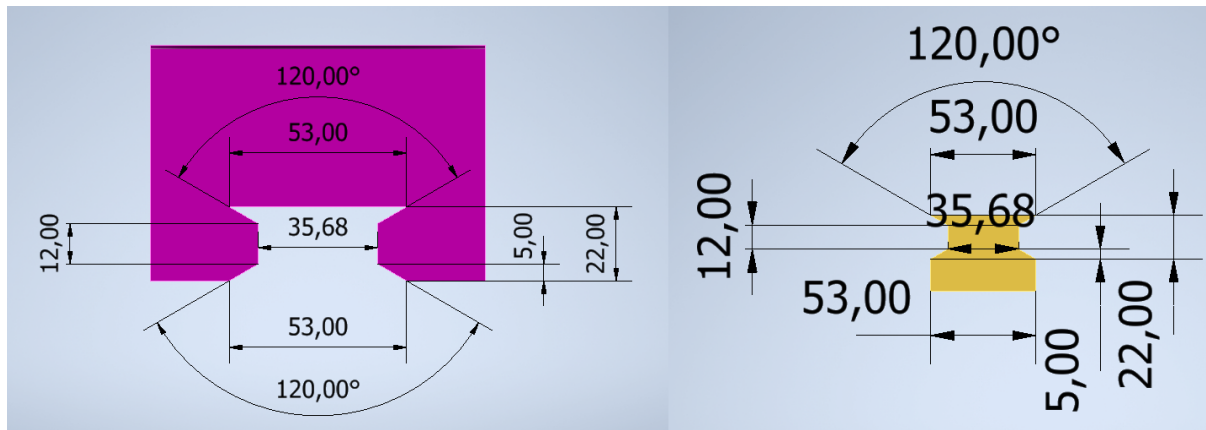


Figura 4.12: Rappresentazione 3D della sezione del pattino e sezione della guida

Sulla guida lineare sono stati equipaggiati 2 morsetti in grado di collegarsi alla guida e svolgere il ruolo di fine corsa e di bloccaggio. Durante la fase di regolazione del sistema di presa i morsetti vengono posti agli apici della guida così da impedire che il carrello possa uscire dalla guida (comportamento da finecorsa). Dopo la regolazione del sistema di presa, i due morsetti si posizioneranno ai due lati del carrello per garantire il bloccaggio del sistema di presa nella posizione desiderata.

La scelta dei morsetti è ricaduta sugli SVCK42 della MISUMI dotati di una maniglia in grado di serrare il componente alla guida.

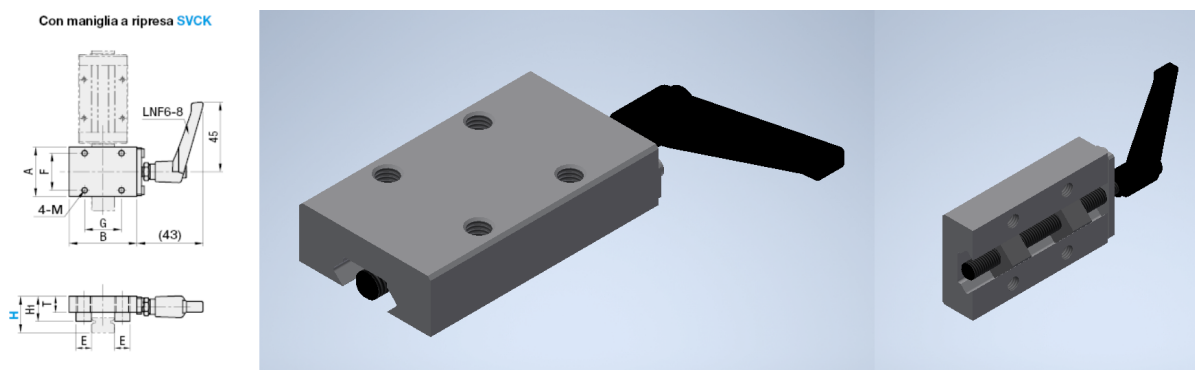


Figura 4.13: Morsetti SVCK42

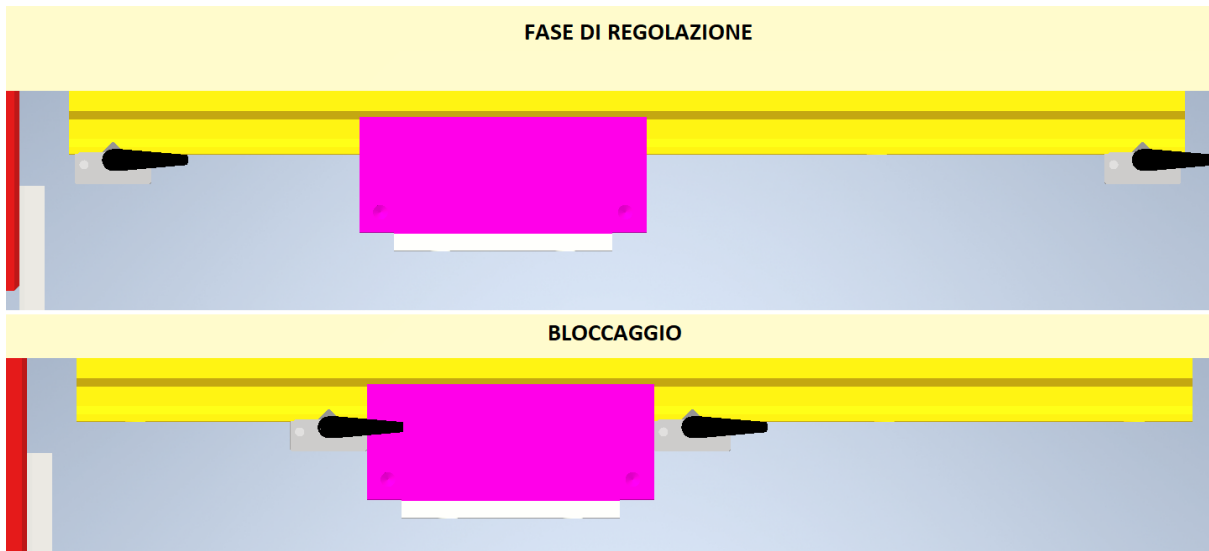


Figura 4.14: Rappresentazione dei morsetti durante la fase di regolazione e durante il bloccaggio

## 4.4 Vite a ricircolo di sfere

La funzione della vite a ricircolo di sfere è quella di permettere la regolazione della posizione del montante tramite una manovella posta all'estremità della vite. La vite (FBSSZES2010) a ricircolo di sfere, rappresentata in figura 4.15, è formata da:

- una vite;
- una chiocciola;
- una manovella.

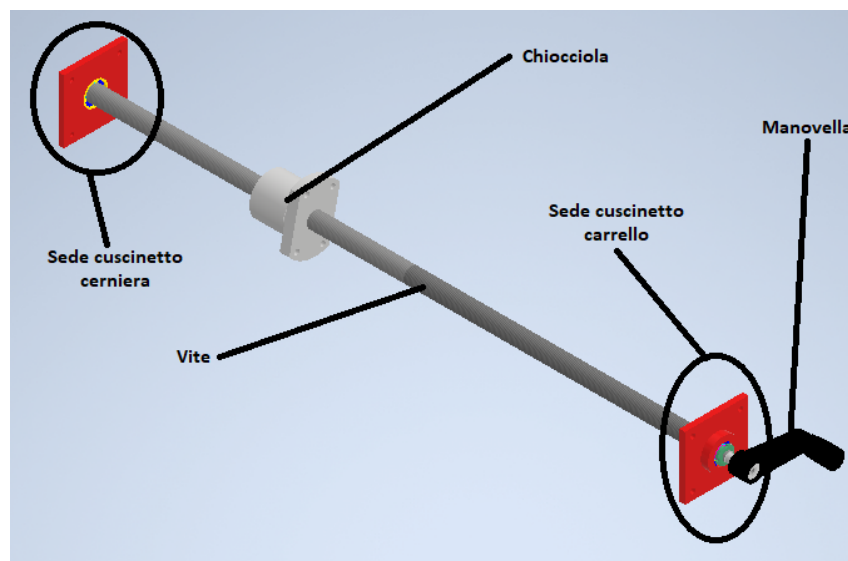


Figura 4.15: Disegno 3D complessivo della vite a ricircolo di sfere

La vite, rappresentata in figura 4.16, ha una lunghezza complessiva di 861 mm di cui:

- la parte centrale è filettata (M20), ha un passo di 2 mm e una lunghezza di 781 mm;
- l'estremità che ospiterà il cuscinetto cerniera ha una lunghezza pari a 30 mm;
- l'estremità che ospiterà il cuscinetto carrello ha una lunghezza complessiva di 50 mm.

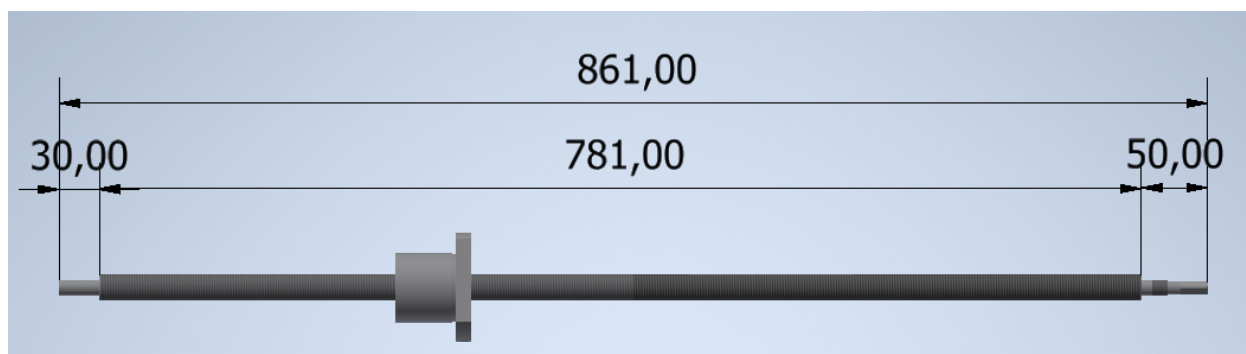


Figura 4.16: Rappresentazione 3D della vite



L'estremità che ospiterà il cuscinetto cerniera, di cui viene riportata una rappresentazione 3D nella figura 4.17, ha:

- un tratto di lunghezza pari a 8 mm con diametro costante di 12 mm, che è la sede dove alloggia il cuscinetto;
- una cava per un anello seeger con una lunghezza pari a 1,15 mm e una profondità pari a 0,25 mm;
- un tratto con un diametro costante di 12 mm di lunghezza pari a 20,85 mm;
- un foro filettato M8 di lunghezza pari a 18 mm posto all'apice.

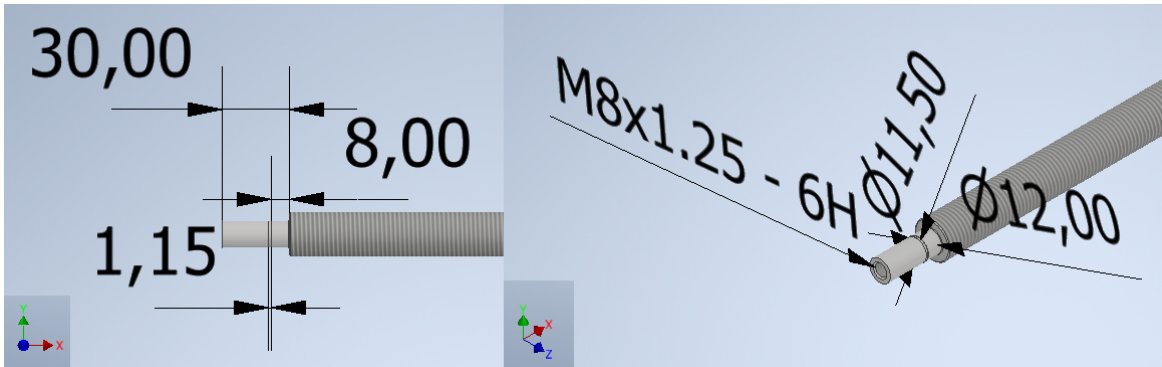


Figura 4. 17: Rappresentazione 3D dell'estremità che ospita il cuscinetto cerniera

L'estremità opposta, che ospita il cuscinetto carrello, ha:

- un tratto di lunghezza pari a 8 mm con diametro pari a 12 mm, che è la sede dove alloggia il cuscinetto;
- un tratto di lunghezza pari a 12 mm con diametro 12 mm e filettato (M12);
- un tratto di lunghezza 10 mm e con diametro pari a 10 mm;
- un tratto di lunghezza pari a 20 mm con una sezione quadrata di lato 8 mm;
- all'apice è presente un foro filettato M6 con lunghezza pari a 12 mm.

In figura 4.18 è rappresentato un modello 3D dell'estremità che ospita il cuscinetto carrello.

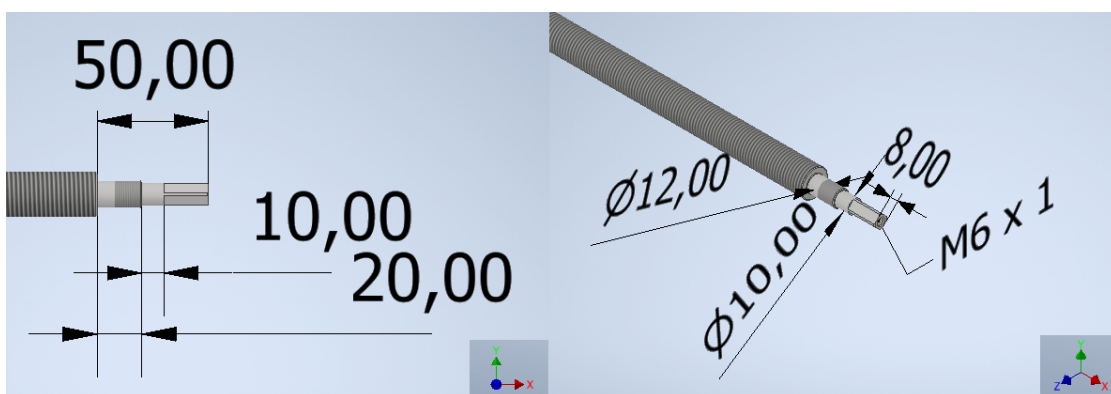


Figura 4.18: Rappresentazione 3D dell'estremità che ospita il cuscinetto carrello

La chiocciola ha una lunghezza complessiva di 57 mm e presenta un foro centrale di diametro 20 mm in cui si inserisce la vite. La zona posteriore è a forma cilindrica, con un diametro di base di 52 mm e un'altezza di 45 mm. La zona frontale ha uno spessore pari a 12 mm, una lunghezza pari a 81 mm e una larghezza pari a 52 mm. Su questa zona sono presenti 4 fori passanti di diametro pari a 6,5 mm posti su una circonferenza di 33,5 mm e con un angolo di 30 ° rispetto l'asse rappresentato in nero nella figura 4.19.

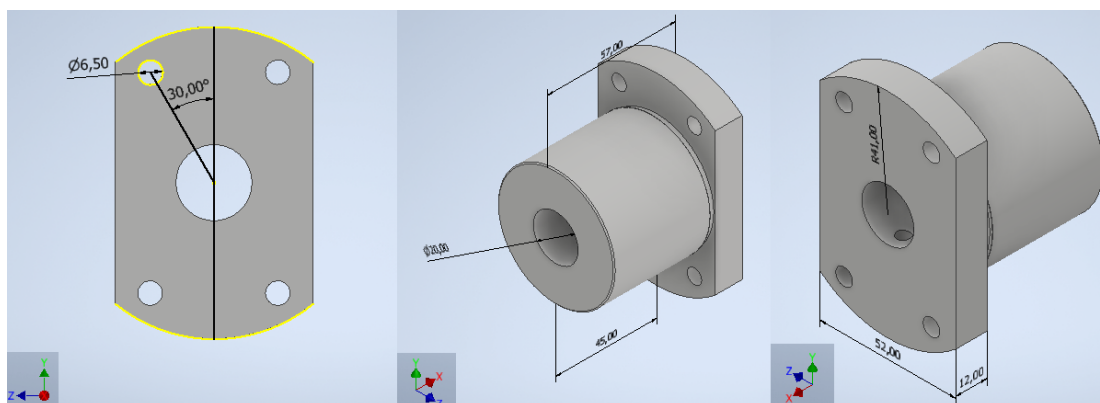
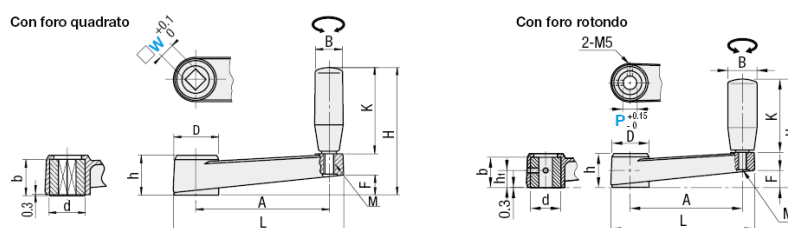


Figura 4.19 : Rappresentazione 3D della chiocciola

La manovella equipaggiata alla vite a ricircolo di sfere è fabbricata dalla MISUMI. Questo modello (MBCH-8) è caratterizzato da un foro passante a sezione quadrata di diametro 8 mm. In figura 4.20 si rappresenta un estratto del catalogo che è stato consultato. La manovella è tenuta in sede tramite una vite con una rondella posta all'apice della vite a ricircolo di sfere, in cui è presente un foro filettato M6.



Tipo		Mozzo		Corpo principale, maniglia	Vite	Filettatura maniglia	
Foro quadrato	Foro rotondo	M Materiale	S Trattamento superficie	M Materiale	M Materiale	M Materiale	S Trattamento superficie
MBCH	MBCR	EN 1.0038 Equiv.	Ossido nero	Nylon rinforzato (Con fibra di vetro)	Ottone (Inserito)	EN 1.0038 Equiv.	Cromatura trivalente
MBCHS	-	EN 1.4301 Equiv.	-				

Specifiche

Codice componente

SSCH10

MBCH10

NSCH8

Codice componente		L	A	H	h	D	K	F	M	B	b	d	h1	Massa di riferimento (g)	Prezzo unitario		
Tipo		W	P														
Foro quadrato	8	8	85.5	64.5	63	23	24.5	40	10	10	18	19	10	76			
	10	10	105	80	76	26	27.5	50	13.5	6	22	22	11.5	102			
	12	12	128	100	94.5	30	31	64.5	14.5	8	27	27	14.5	184			
Foro rotondo	14	-	161.5	130.5	114.5	35	36.2	79.5	19	8	26	30	30	259			
	17	-	196	161	128.5	40	40.5	88.5	22	10	34	34	-	369			

Figura 4.20: Estratto del catalogo della MISUMI

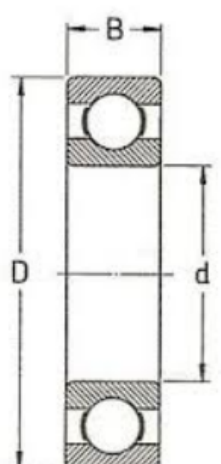
## 4.4.1 Scelta dei cuscinetti

Alla vite a ricircolo di sfere si equipaggiano due cuscinetti a sfere 16101 della SKF. Si è deciso di equipaggiare questi cuscinetti in virtù del diametro della sede (pari a 12 mm in ambedue le estremità) e alla lunghezza della sede (pari a 8 mm in ambedue le estremità).

Il cuscinetto 16101 ha:

- un diametro interno ( $d$ ) pari a 12 mm;
- un diametro esterno ( $D$ ) pari a 30 mm;
- una larghezza ( $B$ ) pari a 8 mm;
- un coefficiente di carico statico ( $C_0$ ) pari a 2,37 kN;
- un coefficiente di carico dinamico ( $C$ ) pari a 5,07 kN;
- un limite di fatica ( $P_u$ ) pari a 0,1 kN.

In figura 4.21 è rappresentato un estratto del catalogo della SKF da cui sono stati ricavati i valori.



Dimensioni principali			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativi
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di refenza	Velocità limite		
mm			kN		kN	giri/l'		kg	-
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	*6001
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	*6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	*6301

Figura 4.21: Estratto del catalogo SKF

Lo step successivo è valutare quali sono i carichi dinamici a cui il cuscinetto sarà soggetto. Per calcolare le forze applicate ai cuscinetti, si schematizza la vite a ricircolo di sfere come un albero in cui ai lati vengono posizionati un carrello (a destra nella figura 4.22) e una cerniera (a sinistra nella figura 4.22). L'unica forza applicata all'albero (vite) è la somma della forza peso della chiocciola (10 N) e la forza peso della stessa vite (20 N). Sommando le due forze peso, si ottiene che la forza applicata sull'albero è circa pari a 30 N, rappresentata in rosso nella figura 4.22.

Per calcolare le reazioni vincolari si considera che il componente è in equilibrio. Quindi si deduce:

$$F_{cer \rightarrow} = 0 \text{ N}$$

$$F_{cer \uparrow} + F_{car \uparrow} = 30 \text{ N}$$

$$F_{cer \uparrow} \cdot \frac{l}{2} = F_{car \uparrow} \cdot \frac{l}{2}$$

in cui:

- $F_{cer \rightarrow}$  è la forza orizzontale generata dalla cerniera e rappresentata in verde in figura 4.22;
- $F_{cer \uparrow}$  è la forza verticale generata dalla cerniera ed è rappresentata in blu;
- $F_{car \uparrow}$  è la forza verticale generata dal carrello ed è rappresentata in arancione;
- $l$  è la distanza tra il carrello e la cerniera.

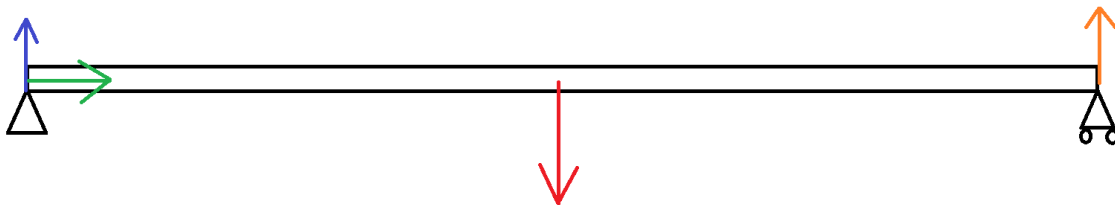


Figura 4.22: Rappresentazione schematica dell'albero

Si ottiene che le forze a cui sono soggetti i cuscinetti sono solo radiali e pari a 15 N. Dalla formula seguente si ricava il carico dinamico equivalente dei cuscinetti:

$$P = F_r$$

L'ultimo passaggio da svolgere è la valutazione della durata dei cuscinetti:

$$L_{10M} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

in cui:

- $a_1$  è un fattore correttivo della durata relativo all'affinità ricavabile dalla normativa ( nel caso in esame si è scelto come valore fattore correttivo 0,21);
- $a_{SKF}$  è un fattore correttivo della durata SKF;
- $C$  è il carico dinamico massimo del cuscinetto ottenuto da catalogo;
- $P$  è il carico dinamico che si ha sui cuscinetti;

- $p$  è un fattore legato al tipo di cuscinetto ( $p=11/3$  se il cuscinetto è a rulli  $p=3$  se il cuscinetto è a sfere).

Il fattore  $a_{SKF}$  è ricavabile da un grafico fornito dal produttore ed è funzione di due fattori:

$$a_{SKF} = f\left(\eta_c \frac{P_u}{P}, k\right)$$

in cui:

- $\eta_c$  è il fattore di contaminazione;
- $P_u$  è il limite di fatica;
- $k$  è il rapporto tra la viscosità alla temperatura di funzionamento e la viscosità minima per il funzionamento dei cuscinetti.

Il fattore di contaminazione è ricavabile dalla tabella riportata in figura 4.23.

