

TESI DI LAUREA

PROGETTAZIONE DI UN COLLEGAMENTO STRUMENTATO TRA PIASTRA E CARRELLO DI UNA MACCHINA DI PROVA IDRAULICA

Relatore:

Prof. Ing. Piero Morelli

Studente :

Luzzi Matteo

Corso:

Ingegneria Meccanica (L)

Funzionamento della struttura principale

La struttura principale del banco è costituita da un basamento orizzontale fisso, dotato di colonne verticali sulle quali scorre una traversa orizzontale mobile.

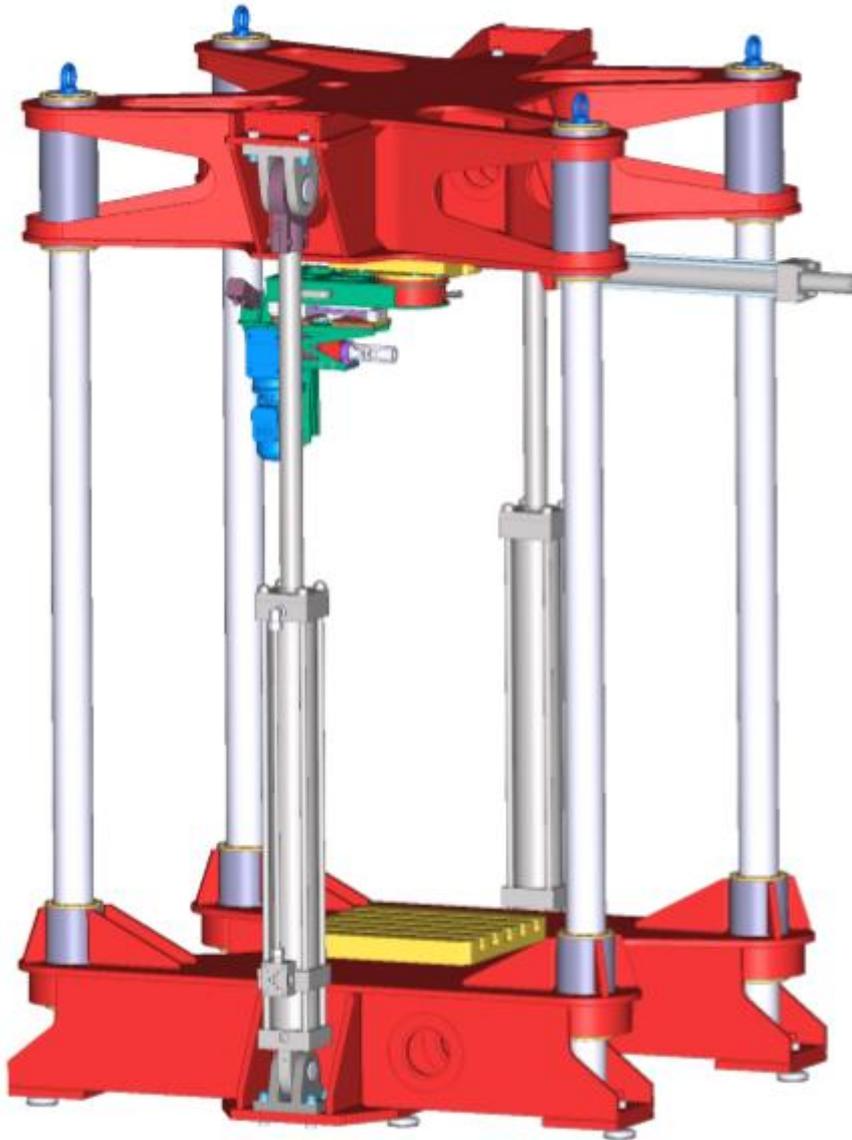


Figura 1 – Basamento

Il piede in prova viene montato tra basamento e traversa attraverso specifici afferraggi (inferiore e superiore) collegati rispettivamente ad una stazione di appoggio sul basamento e ad una stazione di carico sulla traversa.

La stazione di carico sulla traversa mobile è dotata di una slitta lineare (slitta di carico trasversale) attraverso la quale vengono

applicati i carichi trasversali al piede in prova, accompagnandone la traslazione dovuta ad eventuali inflessioni. Inoltre la stazione di carico è orientabile (può ruotare rispetto all'asse verticale della macchina), in modo tale da consentire l'applicazione dei carichi trasversali al piede in qualsiasi direzione (longitudinale, trasversale e direzioni intermedie). Il piede è sempre collegato con vincolo bilatero alla stazione di carico sulla traversa. Può essere semplicemente appoggiato alla stazione di appoggio sul basamento, per le prove in compressione assiale, oppure può essere anche completamente vincolato alla base, attraverso specifico afferraggio, per l'esecuzione delle prove in trazione assiale.

Il basamento e la traversa mobile sono collegati da una coppia di cilindri idraulici, che controllano il posizionamento della traversa e che consentono l'applicazione dei carichi assiali ai piedi in prova.

La slitta della stazione di carico monta un motoriduttore per l'azionamento dello stelo del piede per l'esecuzione delle prove di portata dinamica.

La traversa mobile è inoltre dotata di un sistema di caricamento con cilindro idraulico ad asse orizzontale, il cui stelo è collegato rigidamente alla slitta della stazione di carico, per la movimentazione della stessa e l'applicazione dei carichi trasversali al piede in prova. Vediamo alcune immagini della macchina reale:



Figura 2 – Struttura reale



Figura 3 - Macchina completa in prestazione di prova

Descrizione delle problematiche rilevate

La macchina prevede una lettura della pressione tramite uno strumento posizionato sugli appoggi cilindrici della macchina stessa.

La precisione dello strumento è dello 0.1% dunque su un carico di 300kN si ha un errore di 300N cioè 30kg.

Il problema non si ha nelle prove ad alto carico, nelle quali, per esempio a 30 ton, la macchina applicherebbe un carico di 30 ton con incertezza di 30 kg, che percentualmente sono irrilevanti.

Il problema si ha nelle prove a basso carico, in quanto la precisione del sistema di +/- 30kg è troppo grossolana.

Per esempio, per provare un componente sottoposto a 150 kg, la macchina andrebbe ad applicare un carico di 150 +/- 30 kg, con un errore di 30 su 150 = 20%, che è eccessivo.

Dunque occorre sdoppiare i sistemi: un sistema che legge la pressione ad alto carico e uno a basso carico. Inoltre durante le prove statiche può essere trascurato il carico dovuto all'attrito sulle colonne, dunque non si hanno problemi con la soluzione

adottata in precedenza, cioè con un sistema di misurazione della pressione direttamente sui cilindri di appoggio.

Il problema si pone durante le prove dinamiche, in questo caso il carico di attrito sulle colonne non è più trascurabile, in quanto il lettore di pressione (che è posto sui cilindri) legge il carico di pressione maggiorato del carico di attrito, perciò occorre trovare una soluzione al problema ponendo un meccanismo in grado di leggere il carico che agisce direttamente sui pistoni (quindi che questo non si sommi al carico di attrito sulle colonne).

Si volge ad una soluzione mediante l'utilizzo di celle di carico interposte tra piastra e carrelli.

Svolgimento fasi progettuali

La piastra alla base del meccanismo è quella utilizzata precedentemente, con la sola differenza che ai fori viene applicato un filetto M12 in modo che essa possa essere collegata allo zoccolo di collegamento mediante 6 viti a testa cilindrica con cava esagonale. La piastra precedentemente installata presentava dei fori $\varnothing 13$ dunque non è possibile utilizzarla, ma occorre costruire una nuova piastra con fori in grado di "ospitare" viti M12