Condition	Factor $\eta_c$ <sup>1)</sup> for bearings with diameter	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
<b>Extreme cleanliness</b> Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
<b>High cleanliness</b> Oil filtered through an extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Normal cleanliness</b> Oil filtered through a fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Slight contamination</b> Slight contamination of the lubricant	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Typical contamination</b> Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Severe contamination</b> Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Very severe contamination</b> Under extreme contamination, values of $\eta_c$ can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for $L_{nm}$	0	0

Figura 4.22: Tabella per calcolare il fattore di contaminazione

La viscosità minima per il funzionamento dei cuscinetti è ricavabile dal grafico riportato a sinistra in figura 4.23. La viscosità è legata al diametro medio del cuscinetto, cioè la semisomma tra diametro esterno e diametro interno, e alla velocità di rotazione del cuscinetto.

Il valore del diametro medio è pari a 21 mm e il cuscinetto va ad una velocità di circa 20 giri/min.

La viscosità alla temperatura di funzionamento è ricavabile dal grafico riportato a destra in figura 4.23. Esso è funzione della temperatura di esercizio del cuscinetto e della viscosità del lubrificante utilizzato.

La temperatura di esercizio del componente è circa pari a 30°, mentre il lubrificante ha una viscosità pari a 68  $\frac{m^2}{kg}$  (ISO 68).

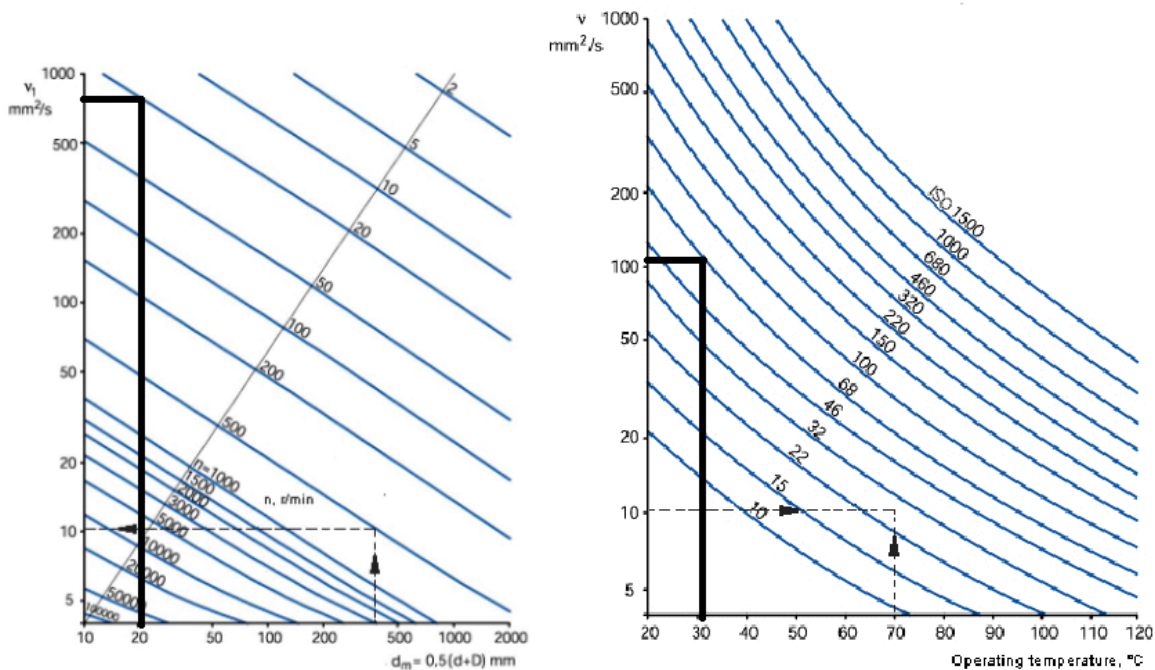


Figura 4.23: Grafico per ricavare della viscosità minima per il funzionamento, a sinistra, e grafico per ricavare la viscosità alla temperatura di funzionamento, a destra.

Si ottiene che la viscosità minima è pari a 750  $\frac{m^2}{kg}$ , mentre la viscosità alla temperatura di funzionamento è pari a 100  $\frac{m^2}{kg}$ . Pertanto si ottiene un fattore k pari a 0,13.

Ottenuto il fattore k, si può valutare il valore del fattore SKF tramite il grafico rappresentato in figura 4.24.

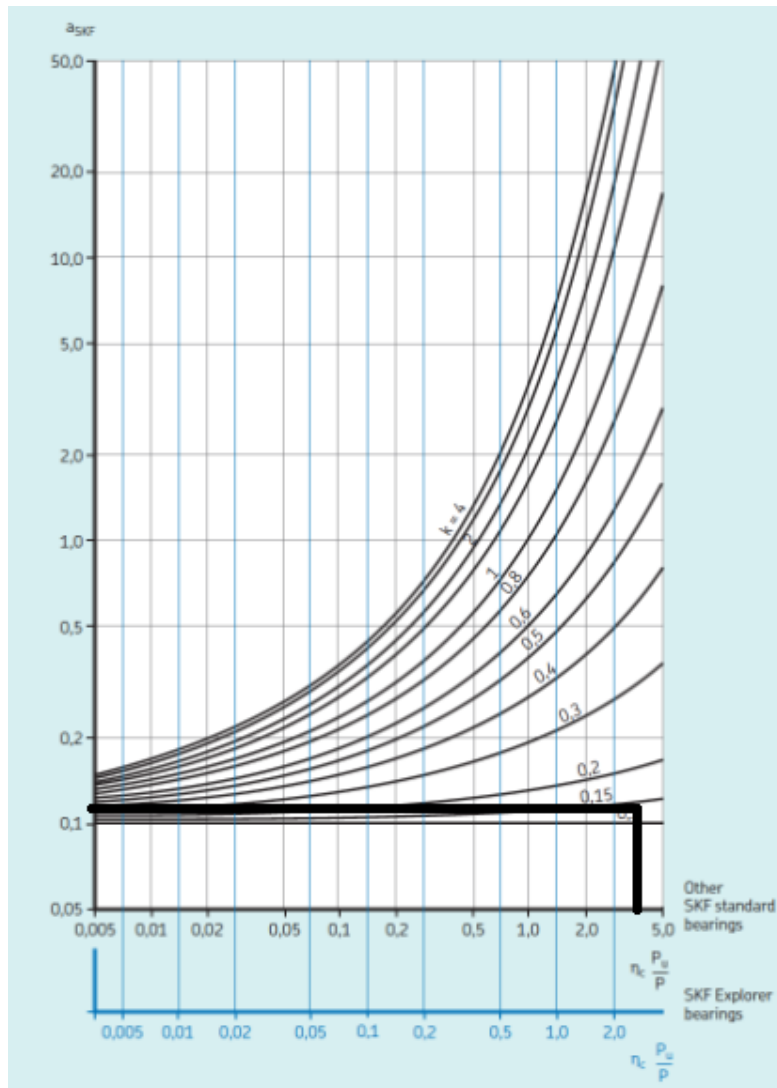


Figura 4.23: Grafico per ricavare il fattore correttivo della durata SKF

Il valore del coefficiente SKF è pari a 0,12.

Utilizzando la formula riportata sopra per il calcolo della durata dei cuscinetti, si ottiene una durata pari a 342000 milioni di cicli.



## 4.4.2 Montaggio cuscinetti

L'ultimo punto da analizzare per i cuscinetti è il processo di montaggio.

Il primo cuscinetto in analisi è il cuscinetto cerniera, il quale è bloccato assialmente ai due estremi. In figura 4.24 è rappresentato un complessivo della sede del cuscinetto dopo aver svolto il montaggio.

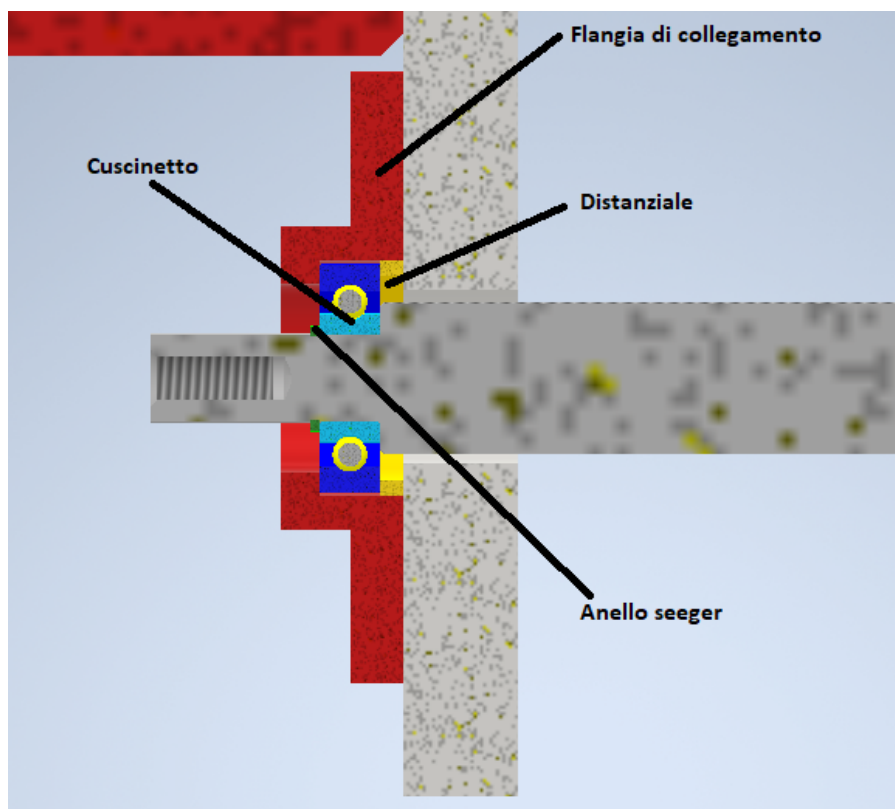


Figura 4.24: Sezione della sede del cuscinetto

Il complessivo del cuscinetto si compone di:

- flangia di collegamento, rappresentata in rosso;
- distanziale, rappresentato in giallo;
- anello seeger, rappresentato in verde.

La flangia garantisce il sostegno del cuscinetto e, di conseguenza, della vite. Essa è fissata alla piastra laterale, saldata al tubolare inferiore, tramite 4 accoppiamenti bullonati. La flangia, rappresentata a sinistra in figura 4.25, è a base quadrata con un lato pari a 80 mm e uno spessore pari a 7 mm. Su di essa sono posizionati 4 fori passanti ai vertici di un quadrato con lato 60 mm di diametro pari a 6 mm, che ospiteranno le viti di collegamento. Al di sopra della flangia è presente un rilievo a forma cilindrica con diametro pari a 40 mm e un'altezza pari a 9 mm.

Guardando la sezione della flangia riportata alla destra in figura 4.25, si nota la presenza di:



- un foro di diametro pari a 31 mm con una lunghezza di 11 mm;
- un foro di diametro pari a 25 mm con una lunghezza pari a 4 mm.

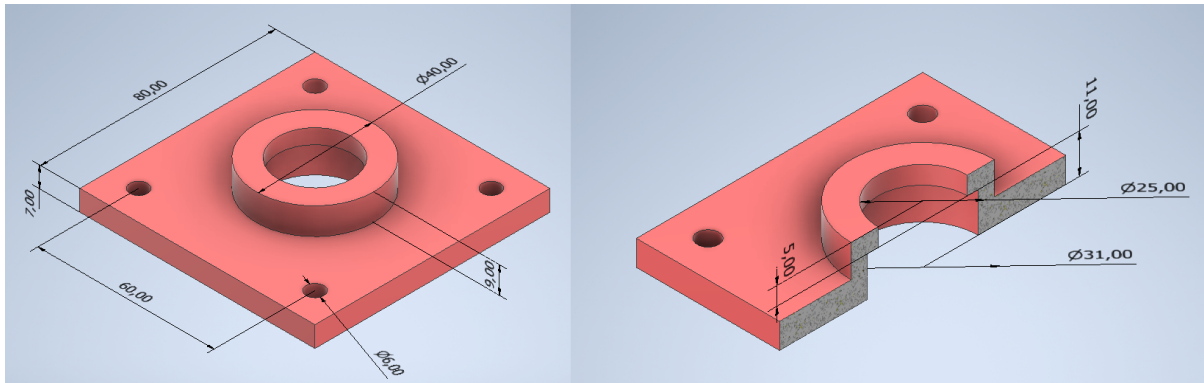


Figura 4.25: Rappresentazione 3D e sezione della flangia

Il distanziale, insieme alla flangia, garantisce il bloccaggio assiale del cuscinetto. Esso ha un diametro interno pari a 27 mm, un diametro esterno di 31 mm e uno spessore di 3 mm. In figura 4.26 è mostrata una rappresentazione 3D del distanziale.

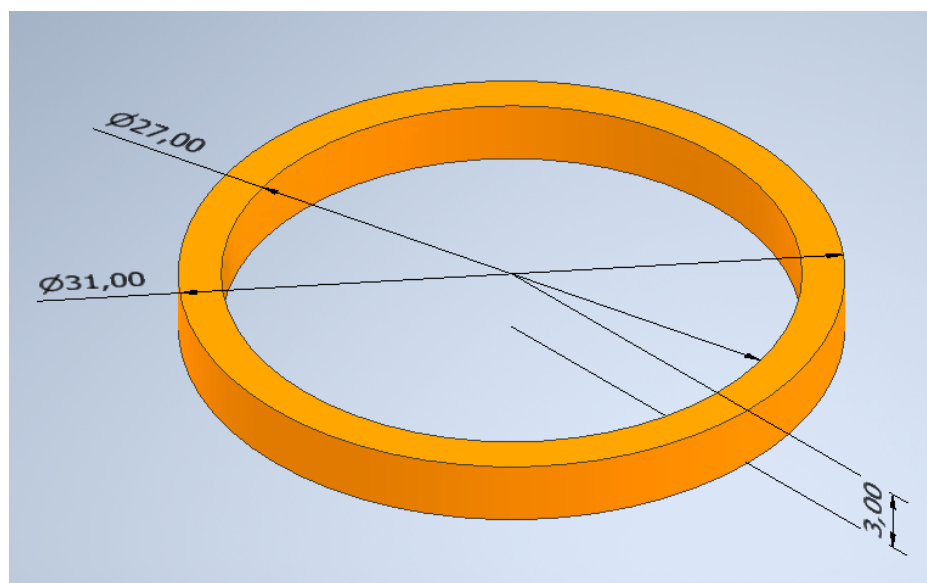


Figura 4.26: Rappresentazione 3D del distanziale

Il montaggio del cuscinetto avviene in 4 fasi:

- Fase 1: dopo aver posizionato la vite a ricircolo di sfere all'interno dei fori delle piastre saldate alla struttura centrale si inserisce il distanziale;
- Fase 2: si inserisce il cuscinetto all'interno della flangia;
- Fase 3: si inserisce il sistema cuscinetto-flangia all'interno della sede fino a quando il cuscinetto non tocca il distanziale;
- Fase 4: si monta l'anello seeger.

In figura 4.27 sono riportati graficamente tutti i passaggi per il montaggio.

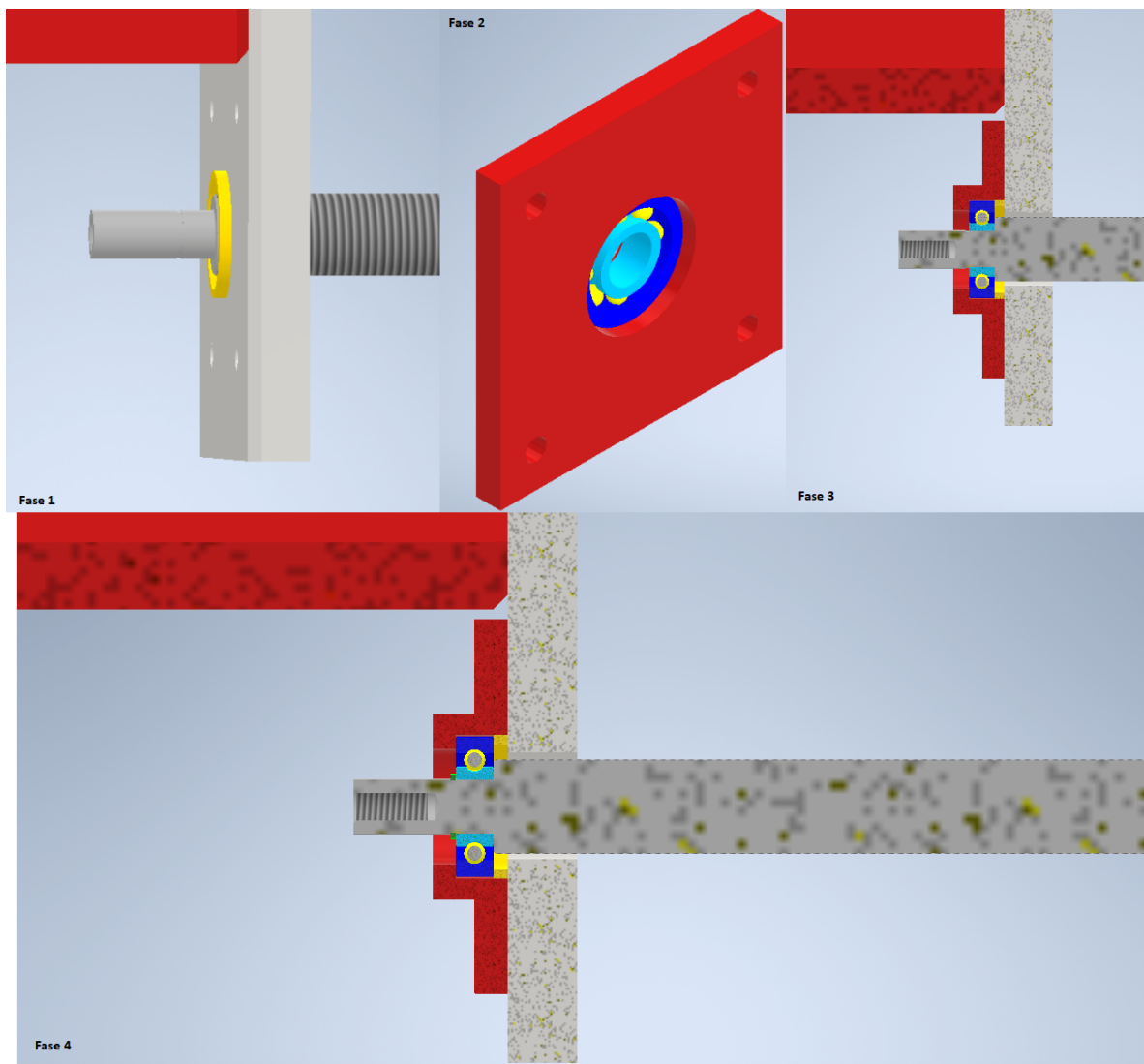


Figura 4.27: Rappresentazione della fasi di montaggio

Il secondo cuscinetto in analisi è il cuscinetto carrello, che è bloccato assialmente solo da un lato. In figura 4.28 si riporta un complessivo della sede del cuscinetto composto da:

- una ghiera filettata, rappresentata in verde;
- un distanziale, rappresentato in viola;
- una flangia di collegamento, rappresentata in rosso;
- la manovella, rappresentata in nero.

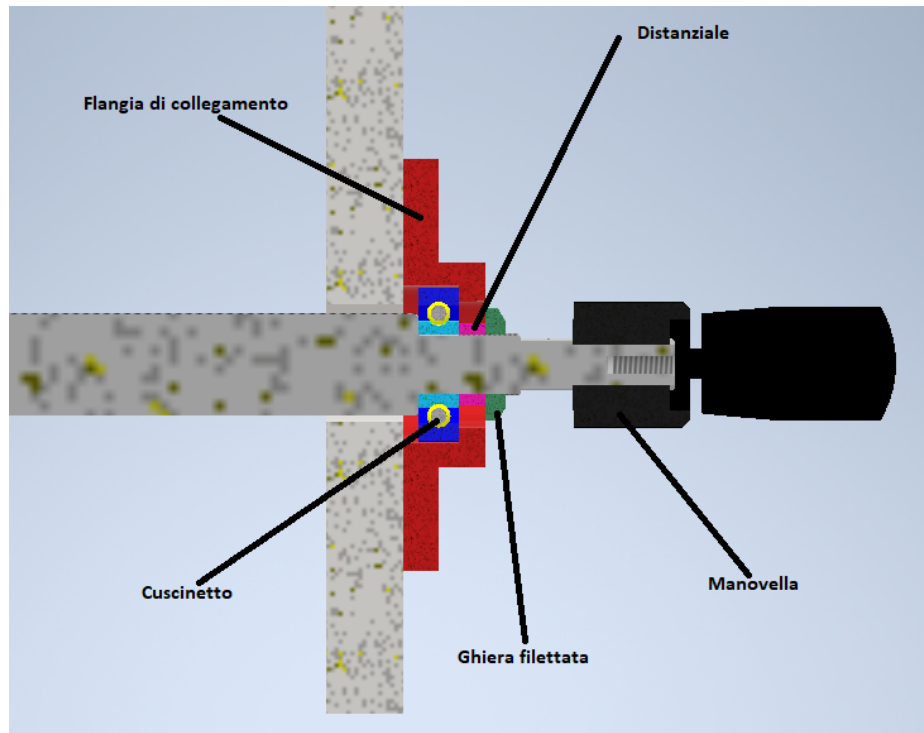


Figura 4.28: Sezione della sede del cuscinetto

La flangia è identica a quella descritta nel caso precedente ed è collegata alla piastra laterale saldata al tubolare superiore con 4 collegamenti bullonati (si veda la figura 4.25 per le quote).

Il distanziale ha un diametro interno pari a 12 mm, un diametro esterno di 16 mm e un'altezza pari a 5 mm.

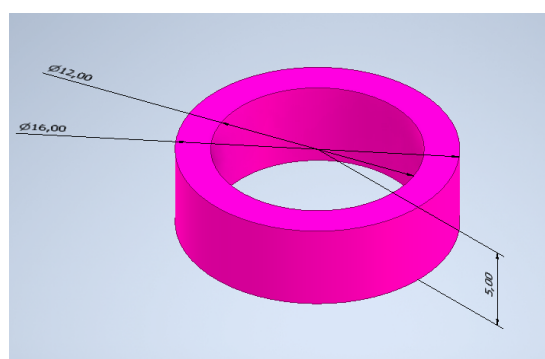


Figura 4.29: Rappresentazione 3D del distanziale

La ghiera filettata è fatta in acciaio ed ha un foro centrale di 12 mm. Si tratta di una ghiera KM 1 della Galdini.

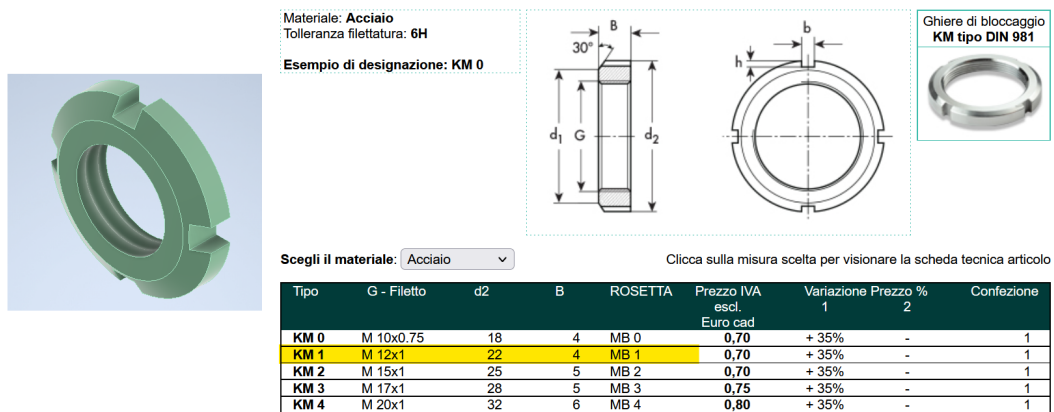


Figura 4.30: Rappresentazione 3D della ghiera ed estratto del catalogo

Il montaggio del cuscinetto avviene in 4 fasi:

- Fase 1: si inserisce il cuscinetto all'interno della flangia;
- Fase 2: si inserisce il sistema cuscinetto-flangia all'interno sulla vite;
- Fase 3: si inserisce il distanziale;
- Fase 4: si inserisce la ghiera filettata.

In figura 4.31 vengono rappresentate graficamente tutte le fasi di montaggio.

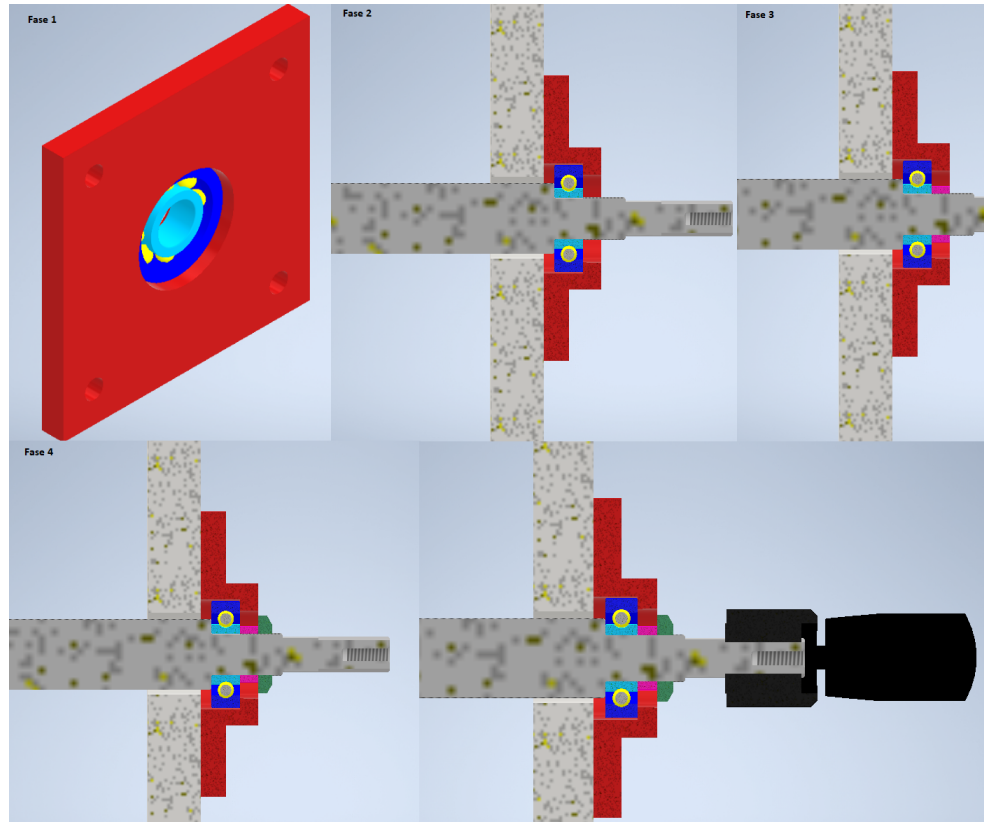


Figura 4.31: Rappresentazione della fasi di montaggio

## 4.5 Encoder

Per valutare la posizione del sistema di presa e garantire un'adeguata precisione di posizionamento si utilizzano degli encoder lineari collegati al carrello della guida lineare. Si scelto di utilizzare degli encoder magnetici a discapito di quelli ottici, poiché l'usura è minore in un ambiente radioattivo come quello in esame.

Per la scelta dell'encoder si è consultato il catalogo del SIKO e si è scelto il modello MSA. L'encoder è formato da:

- una banda magnetica, rappresentata in nero, collegata alla struttura centrale di sostegno;
- un pattino che si muove sulla banda magnetica;
- una struttura di sostegno che permette il collegamento tra encoder e carrello della guida lineare.

In figura 4.32 viene rappresentato un complessivo in cui vengono indicate tutte le parti dell'encoder.

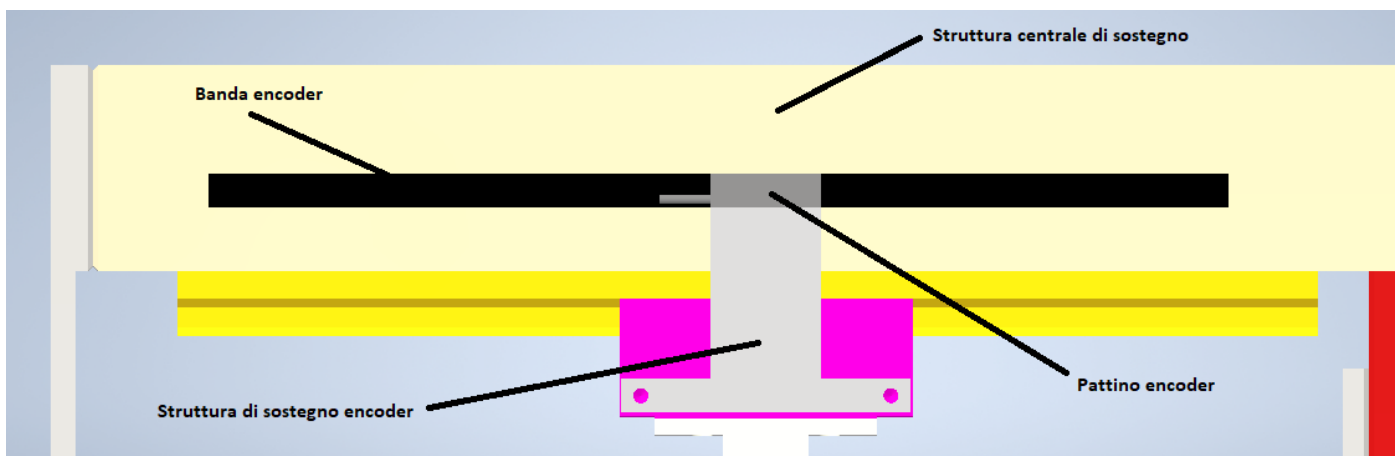


Figura 4.32: Rappresentazione 3D della struttura dell'encoder

Il collegamento tra pattino dell'encoder e struttura di sostegno è resa possibile grazie a due fori passanti presenti sul pattino di diametro pari a 5 mm. La struttura di sostegno, rappresentata a sinistra in figura 4.33, ha un'altezza pari a 120 mm, una lunghezza di 170 mm e uno spessore pari a 26 mm. Ha due fori passanti laterali di diametro pari a 9 mm e distanti 147 mm per il collegamento con il carrello e due fori superiori di diametro 4,5 mm per il collegamento con il pattino.

A destra, nella medesima figura, è rappresentato un estratto del catalogo che mostra le quote fondamentali e alcune viste del pattino dell'encoder.

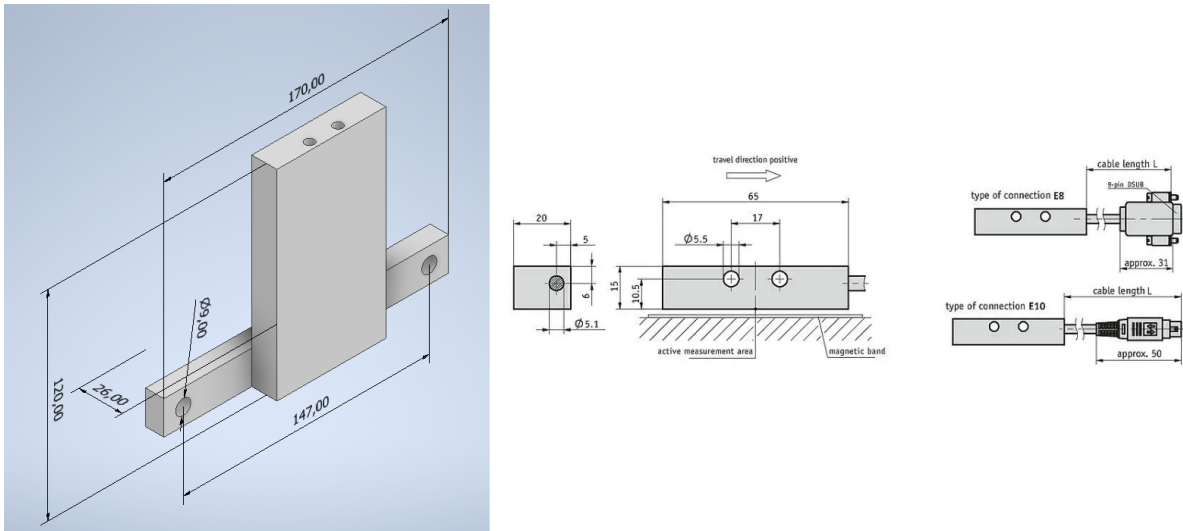


Figura 4.33: Rappresentazione 3D della struttura di sostegno e rappresentazione 2D del pattino dell'encoder

# 5. Sistema di collegamento tra manipolatore e carro ponte

L'ultimo componente del manipolatore è il sistema di collegamento al carro ponte, che è collegato alla struttura centrale di sostegno tramite 4 saldature.

Questo sistema è fondamentale per allineare il baricentro della flangia da movimentare, il baricentro del manipolatore e il punto in cui avviene il collegamento tra manipolatore e carro ponte. Se questi 3 punti non fossero in asse, si genererebbero, durante la fase di movimentazione, dei momenti ribaltanti che potrebbero dare origine a degli urti.

## 5.1 Descrizione sistema di collegamento

Il sistema di collegamento, rappresentato in figura 5.1, è formato da:

- una base;
- due piastre di sostegno;
- un golfare e il rispettivo supporto;
- un sistema di regolazione.

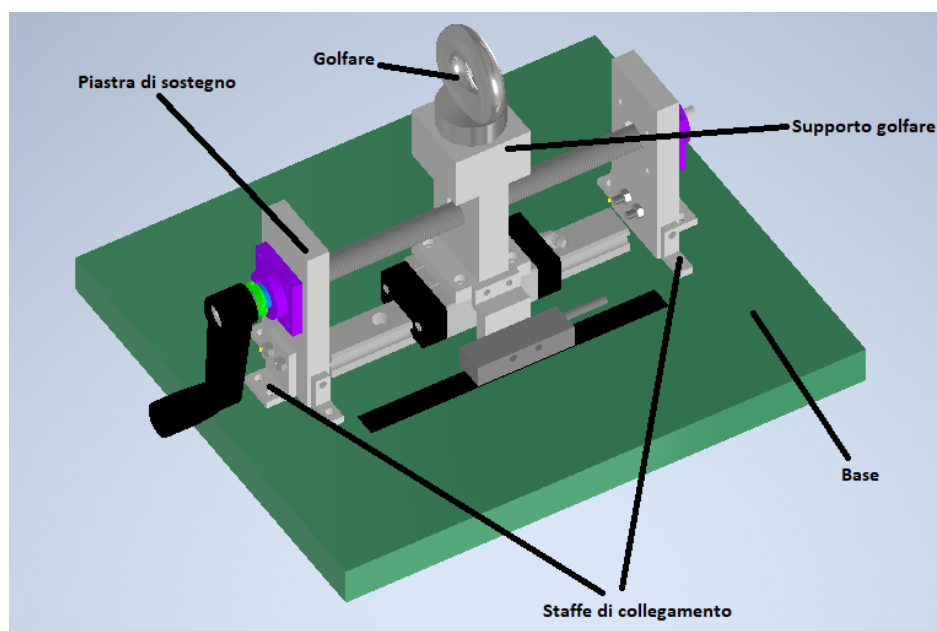


Figura 5.1: Rappresentazione 3D del sistema di collegamento tra manipolatore e carro ponte



La base, rappresentata in figura 5.2, ha una lunghezza pari a 350 mm, una larghezza pari a 300 mm e uno spessore pari a 25 mm. Al centro della base sono presenti 3 fori filettati ciechi di diametro pari a 7 mm, distanti 60 mm l'uno dall'altro. Questi fori permetteranno il collegamento tra la base e la guida lineare. Alla distanza di 37,02 mm e di 57,52 mm dal lato minore sono presenti rispettivamente:

- 2 fori passanti di diametro pari a 5,5 mm distanti tra loro 14 mm;
- 2 fori ciechi di diametro pari a 5,5 mm distanti tra loro 76 mm.

Questi 4 fori permetteranno il collegamento tra piastre di sostegno e base.

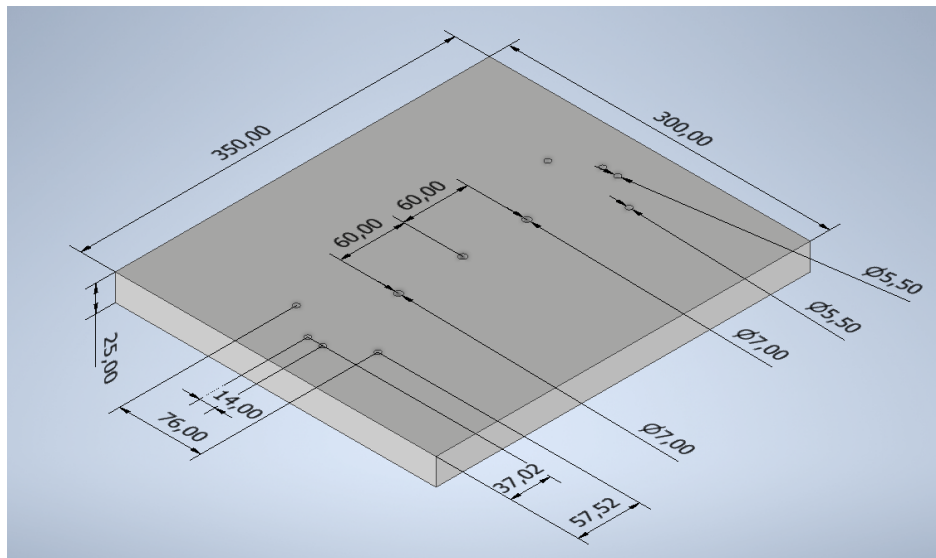


Figura 5.2: Rappresentazione 3D della base

Le piastre di sostegno hanno una lunghezza pari a 120 mm, uno spessore pari a 15 mm e una larghezza pari a 100 mm. Sulla superficie delle piastre sono presenti:

- un foro passante di diametro pari a 20 mm e distante dalla base 78 mm, che ospiterà la vite a ricircolo di sfere;
- 4 fori ciechi di diametro pari a 4,5 mm disposti ai vertici di un quadrato di lato 30 mm, che permetteranno il collegamento con la flangia della vite a ricircolo di sfere ;
- 2 fori ciechi filettati (M5) distanti tra loro 14 mm e posti ad un'altezza dalla base pari a 25 mm;
- 2 fori filettati (M5) ciechi, posti lateralmente, ad un'altezza pari a 20 mm.

In figura 5.3 si riporta la rappresentazione 3D di una delle due piastre di sostegno.



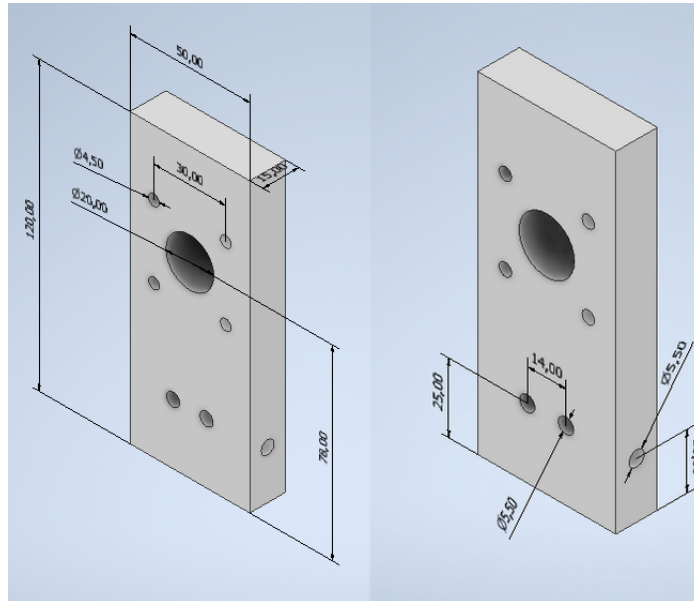


Figura 5.3: Piastre di sostegno

Gli ultimi 4 fori descritti permetteranno il collegamento tra la base e le piastre di sostegno tramite 3 staffe: due laterali ed una centrale.

Le staffe a forma di L sono caratterizzate:

- nel caso della staffa laterale rappresentata in figura 5.4 a sinistra, da un'altezza pari a 25 mm, una larghezza pari a 20 mm e uno spessore di 10 mm. La sezione ha uno spessore di 5 mm e sono, inoltre, presenti 2 fori passanti del diametro di 4,5 mm che si accoppiano a quelli sulla base e sulla piastra di sostegno;
- nel caso della staffa centrale rappresentata in figura 5.4 a destra, da un'altezza pari a 35 mm, una larghezza pari a 20 mm e uno spessore di 25 mm. La sezione ha uno spessore di 5 mm e sono, inoltre, presenti 2 coppie di fori passanti del diametro di 4,5 mm, distanti tra loro 14 mm, che si accoppiano a quelli sulla base e sulla piastra di sostegno.

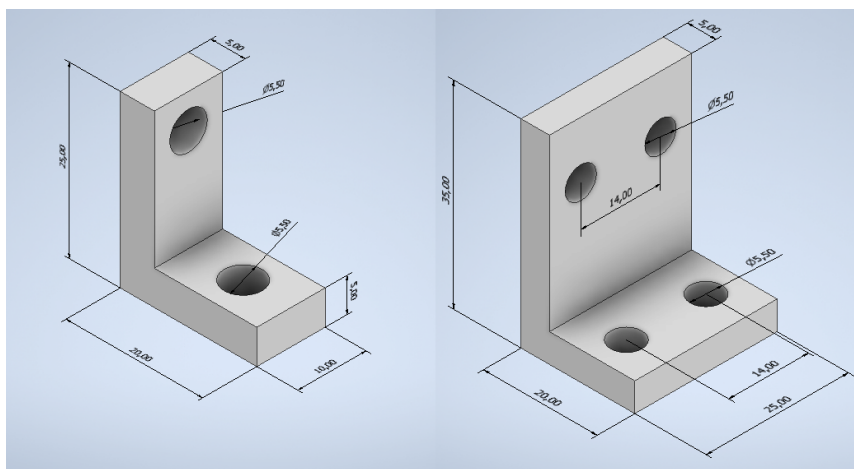


Figura 5.4: Rappresentazione 3D delle staffe di collegamento tra base e piastra di sostegno.

Per la scelta del golfare è stato valutato il peso complessivo della struttura, circa pari a 400 kg. La scelta è ricaduta su un golfare M20 con portata pari a 830 kg.

Il supporto, che ospiterà il golfare, ha una lunghezza pari a 115 mm, una larghezza di 50 mm e uno spessore di 50 mm. Sulla sommità della struttura è presente un foro cieco filettato (M20) mentre sulla base sono presenti 4 fori passanti lamati di diametro minore pari a 4,5 mm e diametro maggiore di 8 mm, che ospitano le viti per il collegamento del supporto alla guida lineare.

Sulla parte centrale del supporto sono presenti:

- un foro centrale di diametro pari a 20 mm posto a 45 mm dalla base, in cui sarà posizionata la vite a ricircolo di sfere;
- 4 fori filettati ciechi di diametro pari a 4,5 mm posti ai vertici di un rettangolo di lato maggiore pari a 34,64 mm e di lato minore pari a 20 mm; questi permetteranno il collegamento tra la chiocciola della vite e il supporto del golfare;
- due fori filettati, posti lateralmente, di diametro pari a 4,5 mm posti ad un'altezza di 5 mm dalla base e distanti tra loro 15 mm, che permetteranno il collegamento tra encoder e supporto del golfare.

Nella figura 5.5 sono rappresentate due viste 3D del supporto del golfare con le quote principali.

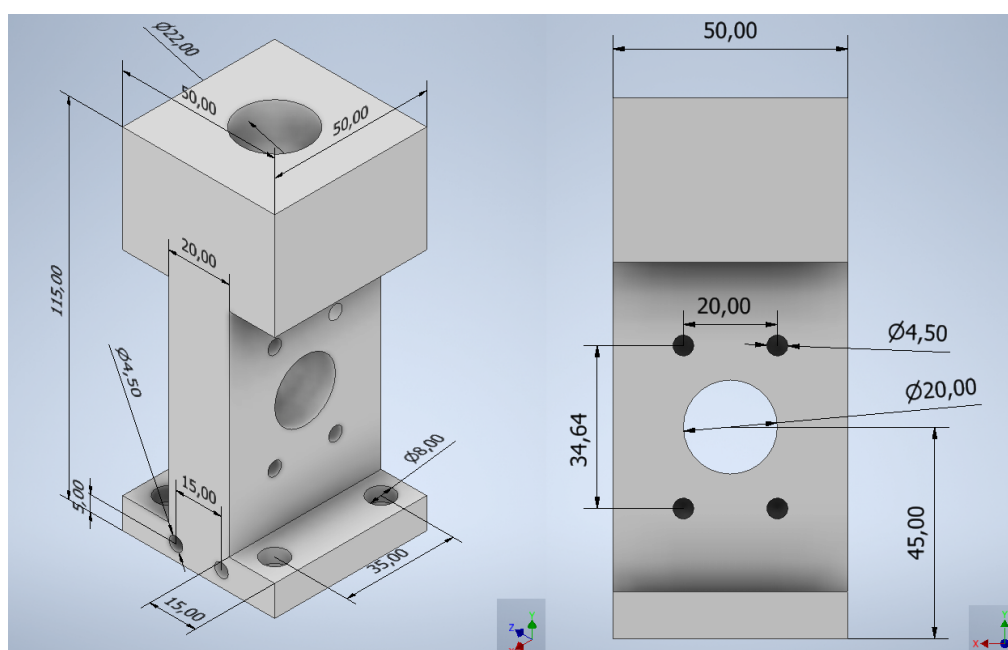


Figura 5.5: Rappresentazione 3D del supporto del golfare

Infine, viene riportato in figura 5.6 una rappresentazione in 3D del golfare M20 scelto.

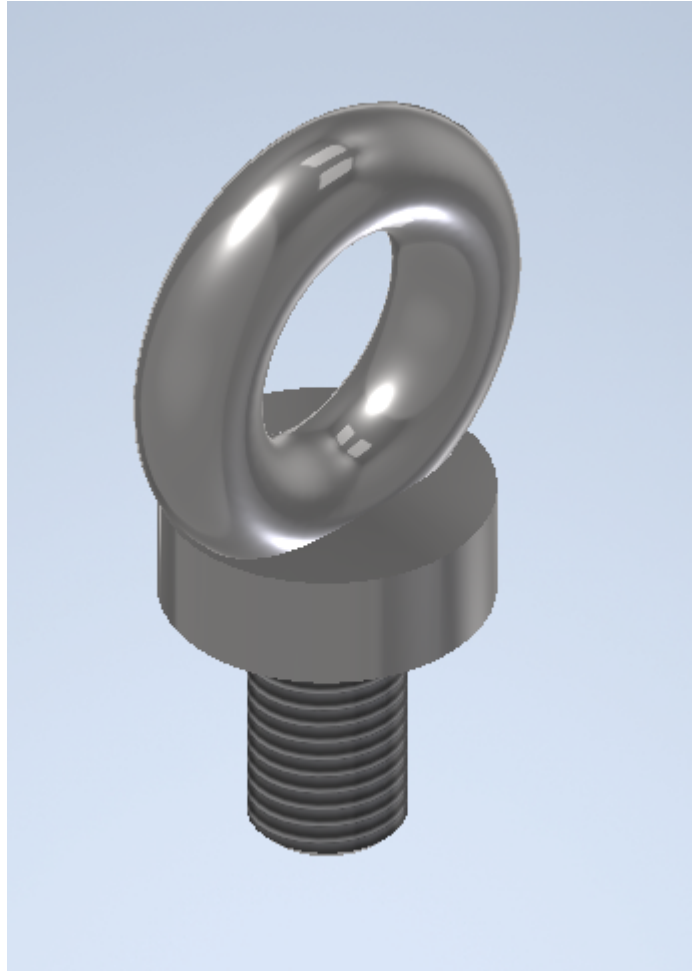


Figura 5.6: Rappresentazione 3D del golfare

## 5.2 Descrizione sistema di regolazione

La struttura di regolazione, rappresentata in figura 5.7, permette la regolazione della posizione del golfare in modo da evitare i momenti ribaltanti causati dal disallineamento tra baricentro e punto di collegamento manipolatore-carroponte.

Essa è formata da:

- una guida lineare che permette la traslazione del golfare e del suo supporto;
- una vite a ricircolo di sfere che permette la regolazione della posizione del golfare;
- un encoder lineare.

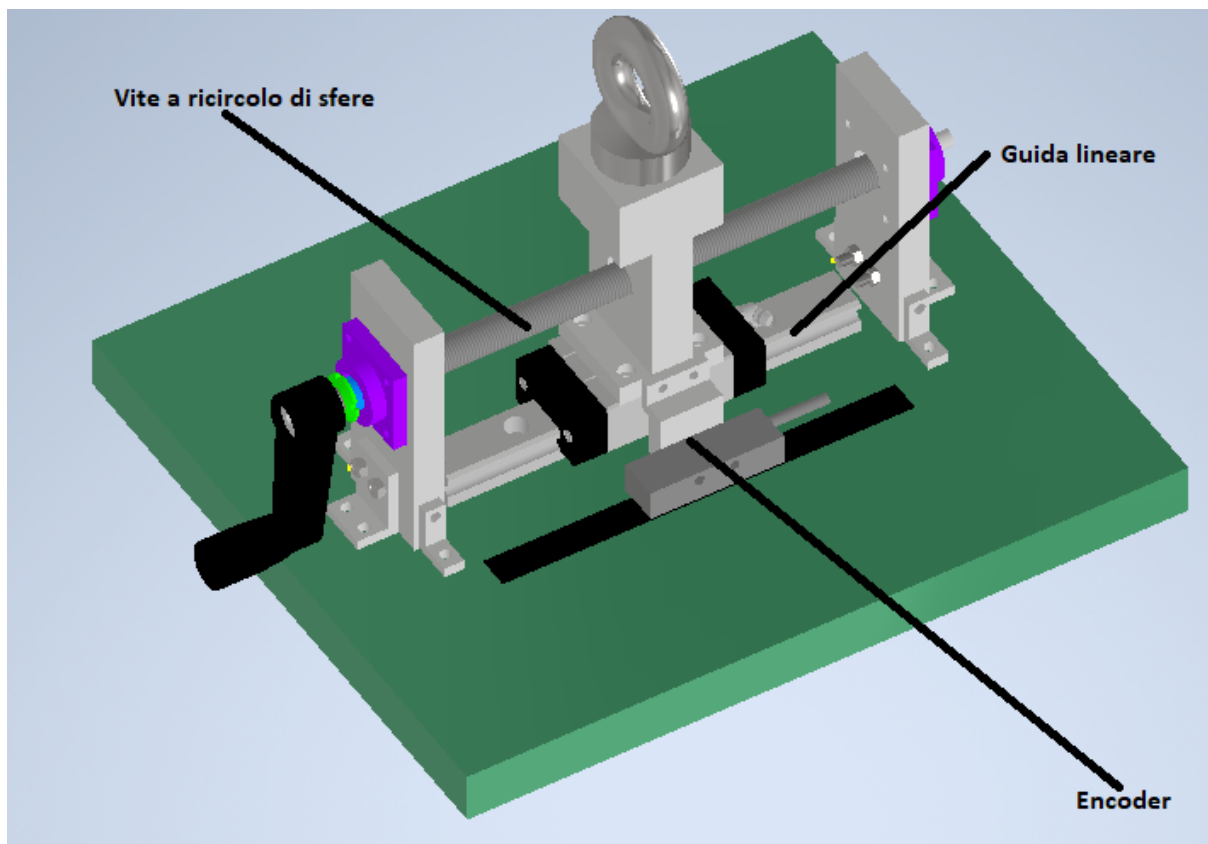


Figura 5.7: Rappresentazione 3D del sistema di regolazione

## 5.3 Guida lineare

La guida lineare, equipaggiata nel sistema di collegamento tra manipolatore e carro ponte, è una SXRL-MX33-200 scelta dal catalogo della MISUMI. Si è deciso di equipaggiare questa guida lineare poiché possiede un carico statico pari a 34,5 kN ed un carico dinamico pari a 20,2 kN, in grado di resistere alle forze che vengono applicate durante i processi. La guida è formata da un pattino (o carrello) e da una guida profilata.

Il pattino, rappresentato in figura 5.8, ha una lunghezza pari a 92,6 mm, una larghezza pari a 46,9 mm e uno spessore pari a 25 mm. Sulla parte superiore del pattino sono presenti 4 fori filettati M6 posti ai vertici di un quadrato di lato pari a 35 mm che permettono il collegamento tra sostegno del golfare al pattino. Sulla parte inferiore del pattino è riportato un profilo che si accoppia perfettamente alla sezione della guida (riportato a destra nella figura 5.8).

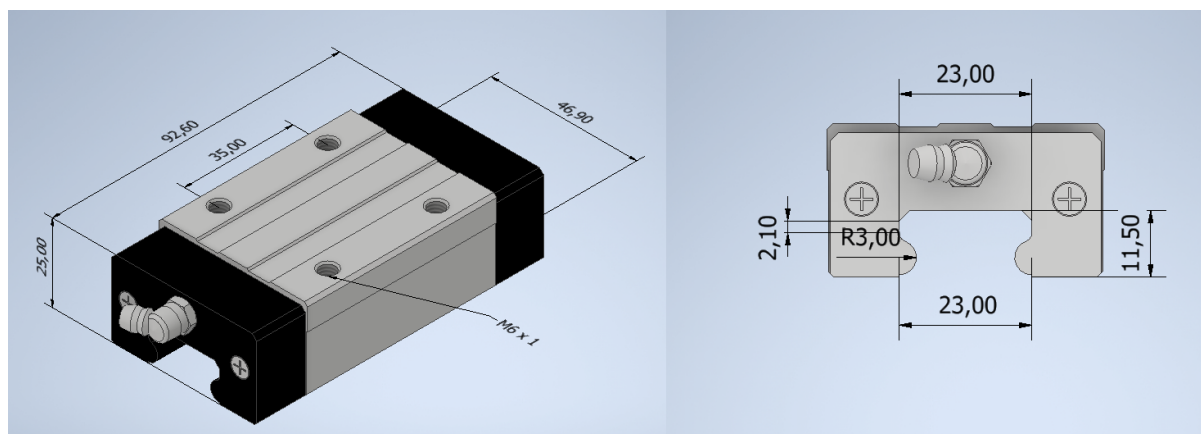


Figura 5.8: Rappresentazione 3D del pattino

La guida, che viene rappresentata in figura 5.9, ha una lunghezza pari a 200 mm, una larghezza pari a 23 mm e uno spessore di 18 mm. Su di essa sono presenti 3 fori lamati di diametro pari a 7 mm posti ad una distanza di 40 mm dai bordi e di 60 mm tra loro. I fori permettono il collegamento della guida lineare alla base del sistema di collegamento tra manipolatore e carro ponte.

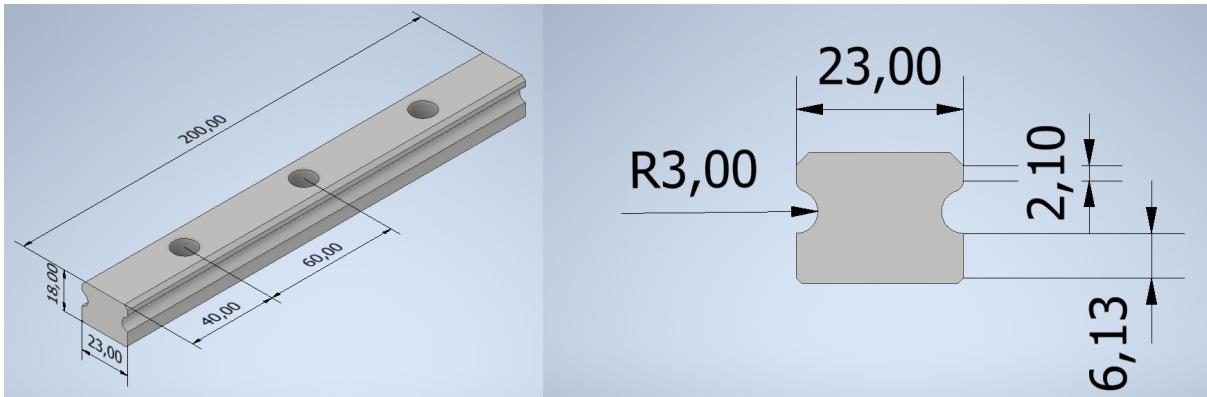


Figura 5.9: Rappresentazione 3D della guida

In figura 5.10 si rappresentano la sezione della guida a destra e la sezione del pattino a sinistra.

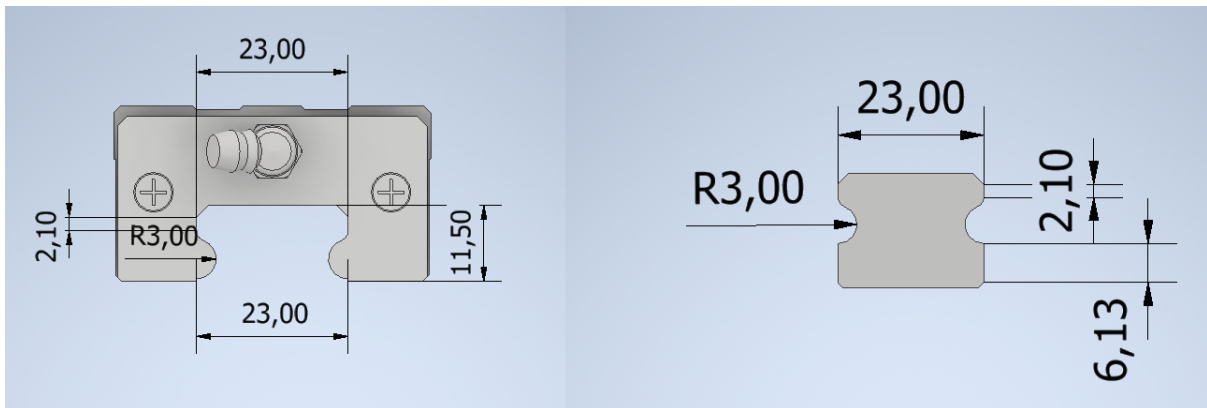


Figura 5.10: Rappresentazione 3D della sezione del pattino e della sezione della guida

Come fine corsa della guida lineare si sono sfruttati gli accoppiamenti bullonati per sorreggere le piastre. Queste viti, infatti, se scelte di una lunghezza uguale o superiore a 25 mm, possono bloccare l'uscita del pattino dalla guida.

Come sistema di bloccaggio sono stati utilizzati due dadi posti alle estremità della vite a ricircolo sfere che, dopo aver regolato e posizionato il golfare, si possono serrare tra chiocciola e supporto del golfare, impedendo il movimento.

Tutto il sistema con i finecorsa e i dadi di serraggio sono mostrati in figura 5.11.

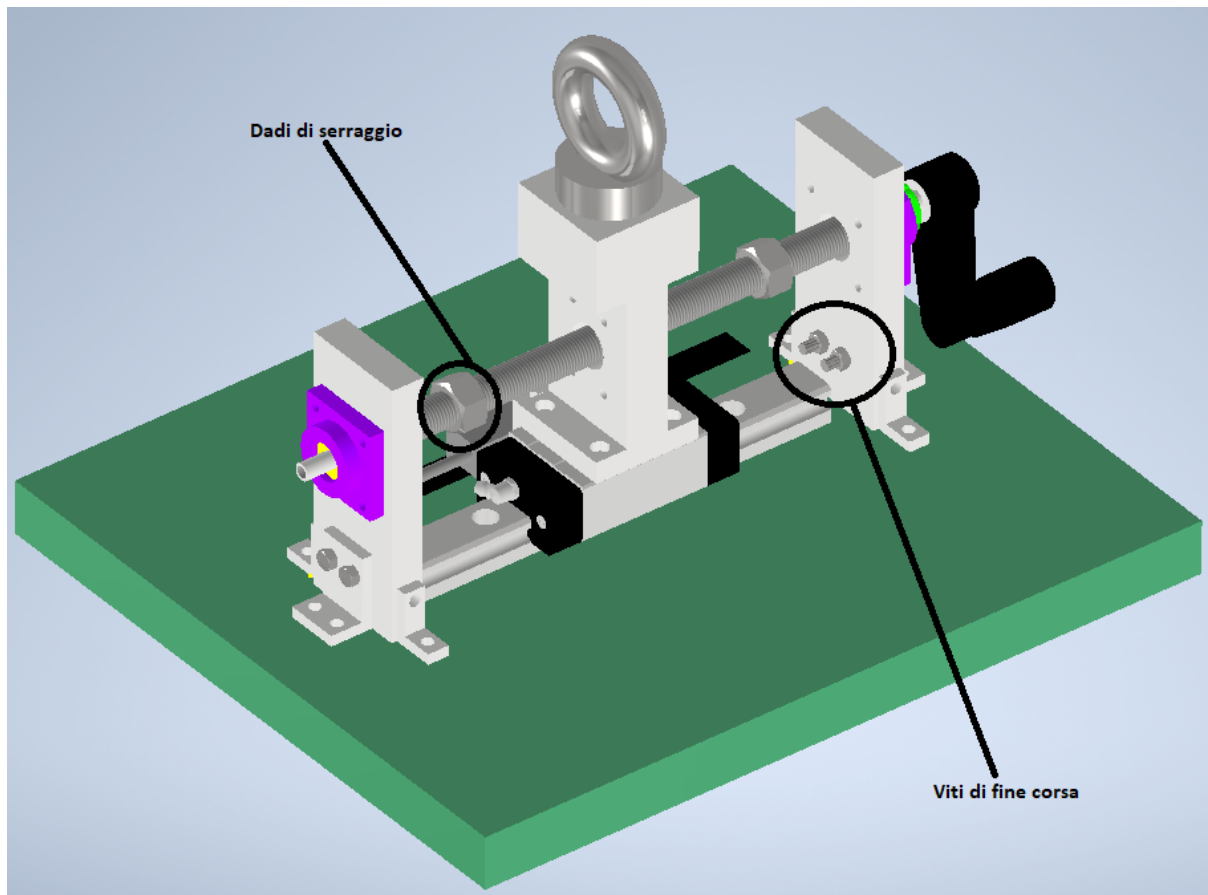


Figura 5.11: Rappresentazione complessiva



## 5.4 Vite a ricircolo di sfere

La funzione della vite a ricircolo di sfere è quella di regolare la posizione del golfare tramite una manovella posta all'estremità della vite. La vite (FBSSRES1505) a ricircolo di sfere, rappresentata in figura 5.12, è composta da:

- una vite;
- una chiocciola;
- una manovella.

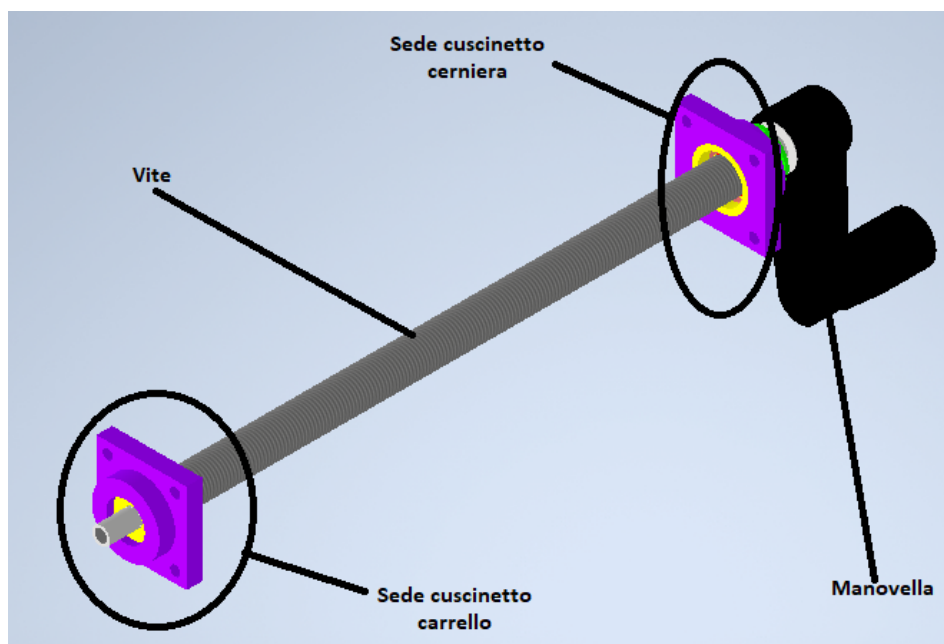


Figura 5.12: Disegno 3D complessivo della vite a ricircolo di sfere

La vite è rappresentata in figura 5.13 ed ha una lunghezza pari a 320 mm di cui:

- la parte centrale è filettata (M 15), ha un passo pari a 1,5 mm e una lunghezza di 258 mm;
- l'estremità che ospiterà il cuscinetto carrello ha una lunghezza di 22 mm;
- l'estremità che ospiterà il cuscinetto cerniera ha una lunghezza complessiva di 40 mm.

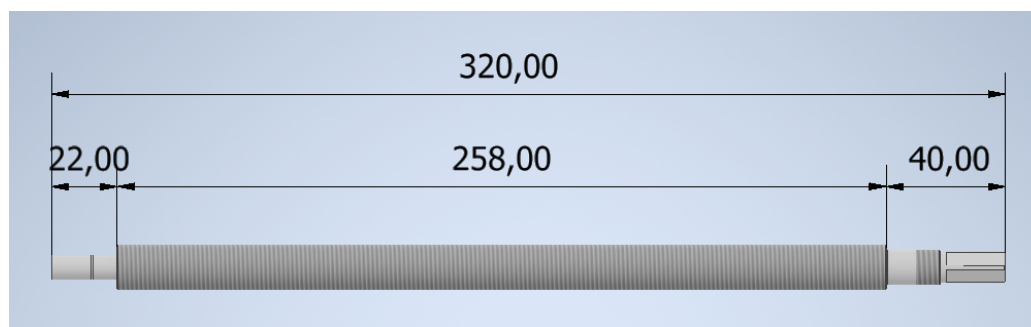


Figura 5.13: Rappresentazione 3D della vite



L'estremità che ospiterà il cuscinetto carrello, di cui viene riportata una rappresentazione in figura 5.14, è caratterizzato da:

- un tratto di lunghezza pari a 8 mm con un diametro di 8 mm, che è la sede dove alloggerà il cuscinetto;
- una cava per un anello seeger con una lunghezza pari a 0,5 mm e una profondità pari a 0,2 mm;
- un tratto con un diametro costante di 8 mm di lunghezza pari a 13,10 mm;
- un foro filettato M5 di lunghezza pari a 10 mm posto all'apice.

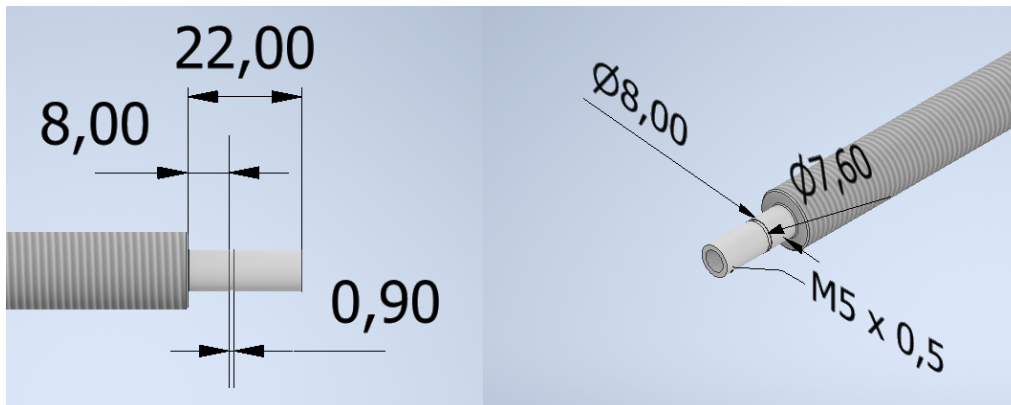


Figura 5.14: Rappresentazione 3D dell'estremità che ospita il cuscinetto carrello

L'estremità opposta ospiterà il cuscinetto cerniera ed è caratterizzato da:

- un tratto di lunghezza pari a 8 mm con diametro pari a 12 mm, che è la sede dove alloggia il cuscinetto;
- un tratto di lunghezza pari a 10 mm, con diametro 12 mm e filettato (M12);
- un tratto di lunghezza 2 mm e con diametro pari a 10 mm;
- un tratto di lunghezza pari a 20 mm e con una sezione quadrata di lato 8 mm;
- all'apice è presente un foro filettato M5 con lunghezza pari a 10 mm.

In figura 5.15 è rappresentato un modello 3D dell'estremità che ospiterà il cuscinetto cerniera.

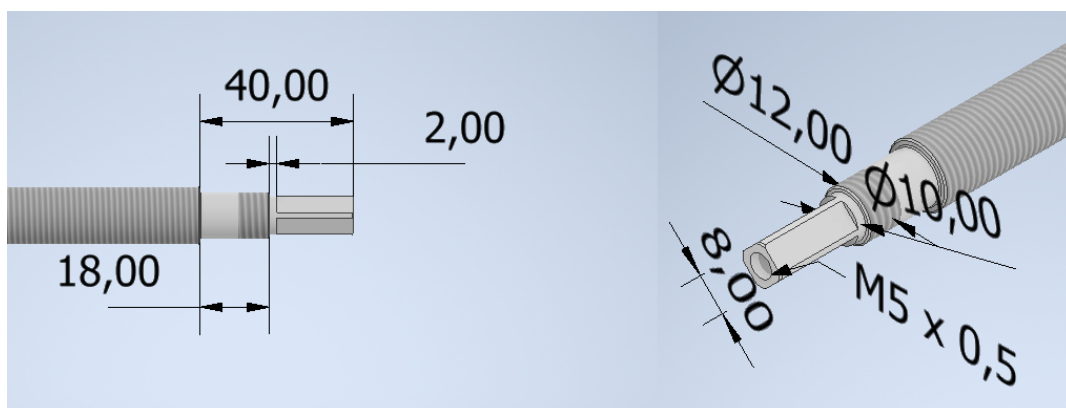


Figura 5.15: Rappresentazione 3D dell'estremità che ospita il cuscinetto cerniera

La chiocciola ha una lunghezza complessiva di 35 mm e presenta un foro centrale di 15mm in cui inserire la vite. La zona posteriore è a forma cilindrica con diametro di base pari a 30 mm ed un'altezza pari a 27 mm. La zona frontale presenta uno spessore di 8 mm, una lunghezza pari a 50 mm e una larghezza pari a 30 mm. Su questa zona sono presenti 4 fori passanti di diametro pari a 4,5 mm posti su una circonferenza di 20 mm e con un angolo di 30 ° rispetto l'asse rappresentato in nero nella figura 5.16.

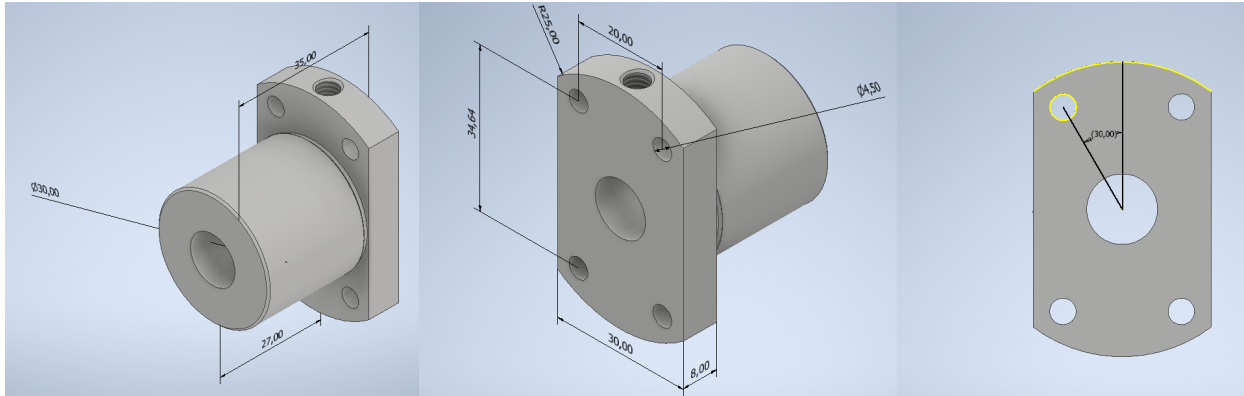
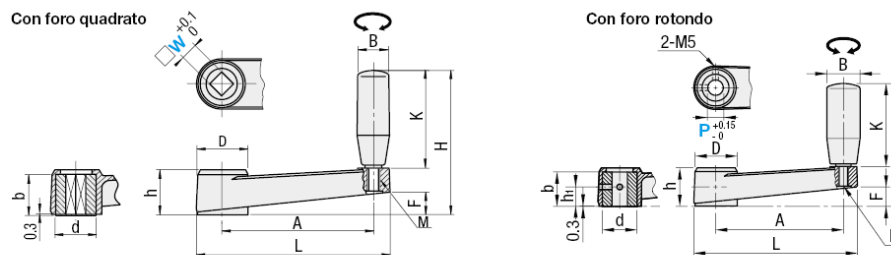


Figura 5.16: Rappresentazione 3D della chiocciola

La manovella equipaggiata alla vite a ricircolo di sfere è fabbricata dalla MISUMI. Questo modello (MBCH-8) è caratterizzato da un foro passante a sezione quadrata di diametro 8 mm. In figura 5.17 si rappresenta un estratto del catalogo che è stato consultato. La manovella è tenuta in sede tramite una vite con una rondella posta all'apice della vite a ricircolo di sfere, in cui è presente un foro filettato M6.



Tipo		Mozzo		Corpo principale, maniglia	Vite	Filettatura maniglia	
Foro quadrato	Foro rotondo	M Materiale	S Trattamento superficie	M Materiale	M Materiale	M Materiale	S Trattamento superficie
MBCH	MBCR	EN 1.0038 Equiv.	Ossido nero	Nylon rinforzato (Con fibra di vetro)	Ottone (Inserto)	EN 1.0038 Equiv.	Cromatura trivalente
MBCHS	-	EN 1.4301 Equiv.	-				

**Specifiche**

Codice componente

SSCH10

MBCH10

NSCH8

Codice componente		Dimensioni (mm)											Massa di riferimento (g)	Prezzo unitario			
Tipo	W	P	L	A	H	h	D	K	F	M	B	d		b	h1	Foro quadrato	Foro rotondo
															MBCH	MBCHS	MBCR
Foro quadrato	8	8	85.5	64.5	63	23	24.5	40	10	6	22	18	19	10	76		
MBCH (Inserto: Acciaio)	10	10	105	80	78	28	27.5	50	13.5		22	22	22	11.5	102		
MBCHS (Inserto: Acciaio inox)	12	12	128	100	94.5	30	31	64.5	14.5		27	27	27	14.5	184		
Foro rotondo	14	-	161.5	130.5	114.5	35	36.2	79.5	19	8	28	30	30	-	259		
MBCR (Inserto: Acciaio)	17	-	196	161	128.5	40	40.5	88.5	22	10	34	34	34	-	369		

Figura 5.17: Estratto del catalogo della MISUMI

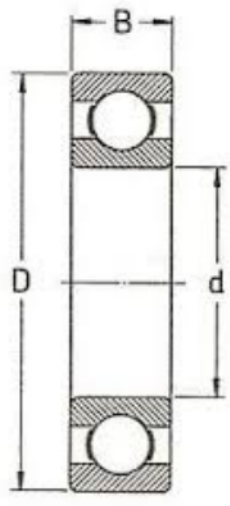
## 5.4.1 Scelta cuscinetto

Alla vite a ricircolo di sfere si equipaggiano due cuscinetti a sfere SKF: un 61901 (cerniera) e un 628-2Z (carrello). Questi cuscinetti sono stati scelti in virtù dei diametri e delle lunghezze delle sedi.

Il cuscinetto 628-2Z possiede:

- un diametro interno ( $d$ ) pari a 8 mm;
- un diametro esterno ( $D$ ) pari a 24 mm;
- una larghezza ( $B$ ) pari a 8 mm;
- un coefficiente di carico statico ( $C_0$ ) pari a 1,66 kN;
- un coefficiente di carico dinamico ( $C$ ) pari a 3,9 kN;
- un limite di fatica ( $P_u$ ) pari a 0,07 kN.

In figura 5.18 è rappresentato un estratto del catalogo SKF da cui sono stato ricavati questi valori.



Dimensioni principali			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativi
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di refe- renza	Velocità limite		
mm			kN		kN	giri/l'	kg		
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,54	0,18	0,007	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11	4	0,715	0,232	0,010	130 000	80 000	0,0017	619/4
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634
5	11	3	0,637	0,255	0,011	120 000	75 000	0,0012	618/5
	13	4	0,884	0,34	0,014	110 000	67 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0050	* 625
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0090	* 635
6	13	3,5	0,884	0,345	0,015	110 000	67 000	0,0020	618/6
	15	5	1,24	0,475	0,02	100 000	63 000	0,0039	619/6
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0084	* 626
7	14	3,5	0,956	0,4	0,017	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17	5	1,48	0,56	0,024	90 000	56 000	0,0049	619/7
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0075	* 607
	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,013	* 627
8	16	4	1,33	0,57	0,024	90 000	56 000	0,0030	618/8
	19	5	1,9	0,735	0,031	80 000	50 000	0,0071	619/8
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	* 608
	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,017	* 628

Figura 5.18: Estratto del catalogo SKF

Il cuscinetto 61901 possiede:

- un diametro interno ( $d$ ) pari a 12 mm;
- un diametro esterno ( $D$ ) pari a 24 mm;
- una larghezza ( $B$ ) pari a 6 mm;
- un coefficiente di carico statico ( $C_0$ ) pari a 0,98 kN;
- un coefficiente di carico dinamico ( $C$ ) pari a 2,25 kN;
- un limite di fatica ( $P_u$ ) pari a 0,04 kN.

In figura 5.19 è rappresentato un estratto del catalogo SKF da cui sono stato ricavati questi valori.

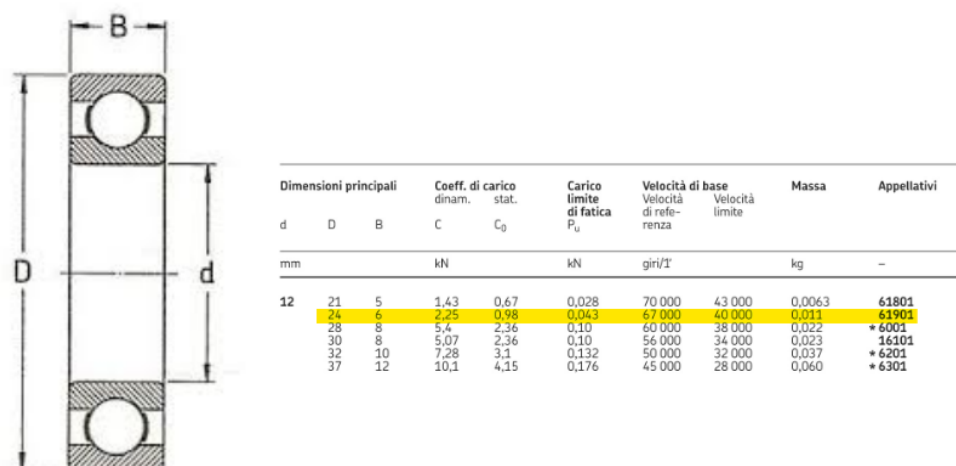


Figura 5.19: Estratto del catalogo SKF

Il passaggio successivo è quello di valutare quali sono i carichi dinamici a cui sarà soggetto il cuscinetto. Per calcolare le forze applicate ai cuscinetti, si schematizza la vite a ricircolo di sfere come un albero in cui ai lati vengono posizionati un carrello (a sinistra nella figura 5.20) e una cerniera (a destra nella figura 5.20). L'unica forza applicata all'albero (vite) è la somma della forza peso della chiocciola (5 N) e la forza peso della stessa vite (10 N). Sommando le due forze peso, si ottiene che la forza applicata sull'albero è circa pari a 15 N, rappresentata in rosso nella figura 5.20.

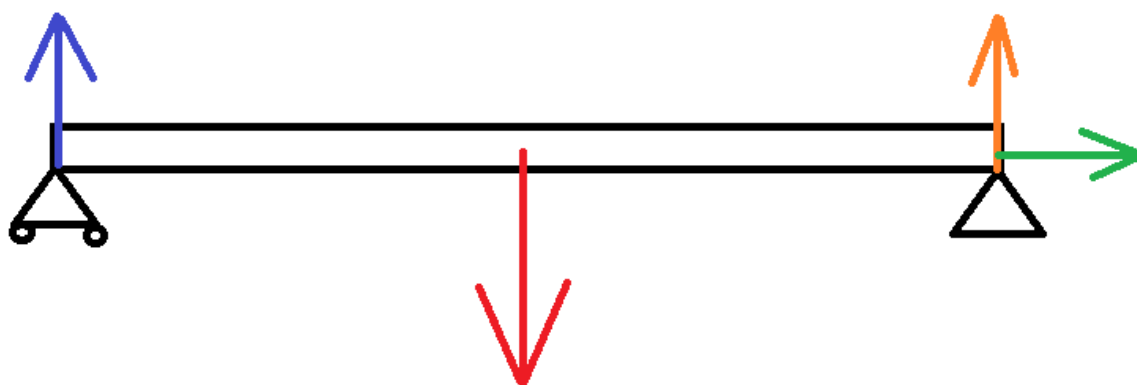


Figura 5.20: Rappresentazione schematica dell'albero

Per calcolare le reazioni vincolari si considera che il componente è in equilibrio. Quindi si deduce:

$$F_{cer \rightarrow} = 0 \text{ N}$$

$$F_{cer \uparrow} + F_{car \uparrow} = 15 \text{ N}$$

$$F_{cer \uparrow} \cdot \frac{l}{2} = F_{car \uparrow} \cdot \frac{l}{2}$$

in cui:

- $F_{cer \rightarrow}$  è la forza orizzontale generata dalla cerniera e rappresentata in verde in figura 5.20;
- $F_{cer \uparrow}$  è la forza verticale generata dalla cerniera ed è rappresentata in arancione;
- $F_{car \uparrow}$  è la forza verticale generata dal carrello ed è rappresentata in blu;
- $l$  è la distanza tra il carrello e la cerniera.

Si ottiene che le forze a cui sono soggetti i cuscinetti sono solo radiali e pari a 7,5 N. Dalla formula seguente si ricava il carico dinamico equivalente dei cuscinetti:

$$P = F_r$$

L'ultimo passaggio da svolgere è la valutazione della durata dei cuscinetti:

$$L_{10M} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

in cui:

- $a_1$  è pari a 0,15;
- $a_{SKF}$  è un fattore correttivo della durata SKF;
- $C$  è il carico dinamico massimo del cuscinetto ottenuto da catalogo;
- $P$  è il carico dinamico che si ha sui cuscinetti.

Il procedimento di calcolo del fattore SKF è analogo al precedente svolto nel capitolo 4.4.1 e, pertanto si riportano solo i risultati.

Si ottiene un rapporto  $k$  pari a 0,15 con una viscosità minima pari a  $750 \frac{m^2}{kg}$  e una viscosità alla temperatura di funzionamento è pari a  $110 \frac{m^2}{kg}$  (lubrificante ISO 68). Si riporta in figura 5.21 il grafico per ottenere il valore delle viscosità minima (sinistra) e alla temperatura di funzionamento (destra).

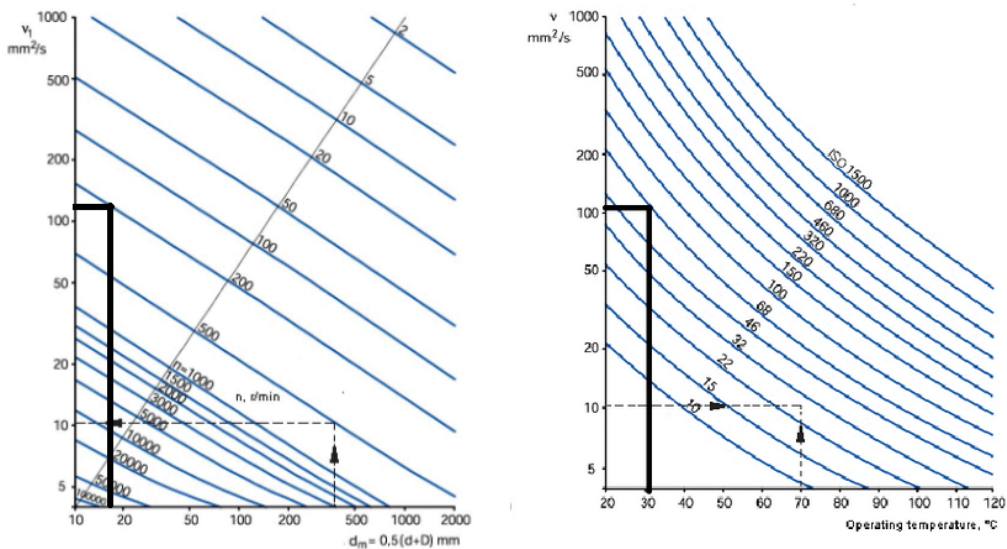


Figura 5.21: Grafico per ricavare della viscosità minima per il funzionamento, a sinistra, e grafico per ricavare la viscosità alla temperatura di funzionamento, a destra

Ottenuto il fattore  $k$ , si valuta il fattore SKF tramite il grafico riportato in figura 5.22, (rosso 628-2Z, nero 61901).

Si ottiene che i fattori SKF sono pari a 0,1 ed utilizzando la formula riportata sopra per il calcolo delle durate dei cuscinetti si ottengono due durate pari a:

- 239203 milioni di cicli per il cuscinetto 61901;
- 1245669 milioni di cicli per il cuscinetto 628-2Z.

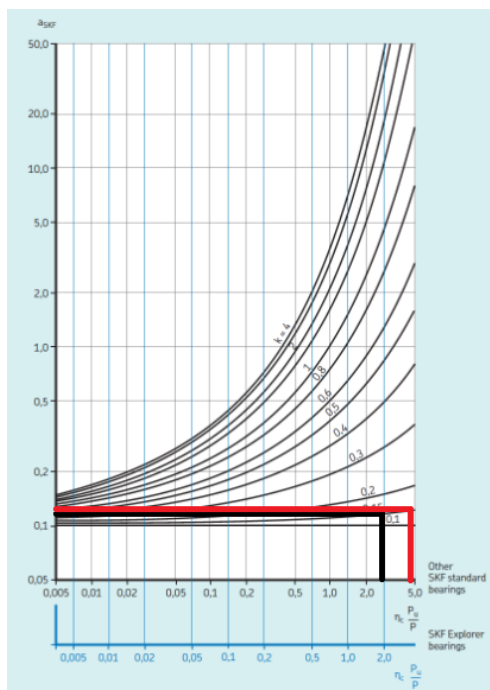


Figura 5.22: Grafico per ricavare i fattori correttivi della durata SKF

## 5.4.2 Montaggio cuscinetto

L'ultimo punto da analizzare per il cuscinetto è il processo di montaggio.

Il primo cuscinetto in analisi è il cuscinetto carrello, il quale è bloccato assialmente solo ad un'estremità. In figura 5.23 è rappresentato il complessivo della sede del cuscinetto dopo il montaggio.

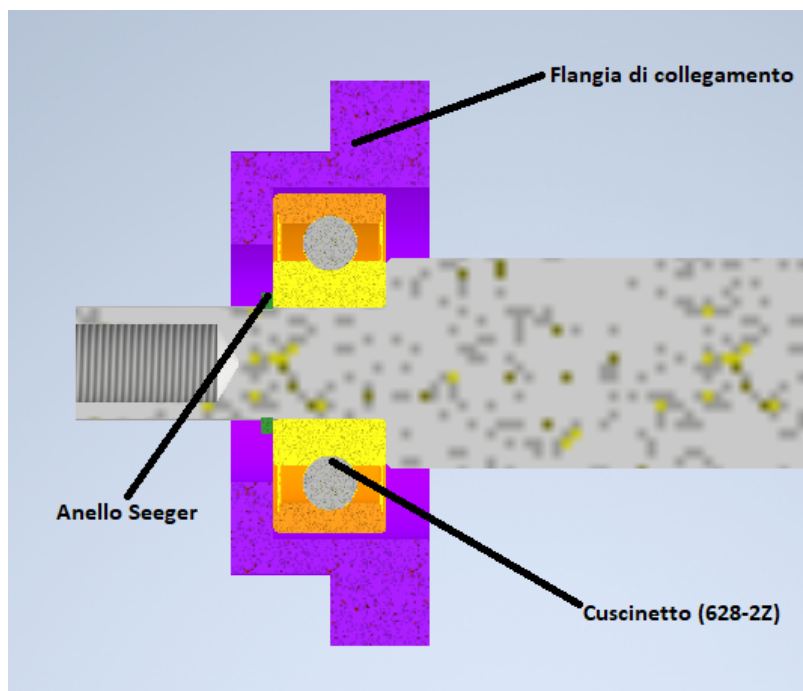


Figura 5.23: Sezione della sede del cuscinetto carrello

Il complessivo del cuscinetto si compone di:

- flangia di collegamento, rappresentata in viola;
- anello seeger, rappresentato in verde.

La flangia garantisce il sostegno del cuscinetto e della vite. Essa è fissata alla piastra laterale tramite 4 accoppiamenti bullonati. La flangia, rappresentata in figura 5.24, è a base quadrata con un lato pari a 40 mm e uno spessore pari a 7 mm. Su di essa sono posizionati 4 fori passanti ai vertici di un quadrato con lato 30 mm di diametro pari a 4,5 mm, che ospiteranno le viti di collegamento. Al di sopra della flangia è presente un rilievo a forma cilindrica di diametro pari a 30 mm e un'altezza pari a 7 mm. Guardando la sezione riportata a destra in figura 5.24, si nota la presenza:

- un foro di diametro pari a 25 mm con una lunghezza di 11 mm;
- un foro di diametro pari a 7 mm con una lunghezza di 3 mm.



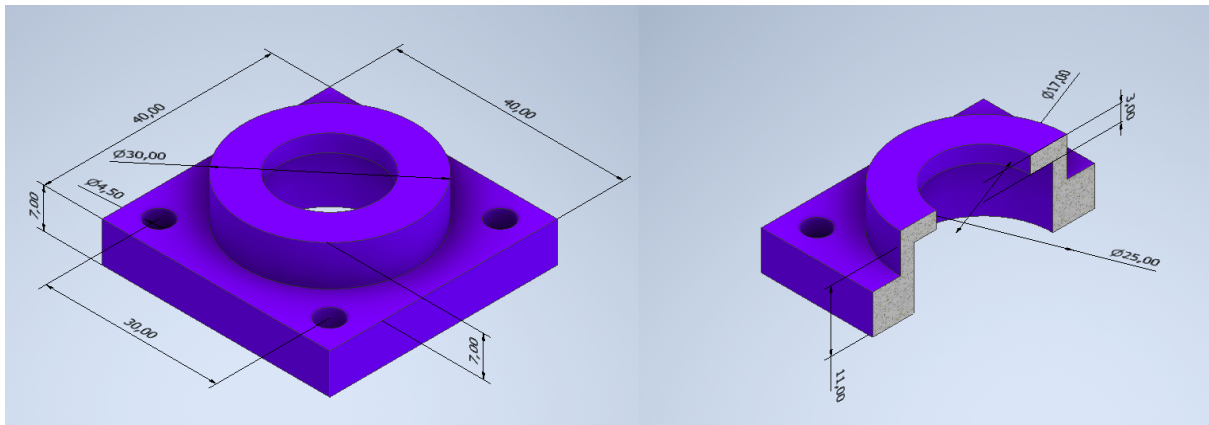


Figura 5.24: Rappresentazione 3D e sezione della flangia

Il montaggio del cuscinetto avviene in 3 fasi:

- Fase 1: si inserisce il cuscinetto all'interno della flangia;
- Fase 2: dopo aver posizionato la vite a ricircolo di sfere all'interno dei fori delle piastre, si inserisce il sistema cuscinetto-flangia;
- Fase 3: si monta l'anello seeger.

In figura 5.25 sono riportati graficamente tutti i passaggi per il montaggio

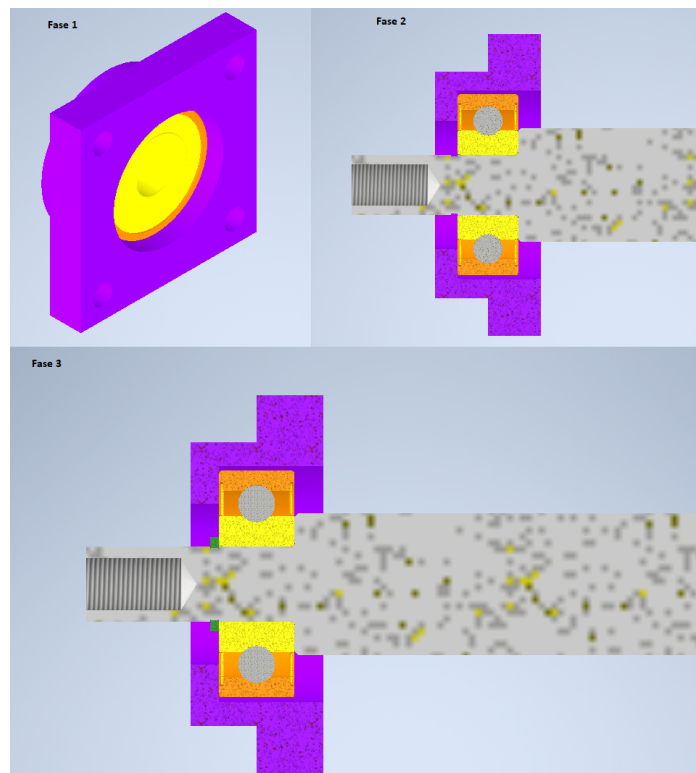


Figura 5.25: Rappresentazione della fasi di montaggio



Il secondo cuscinetto in analisi è il cuscinetto cerniera, che è bloccato assialmente da entrambe le estremità. In figura 5.26 si riporta un complessivo della sede del cuscinetto composto da:

- una ghiera filettata, rappresentata in verde;
- un distanziale, rappresentato in azzurro;
- un distanziale, rappresentato in giallo;
- una flangia di collegamento, rappresentata in viola;
- la manovella, rappresentata in nero.

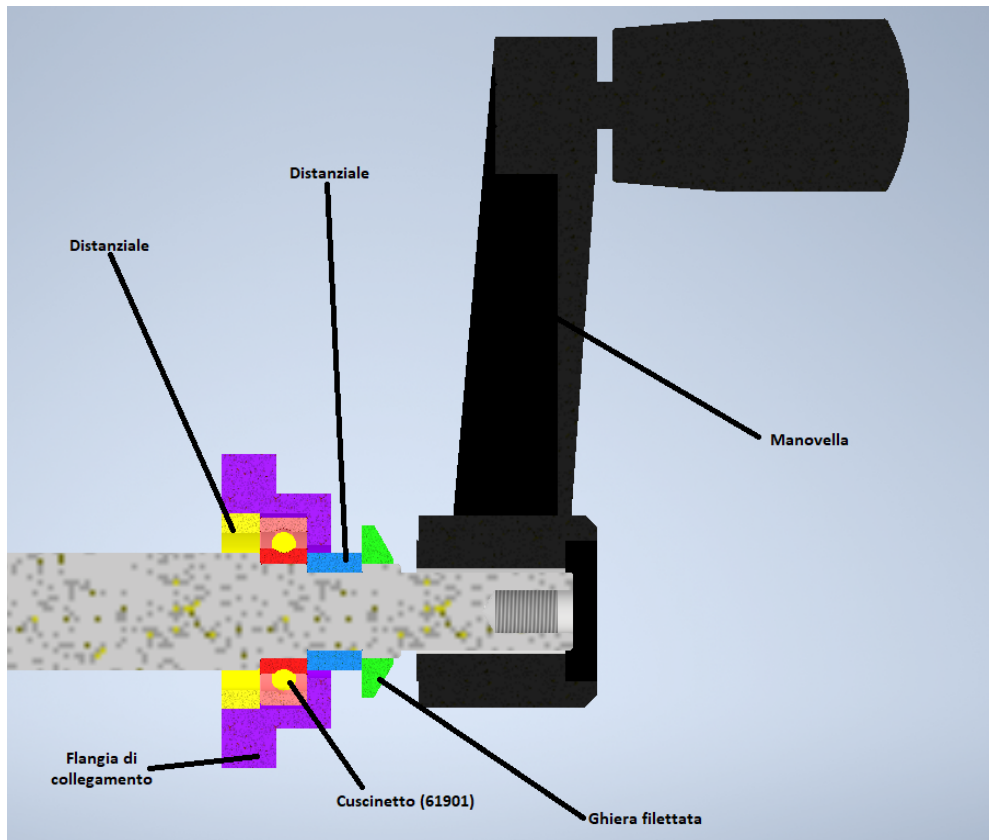


Figura 5.26: Sezione della sede della cerniera

La flangia è identica a quella descritta precedentemente ed è collegata alla piastra laterale tramite 4 accoppiamenti bullonati (si veda figura 5.24).

Il primo distanziale, rappresentato in giallo, ha un diametro interno pari a 20 mm, un diametro esterno pari a 25 mm e un'altezza pari a 5 mm. Il secondo, rappresentato in blu, ha un diametro interno pari a 10 mm, un diametro esterno pari a 15 mm e un'altezza pari a 7 mm.

In figura 5.27 vengono rappresentati, a sinistra, il primo distanziale (in giallo) e, a destra, il secondo distanziale (in blu).

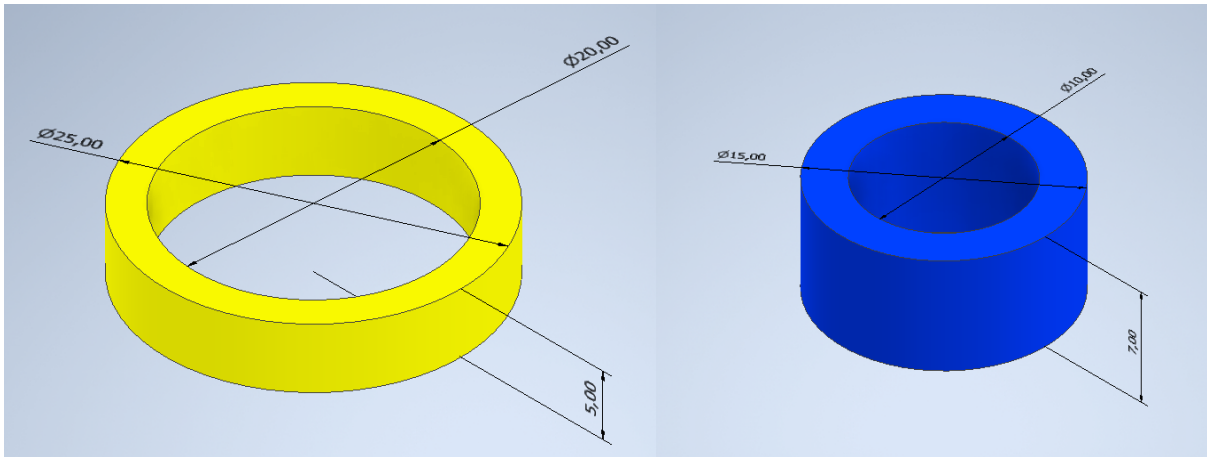


Figura 5.27: rappresentazione 3D dei distanziali

La ghiera filettata è fatta in acciaio ed ha un foro centrale di 12 mm. Si tratta di una ghiera KM 1 della Galdini.

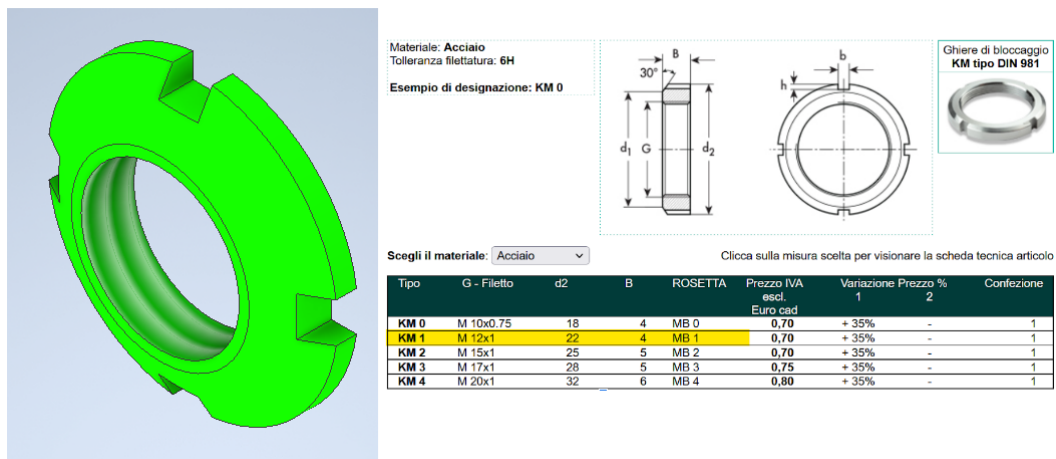


Figura 5.28: Rappresentazione 3D della ghiera ed estratto del catalogo

Il montaggio del cuscinetto avviene in 4 fasi:

- Fase 1: dopo aver posizionato la vite a ricircolo di sfere all'interno dei fori delle piastre, si inserisce il distanziale (giallo);
- Fase 2: si inserisce il cuscinetto all'interno della flangia;
- Fase 3: si inserisce il sistema cuscinetto-flangia all'interno sulla vite;
- Fase 4: si inserisce il distanziale (blu);
- Fase 5: si avvita la ghiera filettata.

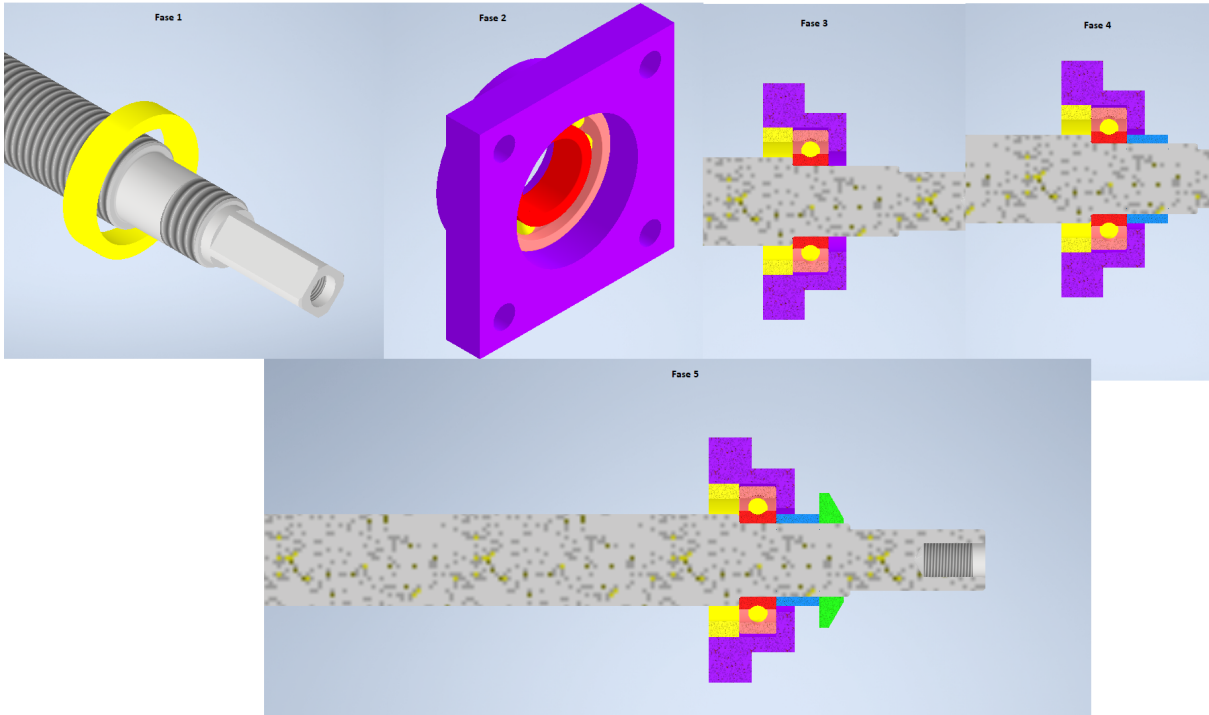


Figura 5.29: Rappresentazione della fasi di montaggio

## 5.5 Encoder

Per valutare la posizione del golfare e ottenere un'adeguata precisione di posizionamento, si è utilizzato un encoder lineare collegato al supporto del golfare. Si è scelto un encoder magnetico a discapito dell'ottico per l'usura minore del primo rispetto al secondo in ambienti acidi.

Come nel caso precedente del sistema di presa, è stato usato un encoder della SIKO (modello MSA).

L'encoder è formato da:

- una banda magnetica, rappresentata in nero, posta sulla base del sistema di collegamento tra manipolatore e carroponete;
- un pattino che si muove lungo la banda magnetica;
- una struttura a Z, che permette il collegamento tra encoder e supporto del golfare.

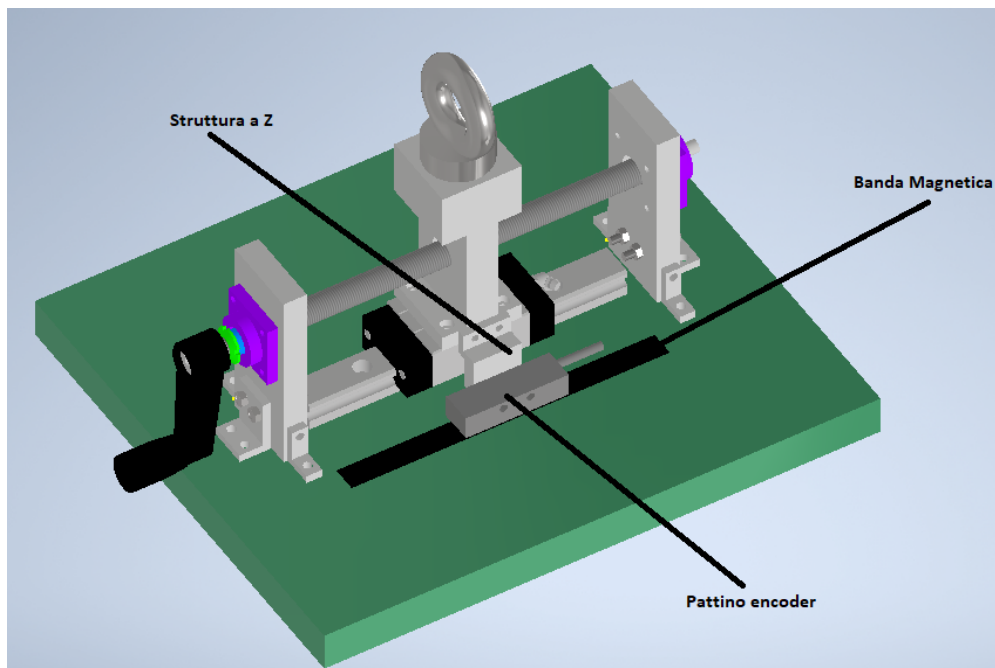


Figura 5.30: Rappresentazione 3D della struttura dell'encoder

Il collegamento tra pattino dell'encoder e la struttura a Z è resa possibile grazie a due fori passanti presenti sul pattino di diametro pari a 5 mm. La struttura a z, rappresentata in figura 5.31 (a sinistra), ha un'altezza pari a 34,5 mm, una lunghezza di 30 mm e uno spessore pari a 16 mm. Ha due fori passanti di diametro pari a 4,5 mm e distanti 15 mm per il collegamento alla struttura di supporto del golfare e due fori, posti più in basso, di diametro pari a 4,5 mm per il collegamento con il pattino. Nella figura 5.31 (a destra) è rappresentato un estratto del catalogo che mostra le quote fondamentali e alcune viste.

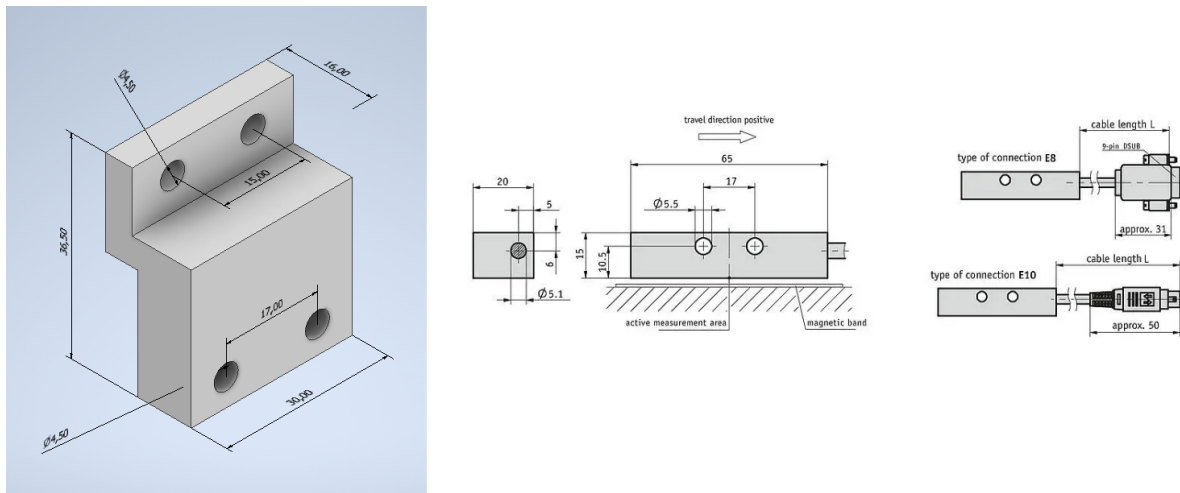


Figura 5.31: Rappresentazione 3D della struttura a Z e rappresentazione 2D del pattino dell'encoder

## 6. Guide di centraggio

Durante la progettazione del manipolatore, è stato necessario valutare un sistema che permettesse di allineare le piastre alla rispettiva sede posta nella camera a vuoto ed eliminare le possibili vibrazioni durante la fase di discesa del manipolatore. Queste necessità hanno portato alla progettazione di una guida di centraggio che garantisca un'adeguata precisione di posizionamento e per evitare il verificarsi di urti tra la parte sensoristica del rivelatore e gli ostacoli circostanti.

### 6.1 Descrizione e dimensionamento guida

La guida di centraggio è caratterizzata da:

- una punta tronco-conica per facilitare l'accoppiamento con la flangia del componente da muovere;
- un diametro costante lungo tutta la lunghezza della colonna;
- due fori che ospiteranno le viti per il fissaggio alla camera a vuoto.

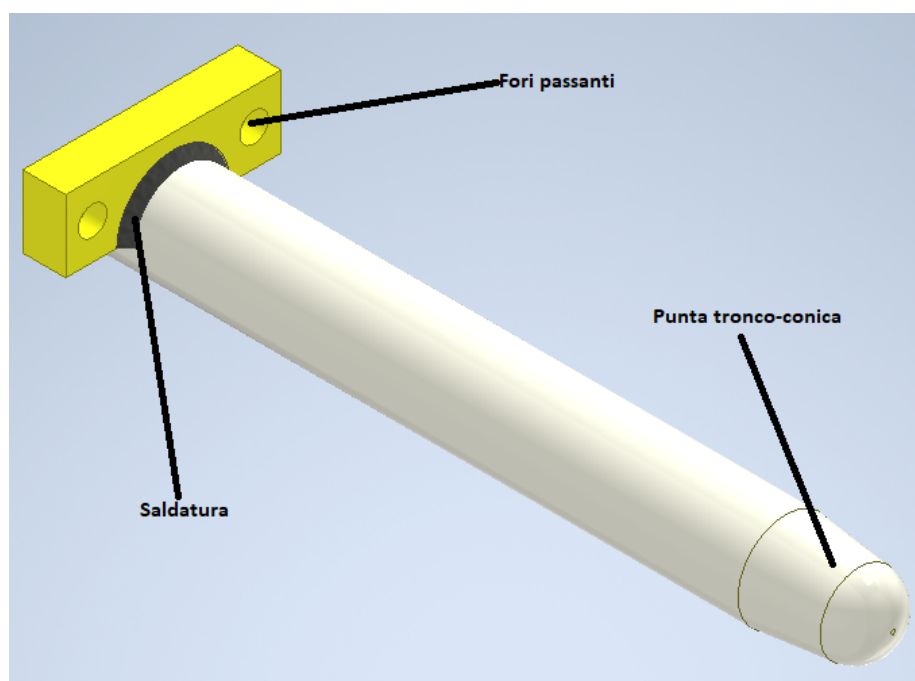


Figura 6.1: Disegno 3D della guida di centraggio

Essa è composta da due elementi saldati tra loro: la base e la colonna.

La base ha una lunghezza di 120 mm, una larghezza di 40 mm ed uno spessore di 24 mm. Su di essa sono realizzati due fori passanti che ospiteranno delle viti M10 con testa incassata ed una cava semicircolare di diametro 53 mm che ospiterà la colonna.

La colonna ha una lunghezza pari a 425 mm, un diametro costante di 53 mm ed una punta a forma di tronco di cono. Tutta la struttura è realizzata in acciaio inossidabile.

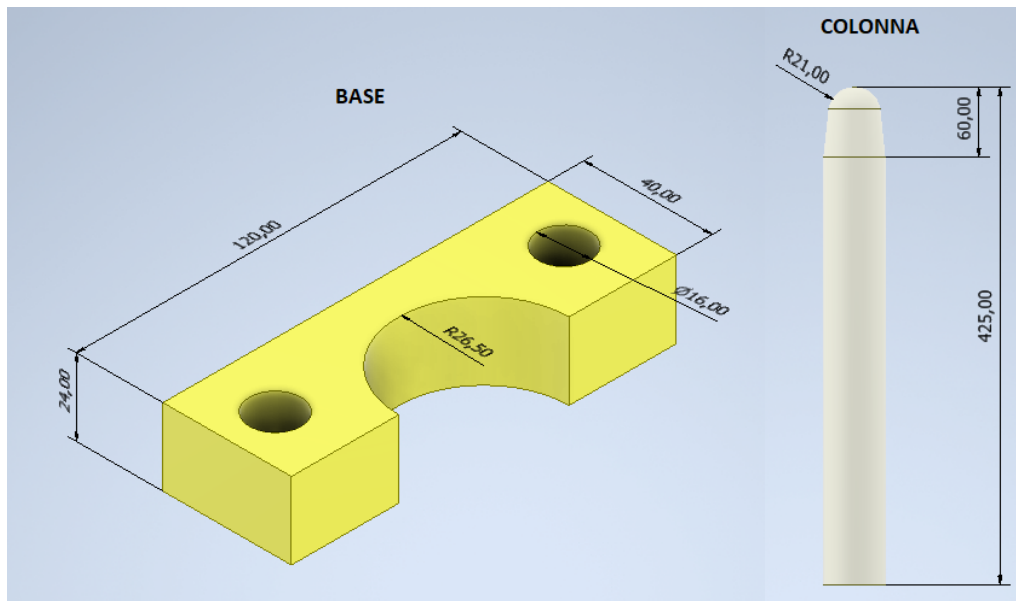


Figura 6.2: Elementi che compongono la guida di centraggio

La guida è stata dimensionata:

- per far fronte al fenomeno dell'impuntamento che può verificarsi durante l'inserimento della flangia;
- per garantire che, durante la fase di estrazione del componente, la parte sensoristica posta al di sotto della flangia non si scontri con la camera a vuoto.

Il fenomeno dell'impuntamento causa una forza tangenziale di attrito che è compresa tra il 50% ed il 100% del carico massimo. Per dimensionare nel modo adeguato la guida, si può considerare come una trave incastrata a cui viene applicata una forza all'apice esterno. Dopo aver imposto un limite al valore della freccia massima (ovvero lo scostamento massimo tra la geometria deformata e quella non deformata di una trave soggetta ad una flessione) pari a 0,5 mm, si è sviluppato il calcolo considerando:

- un modulo elastico (E), parametro intrinseco nei materiali e ricavabile dalla letteratura, pari a 200000 MPa;
- una forza tangenziale di attrito (F) pari a 1500 N;
- una lunghezza (L) pari a 425 mm;

- una freccia ( $f$ ) pari a 0,5 mm.

Il valore della freccia massima si ottiene considerando la formula:

$$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$
$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Conoscendo il valore della freccia è possibile ricavare il diametro:

$$D = \sqrt[4]{\frac{F \cdot L^3 \cdot 64}{3 \cdot \pi \cdot E \cdot f}} = 52,55 \text{ mm} \approx 53 \text{ mm}$$



## 6.2 Analisi FEM

Dopo aver svolto un calcolo analitico per verificare che la freccia sia inferiore al limite imposto, sono state effettuate due analisi FEM che hanno permesso di ottenere le sollecitazioni, gli spostamenti e il fattore di sicurezza.

La prima analisi è stata sviluppata ipotizzando una forza di 1500 N, parallela all'asse Y e posta all'apice della colonna.

Come si nota dalla figura 6.3, che riporta un'analisi delle sollecitazioni, la zona più sollecitata è il cordone di saldatura dove avviene il collegamento tra base e colonna. In questa zona il valore di tensione massima è pari a 81,28 MPa.

Nella zona laterale della colonna si hanno delle sollecitazioni comprese tra i 48,8 MPa e 32,56 MPa.

La base viene sollecitata con una tensione di 0,08 MPa, che pertanto possiamo considerare come trascurabile.

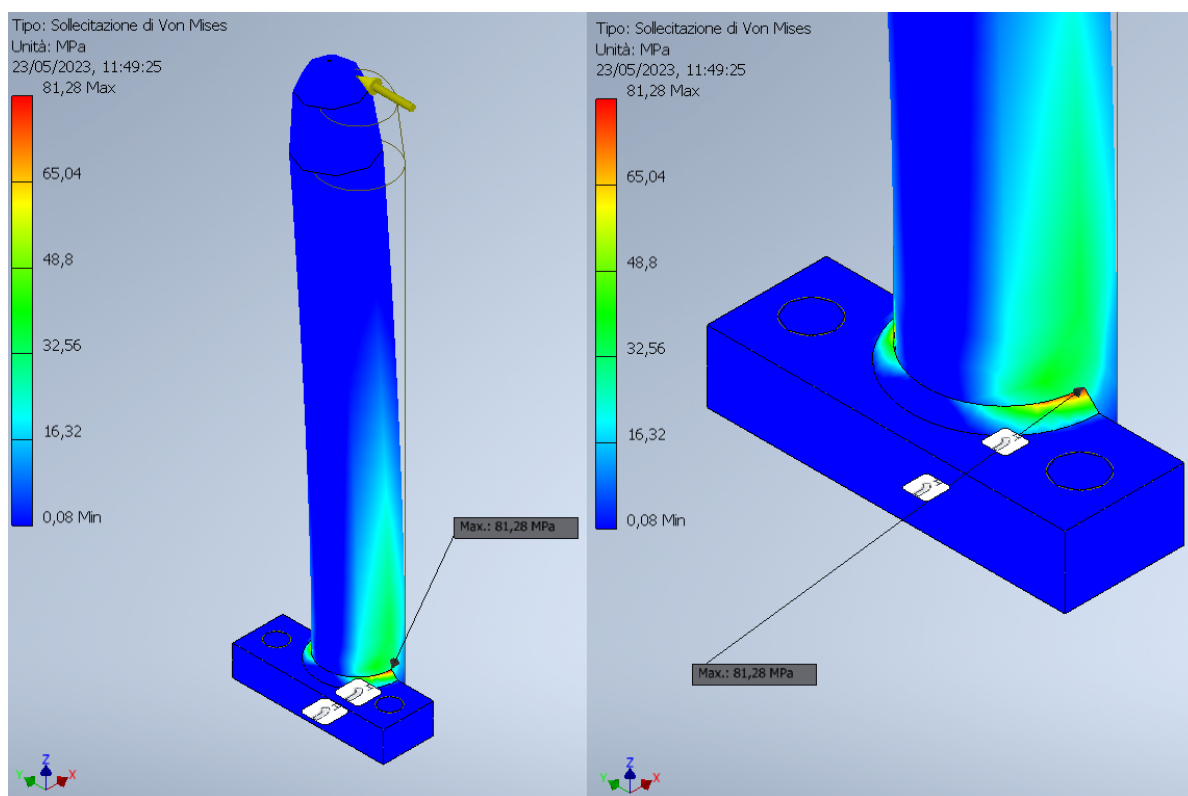


Figura 6.3: Analisi della sollecitazione di Von Mises con forza lungo Y di 1500 N

Nella figura 6.4 si analizza il coefficiente di sicurezza che, in accordo con l'analisi di sollecitazione, risulta minimo sul cordone di saldatura con un valore di 2,55.

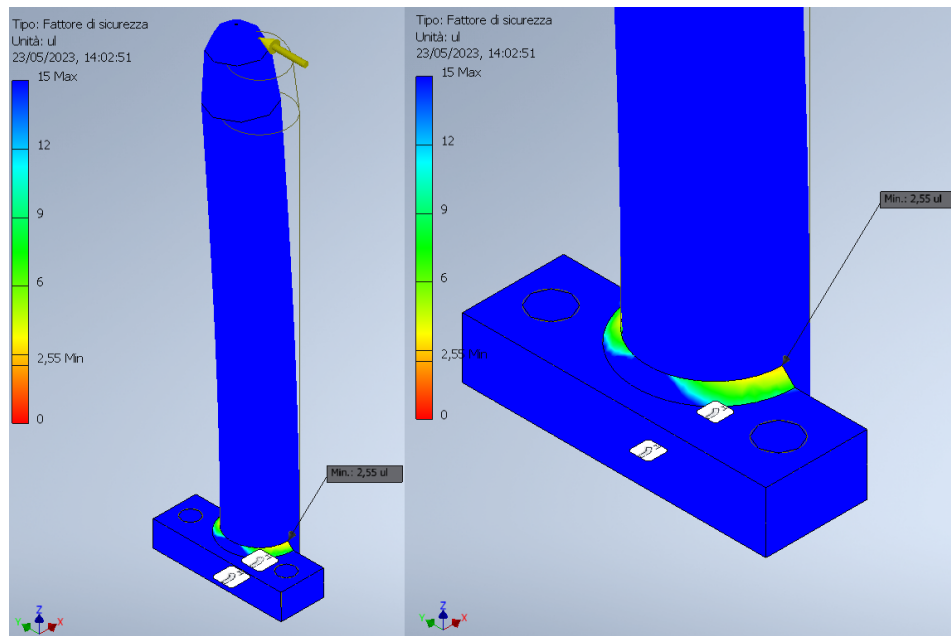


Figura 6.4: Analisi del coefficiente di sicurezza con forza lungo Y

Il valore della freccia massima è pari a 0,495 mm come si può evincere dalla figura 6.5, che riporta lo spostamento della guida.

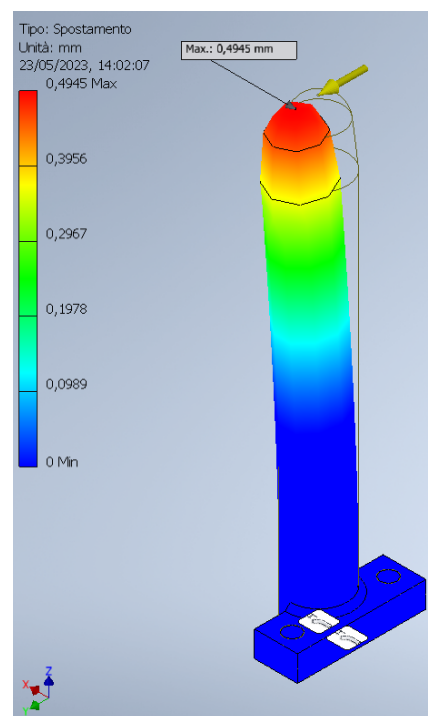


Figura 6.5: Analisi dello spostamento con forza lungo Y

La seconda analisi è stata sviluppata con una forza pari a 1500 N posta all'apice della guida di centraggio, ma con direzione parallela all'asse X.

Si riportano, nella figura 6.6, i risultati dell'analisi di sollecitazione del componente. Il punto in cui si genera la tensione massima è sul cordone di saldatura e la sollecitazione è pari a 82,99 MPa.

Nella zona laterale è presente una tensione compressa tra 49,81 MPa e 33,23 MPa.

Sulla base, come nel caso precedente, la tensione è trascurabile con un valore massimo di 0,05 MPa.

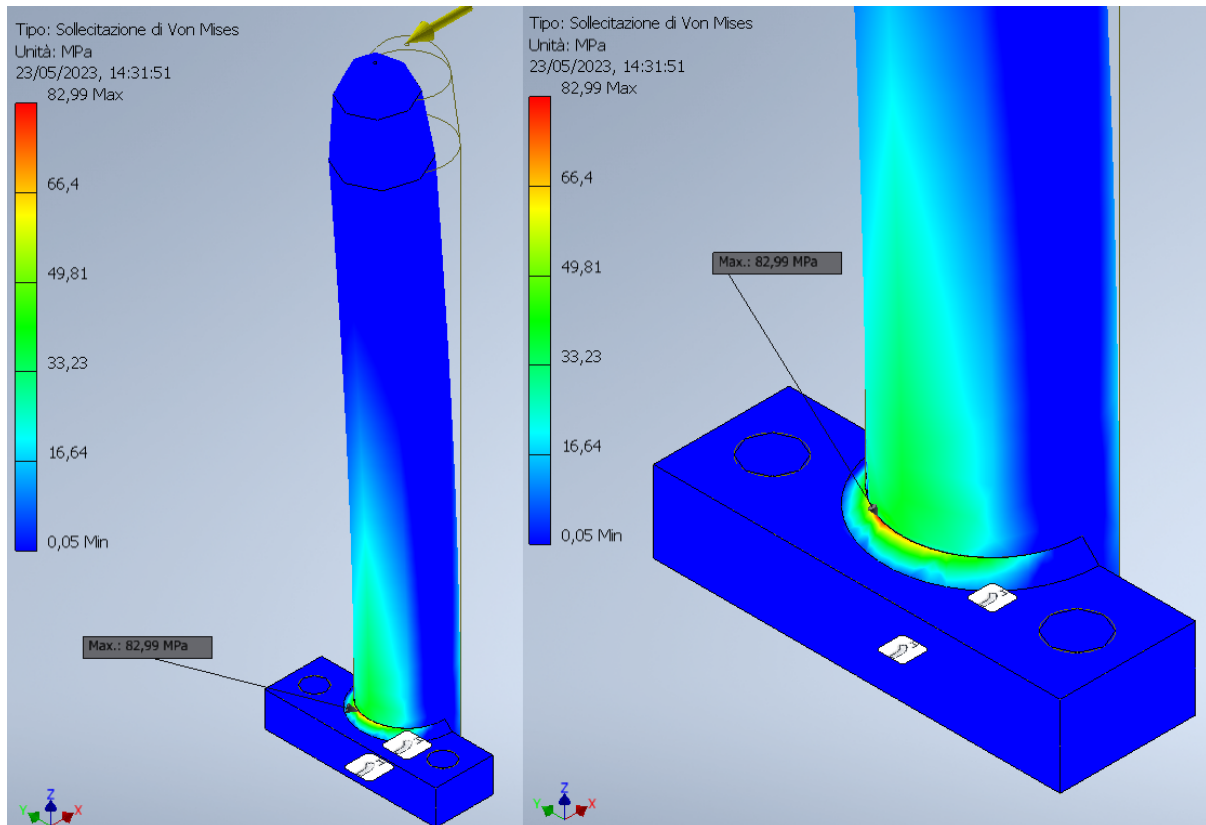


Figura 6.6: Analisi della sollecitazione di Von Mises con forza lungo X di 1500 N

Nella figura 6.7 viene mostrato l'andamento del coefficiente di sicurezza. Il valore minimo del coefficiente di sicurezza è pari a 2,49, situato nel punto in cui si ha un valore massimo di sollecitazione.

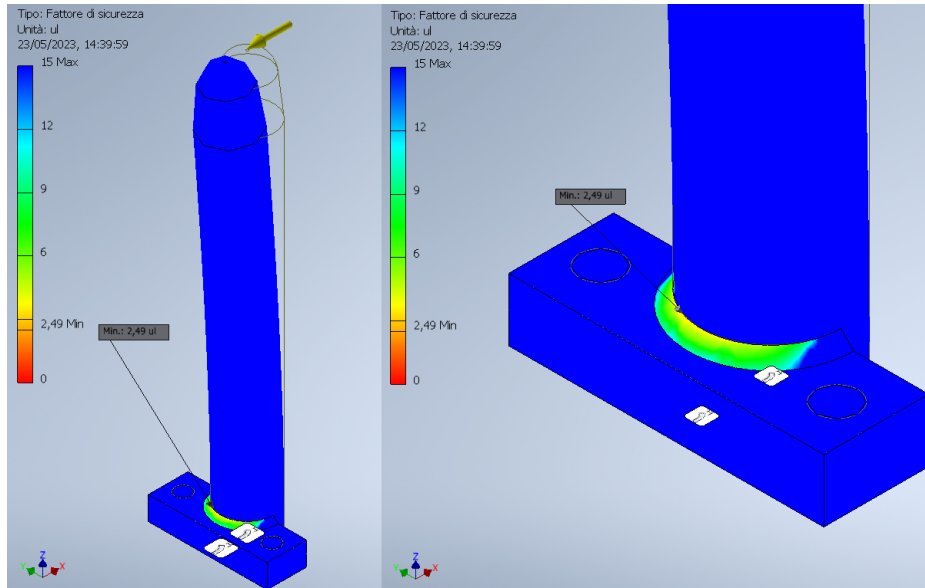


Figura 6.7: Analisi del coefficiente di sicurezza con forza lungo X

La freccia massima della guida è pari a 0,506 mm, come viene mostrato nella figura 6.8.

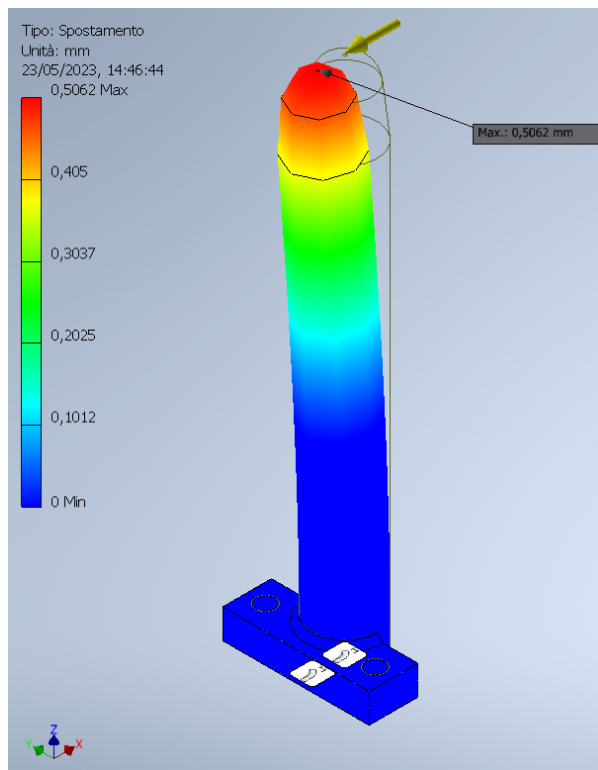


Figura 6.8: Analisi dello spostamento con forza lungo X

## 6.3 Tolleranze dimensionali e geometriche

Poiché la guida di centraggio è fondamentale per la sicurezza del componente da movimentare e per la precisione di posizionamento, sono state analizzate nel dettaglio le tolleranze dimensionali e geometriche per ottenere dei pezzi funzionanti ed adeguati.

La tolleranza è stata valutata considerando l'asse ottico che rappresenta il fulcro dell'esperimento. Infatti, i sensori e l'asse devono essere perpendicolari per il corretto funzionamento dei rivelatori. Questa necessità ha portato ad imporre una classe di tolleranza fH (fine high) per ottenere un'adeguata precisione (secondo la normativa ISO 2768).

La scelta di una classe di tolleranza così precisa garantisce:

- uno scostamento limite ammesso di 0,5 mm per le dimensioni lineari (non sono compresi smussi e raccordi per eliminazione degli spigoli);
- uno scostamento limite ammesso di 1 mm per le dimensioni lineari di smussi e raccordi per eliminare gli spigoli;

In figura 6.9 si riportano delle tabelle ricavate dalla normativa ISO 2768.

- **Scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari, esclusi smussi e raccordi per eliminazione di spigoli** (per raccordi esterni ed altezze di smusso, vedere tabella 2. Escluso raggi sui centrini e salvafiletti gestiti con le apposite tabelle)

Dimensioni in mm (Tabella 1)

Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali							
Designazione	Denominazione	Da 0.5 fino a 3	Oltre 3 fino a 6	Oltre 6 fino a 30	Oltre 30 fino a 120	Oltre 120 fino a 400	Oltre 400 fino a 1000	Oltre 1000 fino a 2000	Oltre 2000 fino a 4000
f	Fine	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.2	±0.3	±0.5	-
m	Media	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2
c	Grossolana	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4
v	Molto grossolana	-	±0.5	±1	±1.5	±2.5	±4	±6	±8

1) Per le dimensioni nominali minori di 0.5mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e

- **Scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari di smussi e raccordi per eliminazioni di spigoli (per raccordi esterni ed altezze di smusso)**

Dimensioni in mm (Tabella 2)

Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali		
Designazione	Denominazione	Da 0.5 fino a 3	Oltre 3 fino a 6	Oltre 6
f	fine	±0.2	±0.5	±1
m	media			
c	grossolana	±0.4	±1	±2
v	Molto grossolana			

1) Per le dimensioni nominali minori di 0.5mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e

Figura 6.9: Tabelle degli scostamenti limite ammessi

Dopo aver imposto le tolleranze dimensionali, si è passati alla valutazione delle tolleranze geometriche. Come primo passo si sono scelti i due datum:

- Datum A: asse della colonna del componente;
- Datum B: superficie che si appoggia alla camera a vuoto.

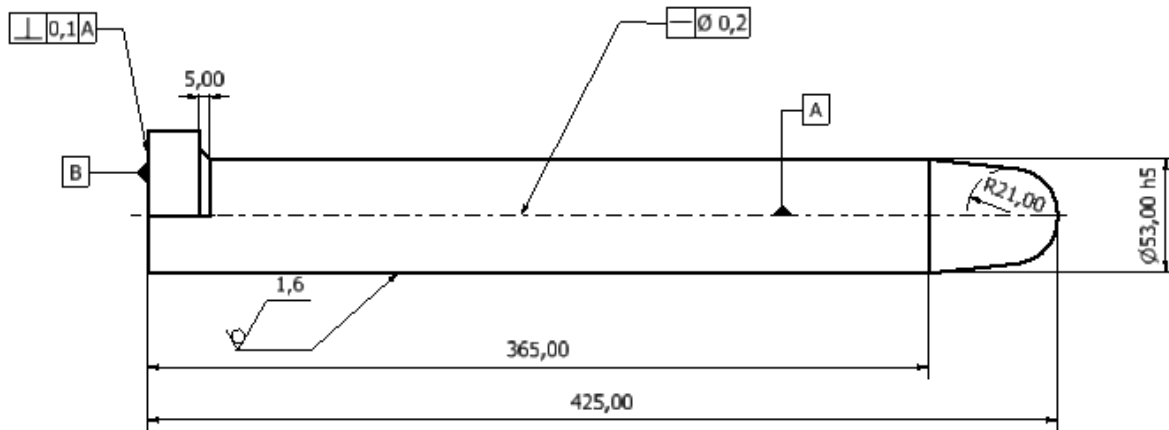


Figura 6.10: Vista laterale del sistema di centraggio

La prima tolleranza geometrica trattata è la linearità dell'asse della colonna. Questa tolleranza è fondamentale per permettere il corretto inserimento della flangia sulla colonna, così da garantire un adeguato centraggio e la discesa del rivelatore ortogonalmente all'asse ottico.

Come si evidenzia in figura 6.10, la linearità è posta a 0,2 mm così da ottenere:

- un angolo massimo ( $\theta$ ) tra asse ideale, rappresentato in figura 6.11 in nero, e asse reale, rappresentato in figura 6.11 in rosso, pari a  $0,027^\circ$ ;
- una distanza massima ( $L$ ), rappresentata in blu nella figura 6.11, pari a 0,1 mm.

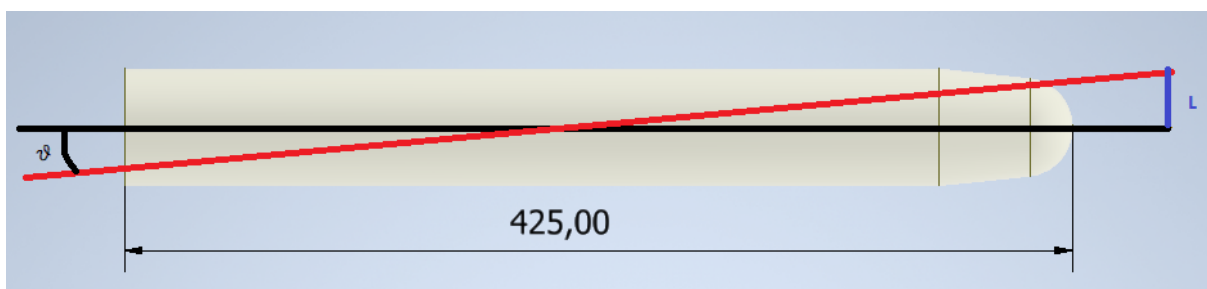


Figura 6.11: Rappresentazione grafica dei parametri teta ed L

Per individuare le tolleranze geometriche più adatte è stata utilizzata la tabella riportata in figura 6.12 ricavata dalla normativa ISO 2768.

• **Tolleranze generali di rettilineità e di planarità**

Valori in mm (Tabella 4)

Classe di tolleranza	Tolleranze generali di rettilineità e planarità					
	Fino 10	Oltre 10 fino a 30	Oltre 30 fino a 100	Oltre 100 fino a 300	Oltre 300 fino a 1000	Oltre 1000 fino a 3000
H	0.02	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
K	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
L	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.6

Figura 6.12: Tabella di tolleranza rettilineità e di planarità

La seconda tolleranza geometrica imposta è la tolleranza di perpendicolarità tra l'asse della colonna e la superficie di appoggio della base (datum B). Questa tolleranza garantisce la perpendicolarità tra guida di centraggio e asse ottico.

Come viene illustrato nella figura 6.10, si è imposto una tolleranza di 0,1 mm così da ottenere:

- un angolo ( $\theta$ ) tra il lato ideale, rappresentato in nero in figura 6.1, e lato reale rappresentato in rosso, pari a  $0,14^\circ$ ;
- una distanza massima (L), rappresentata in blu in figura 6.13, pari a 1,04 mm.

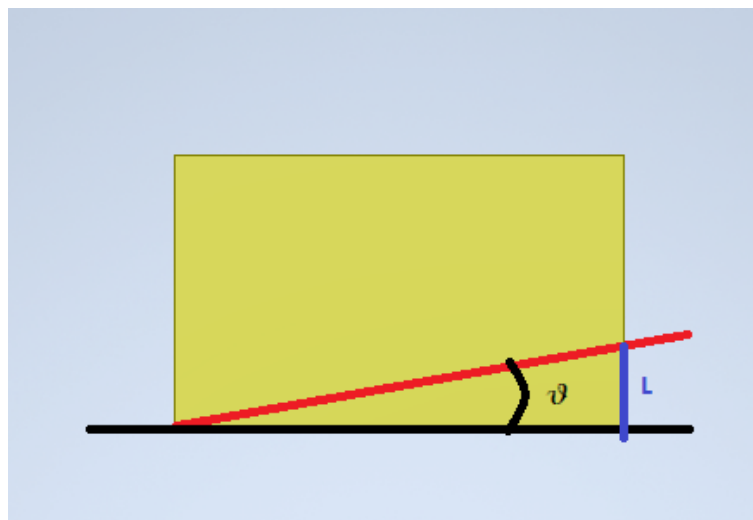


Figura 6.13: Rappresentazione dei parametri  $\theta$  ed L

Per una visione globale delle tolleranze geometriche e dimensionali di cui si è discusso si veda la messa in tavola del complessivo riportata in Appendice A.



## 6.4 Modifiche alle flange

Le piastre dei rivelatori e della flangia con nervature sono state modificate per permettere l'accoppiamento con la guida di inserimento e il collegamento con i montanti ad U.

La figura 6.14 mostra le modifiche apportate alla flangia originale. A sinistra viene rappresentata la flangia originaria mentre a destra la flangia modificata. Le modifiche apportate non hanno variato la lunghezza delle flange, ma hanno modificato solo le parti laterali.

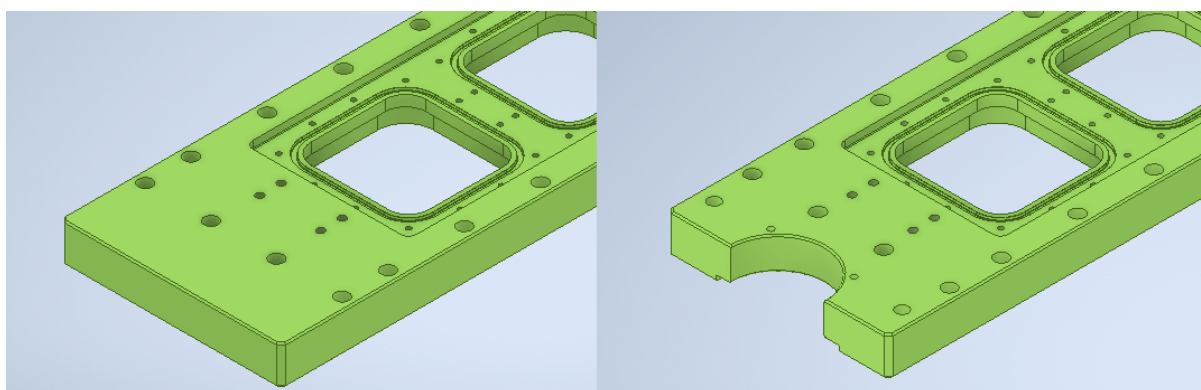


Figura 6.14: Disegno 3D della flangia del PID Wall prima delle modifiche (a sinistra) e dopo le modifiche (a destra)

Le modifiche apportate alle flange sono riportate nella figura 6.15:

- due fori ciechi profondi 13 mm e con filettatura M10 per ancorare la flangia al sistema di afferraggio (Montante ad U);
- due fori ciechi profondi 9 mm e con filettatura M4 per collegare la boccola e la flangia;
- un incavo per inserire la boccola che comprende:
  - foro di diametro 61 mm;
  - alesatura nella parte posteriore di altezza 4 mm e diametro 82 mm.

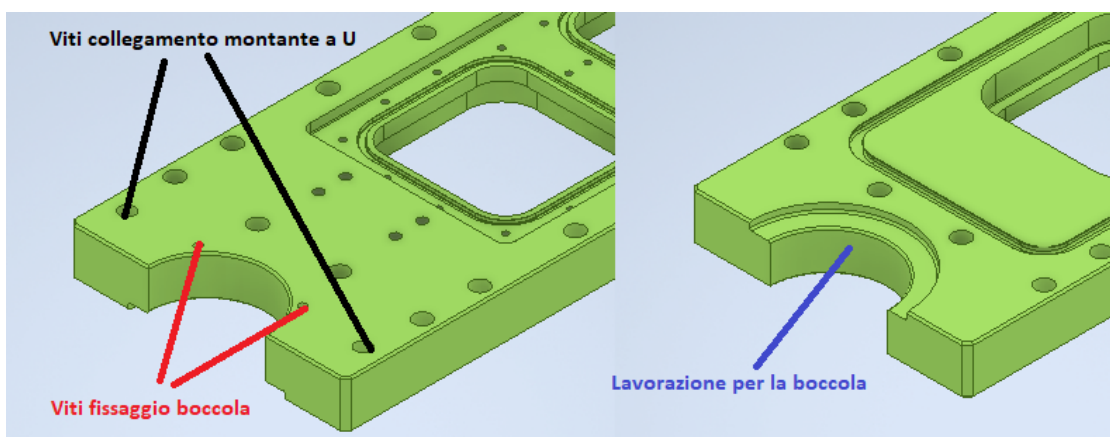


Figura 6.15: Modifiche flangia del PID Wall



## 6.5 Boccola

Durante la fase di estrazione o posizionamento della flangia è presente una forza di attrito tra la superficie della colonna e la flangia stessa. Per ridurre l'attrito e per ridurre il rischio di impuntamento sono state valutate due possibili soluzioni:

- utilizzare un foglio di turcite posto sulla flangia;
- utilizzare una semiboccola realizzata in materiale plastico.

La figura 6.16 mostra la boccola e il foglio di turcite.

Il vantaggio del primo approccio è la semplicità di applicazione del foglio di spessore pari a 1,5 mm e la bassa manutenzione richiesta.

Lo svantaggio di questo approccio è che il foglio è di spessore ridotto, dunque facilmente soggetto a danneggiamenti quando si verifica l'impuntamento.

Al contrario, l'utilizzo di una semiboccola renderebbe la struttura più resistente e permetterebbe un collegamento rigido alla flangia tramite due viti M4.

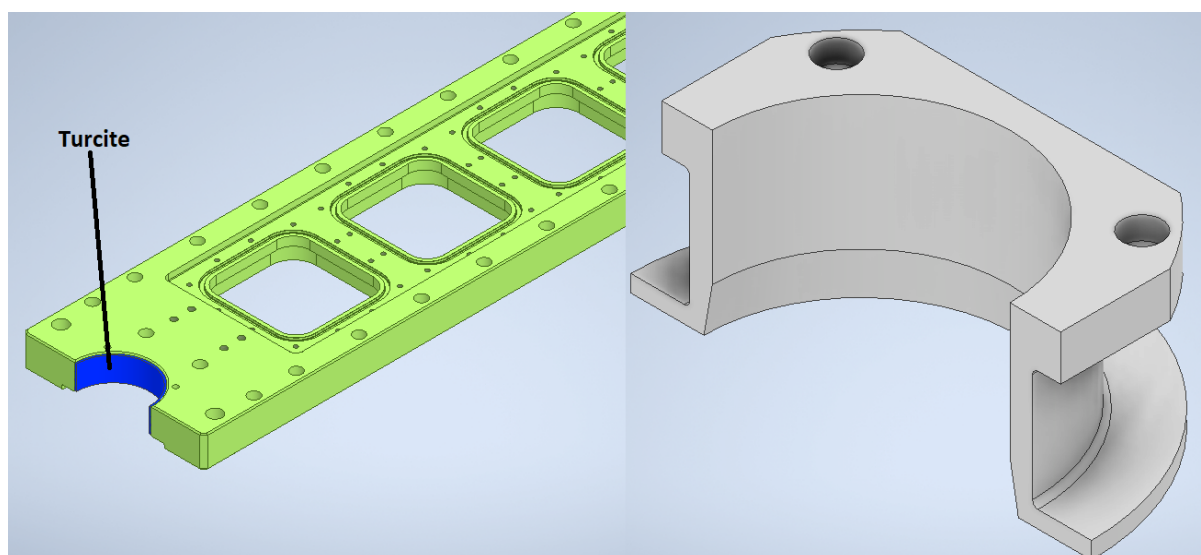


Figura 6.16: Rappresentazione 3D foglio di turcite e boccola

La scelta è ricaduta sulla boccola ed è stato ipotizzato di realizzarla in un materiale plastico poiché tali materiali hanno un basso coefficiente di attrito.

I materiali candidati per realizzare la semiboccola sono inseriti nelle tabelle 6.1 e 6.2.

La tabella 6.1 contiene delle informazioni sui parametri fisici, mentre la tabella 6.2 contiene una sintetica descrizione.

Nome commerciale	Nome materiale	Peso specifico (g/cm <sup>3</sup> )	Resistenza trazione (MPa)	Resistenza flessione (MPa)	Allungamento rottura %
Celazole PBI (U-60)	Polibenzimidazolo	1,3	137	220	3
Derlin AF Blend	Poliossimetilene	1,5	55	83	30
PEEK - 30% Carbonio	Polietere etere chetone	1,42	124	206	2
PEEK - 30% vetro	Polietere etere chetone	1,53	157	233	1,6
PEEK *	Polietere etere chetone	1,31	110	172	20
Torlon 4203	Poliammidi-immidi	1,41	124	165	10
Torlon 4XG-estruso	Poliammidi-immidi	1,61	162	206	4

Tabella 6.1: Parametri dei materiali

Nome commerciale	Descrizione
Celazole PBI (U-60)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Resistenza usura anche ad alte temperature</li> <li>- Alta capacità di carico</li> </ul>
Derlin AF Blend	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Basso attrito e usura</li> <li>- Autolubrificante</li> </ul>
PEEK - 30% Carbonio	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Resistenza alla compressione e all'usura</li> </ul>
PEEK - 30% vetro	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alta resistenza e rigidità</li> </ul>
PEEK	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Resistenza abrasione e all'usura</li> </ul>
Torlon 4203	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Resistenza agli urti</li> <li>- Resistenza all'usura abrasiva e usura che implica il carico da impatto</li> </ul>
Torlon 4XG- estruso (rinforzato con 30 % vetro)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Elevata rigidità</li> <li>- Buone capacità di carico</li> </ul>

Tabella 6.2: Descrizione materiale plastici per la boccola

Il materiale scelto per la realizzazione della boccola è il PEEK che possiede una buona resistenza all'abrasione e all'usura ad un minor prezzo.

Per una visione globale delle dimensioni della boccola si veda la messa in tavola del complessivo riportata in Appendice A.

Per migliorare l'efficacia della boccola, è stato valutato, secondo le norme UNI 6387 e UNI 6388, un accoppiamento albero-mozzo in grado di garantire un'elevata precisione e uno scorrimento verticale tra colonna e boccola. La scelta è ricaduta su un accoppiamento di tipo H6/h5.

Utilizzando la normativa, si sono valutati gli scostamenti superiore ed inferiore del mozzo (diametro interno della boccola) e dell'albero (diametro della colonna del sistema di centraggio) ottenendo:

- uno scostamento superiore dell'albero pari 0,019 mm e uno inferiore pari a 0 mm;
- uno scostamento superiore del mozzo pari a 0 mm e uno inferiore pari a 0,013 mm.

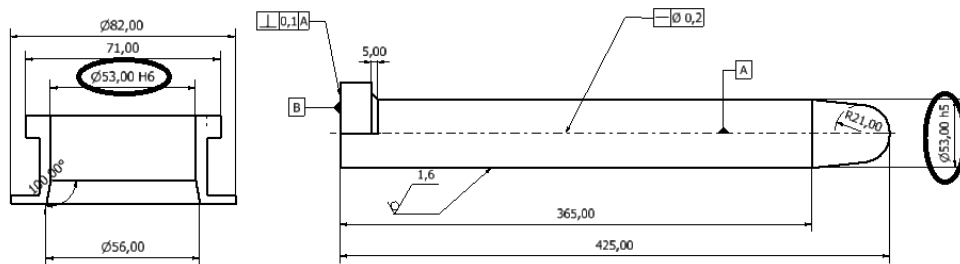


Figura 6.17: Accoppiamento albero-mozzo tra guida e boccola

Nelle figure seguenti si riportano dei complessivi in cui sono presenti la guida di centraggio, la boccola e il montante a U.

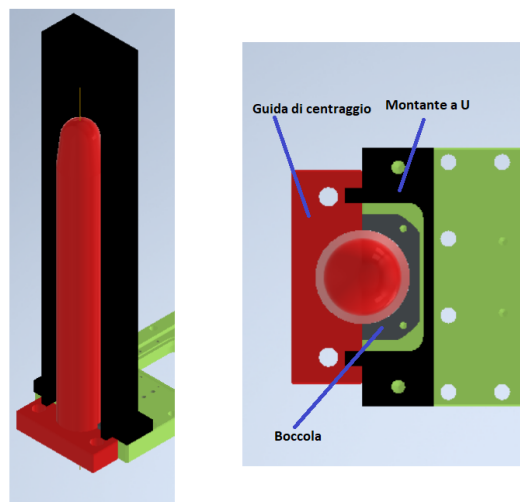


Figura 6.18: Vista dall'alto (a destra) e obliqua (a sinistra) della boccola, del montante a U e della guida di centraggio montati sulla flangia

## 7. Valutazione dei costi

A conclusione viene presentata l'analisi dei costi per la realizzazione del progetto. Per ottenere le informazioni sui costi sono stati consultati i cataloghi riportati nella sezione "Cataloghi consultati", mentre per stimare il costo dei pezzi creati appositamente per il sistema è stato utilizzato il sito web Weerg. Le spese per l'acquisto dei vari componenti del sistema sono pari a 7828,83 €. Di seguito viene presentata una tabella riassuntiva con i prezzi dettagliati.

	ELEMENTO	MATERIALE	SIGLA	MARCA	QUANTITÀ	PREZZO UNITARIO	COSTO PEZZI	TOTALE
SISTEMA DI PRESA	Morsetti	-	SVCK4 2	MISUMI	4	108,82	435,28	3480,52
	Encoder	-	MSA	SIKO	2	256,28	512,56	
	Cuscinetto	-	16101	SKF	4	15,15	60,6	
	Flangia	Acciaio S235	-	-	2	331,42	662,84	
	Profilato ad U	Acciaio Inox	-	-	2	11,19	22,38	
	Piastra di collegamento	Acciaio S235	-	-	2	207,2	414,4	
	Guida lineare	Acciaio	SBI 55 SL	MISUMI	2	275,19	550,38	
	Viti a ricircolo	Acciaio	FBSSZ ES2010	MISUMI	2	398,42	796,84	
	Ghiera filettata	Acciaio	MK 1	GANDIN I	2	0,7	1,4	
	Manovella	Acciaio	MBCH 8	MISUMI	1	23,84	23,84	
COLLEGAMENTO CARROPONTE	Manovella	Acciaio	MBCH 8	MISUMI	2	23,84	47,68	2503,47
	Cuscinetto	-	61901	SKF	1	11,75	11,75	
	Cuscinetto	-	628-2Z	SKF	1	6,52	6,52	
	Flangie	Acciaio S235	-	-	2	213,66	427,32	
	Encoder	-	MSA	SIKO	2	256,28	512,56	
	Struttura encoder	Acciaio S235	-	-	1	296,1	296,1	
	Piastre di sostegno	Acciaio S235	-	-	2	361,97	723,94	
	Ghiera filettata	Acciaio	MK 1	GANDIN I	1	0,7	0,7	
	Guida lineare	Acciaio	SXRL- MX33- 200	MISUMI	1	127,08	127,08	

	Viti a ricircolo	Acciaio	FBSSR ES1505	MISUMI	1	349,82	349,82	
STRUTTURA A T	Tubolare quadrato	Acciaio S235	-	SICAM	168,5	5	842,5	1844,84
	Piastra superiore	Acciaio S235	-	-	2	321,67	643,34	
	Piastra inferiore	Acciaio S235	-	-	2	179,5	359	
								7828,83

# Conclusione

Il seguente documento rappresenta uno studio di fattibilità del manipolatore per la movimentazione e il posizionamento dei rivelatori di piano focale. L'analisi si è incentrata sui vincoli progettuali (grandezza del manipolatore e ostacoli circostanti) e sugli aspetti realizzativi (utilizzo di componenti meccanici ex novo o ricavati da cataloghi) piuttosto che sugli aspetti operativi.

Le analisi preliminari, svolte nella fase iniziale, sono state effettuate per ottenere informazioni sul peso, sulla posizione del baricentro e sui gradi di libertà del manipolatore.

Durante la fase di progettazione meccanica sono stati realizzati i disegni 3D delle componenti del manipolatore. Sono state, inoltre, svolte le analisi delle sollecitazioni (analisi FEM) e degli elementi che permettono il collegamento tra le parti del manipolatore.

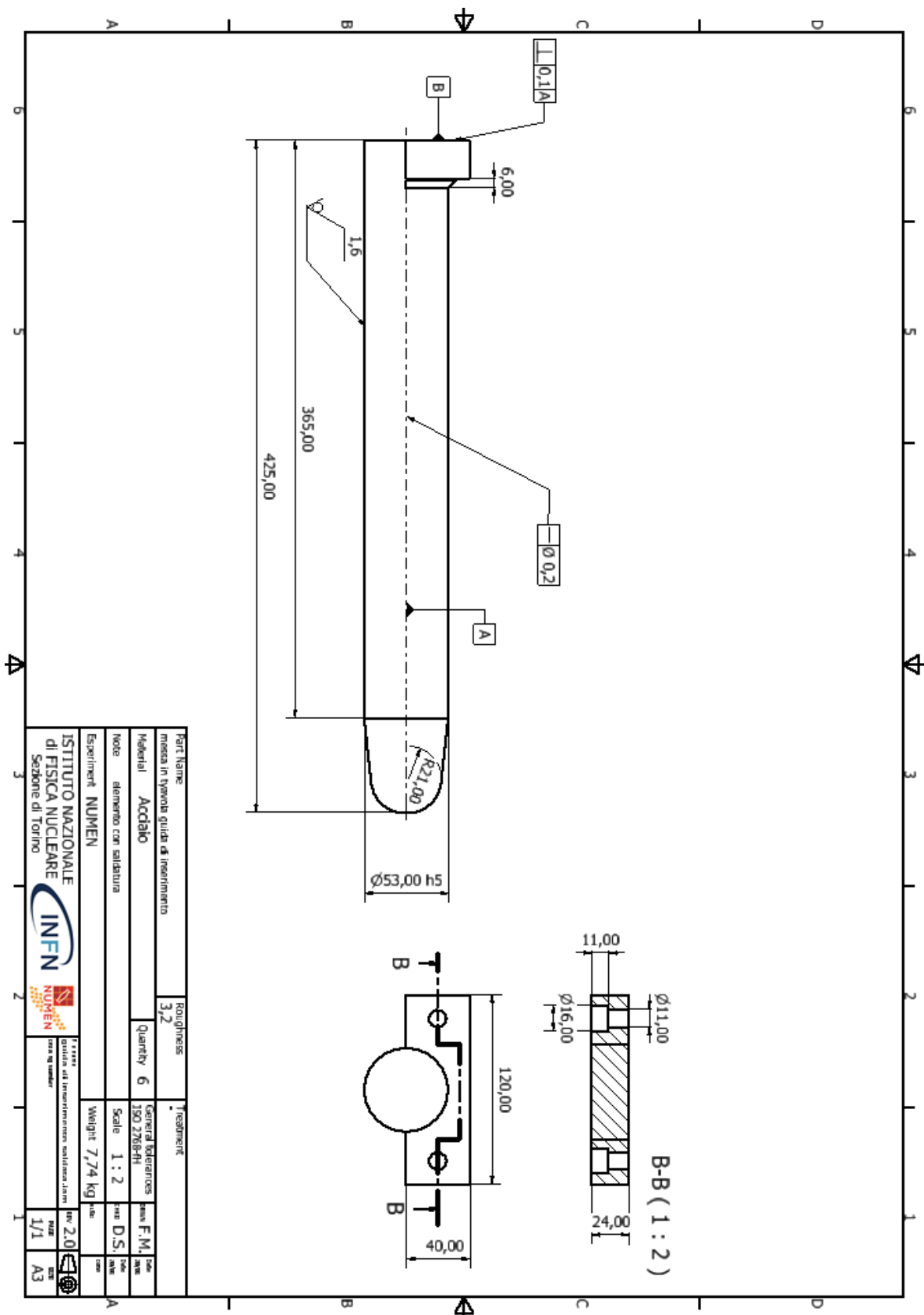
A conclusione è stata effettuata un'analisi economica per valutare il costo complessivo del sistema da realizzare.

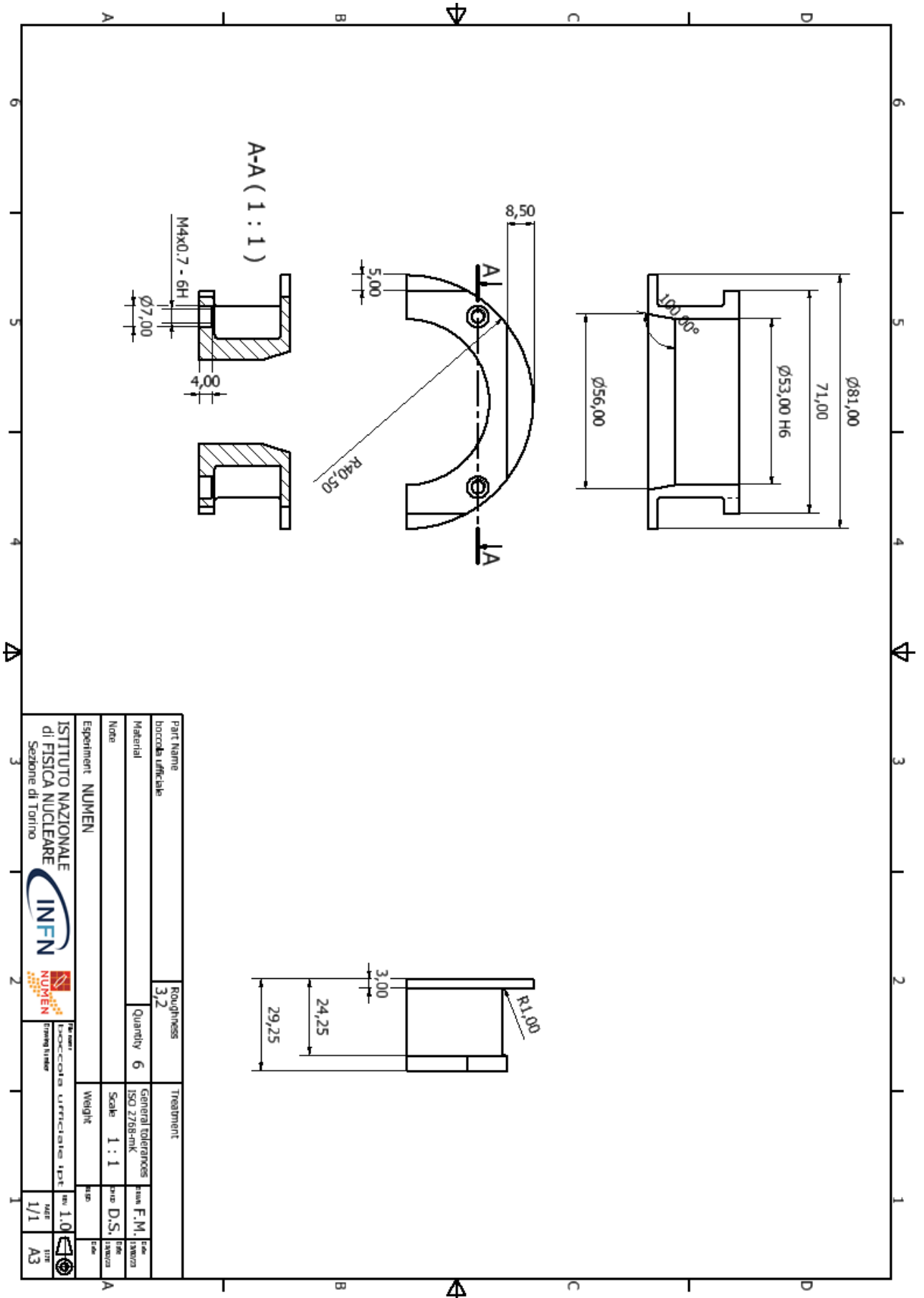
Durante la progettazione si sono presentate diverse criticità, tra cui l'allineamento tra il baricentro del manipolatore, della flangia da movimentare e il punto di collegamento tra carroponete e manipolatore. Questa criticità è stata risolta utilizzando due sistemi di regolazione: una per regolare i sistemi di presa lungo la lunghezza del manipolatore e uno per la regolazione del golfare lungo la larghezza del manipolatore.

In conclusione vengono proposte delle modifiche per poter migliorare il manipolatore da un punto di vista sia progettuale sia economico:

- uniformare tutti i cuscinetti e le viti a ricircolo di sfere, inserendo nel sistema di collegamento tra carroponete e manipolatore una vite a ricircolo di sfere FBSSZES2010 e dei cuscinetti 16101. Questa scelta provoca una modifica delle piastre di sostegno e di tutti gli elementi (ghiere, flange, distanziali) della vite a ricircolo di sfere;
- si potrebbe ingrandire la piastra di base e la guida lineare del sistema di collegamento tra carroponete e manipolatore così da poter inserire anche qui i morsetti SVCK42. Questa scelta però richiederebbe un'approfondita analisi delle sollecitazioni a causa dei carichi a cui è sottoposta la base;
- si potrebbe utilizzare una guida lineare di taglia inferiore nel sistema di presa così da ridurre i costi senza inficiare l'efficienza.

# Appendice A





A-A (1 : 1)

Part Name	boccola ufficiale		Roughness	3/2	Treatment		
Material		Quantity	6	General tolerances	ISO 2768-mK	Scale	1 : 1
Note	Esperiment NUMEN			Scale	1 : 1	Scale	D.S.
ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE Sezione di Torino		NUMEN		Part name	boccola urriciale ipt	Rev	1.0
INFN		NUMEN		Part number		Scale	1/1
				Part		Part	A3



# Bibliografia

1. F. Capuzzello et al., The NUMEN project: NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay, Eur. Phys. J. A 54 (2018) 72;
2. D. Calvo et al., Towards the integration of the NUMEN experiment, Phys.: Conf. Ser. 2374 012029;
3. C. Agodi et al., The NUMEN project: Toward New Experiments with High-Intensity Beams, Universe 2021 7 (2021) 72;
4. F. Cappuzzello et al., The NUMEN Project: An Update of the Facility Toward the Future Experimental Campaigns, Front. Astron. Space Sci. 8:668587;
5. Tesi di S. Ciociola “Sistema automatico per la movimentazione di rivelatori di ioni, nell'ambito del progetto NUMEN dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare”;
6. Le figure 1.7, 1.8, da 1.10 a 1.13, da 2.1 a 2.18, da 2.21 a 2.24, che riportano i modelli 3D dell'apparato NUMEN, sono stati realizzati dai ricercatori dell'INFN.

# Cataloghi consultati

- Catalogo SICAM “Profilati cavi quadri e rettangolari”;
- Catalogo SKF cuscinetti;
- Catalogo MISUMI “guide lineari a ricircolo di sfere”;
- Catalogo MISUMI “vite a ricircolo di sfere”;
- Catalogo GALDINI “ghiere di bloccaggio”;
- Catalogo SIKO “encoder magnetici assoluti”;
- Catalogo LAGUNAFUNI “golfare”;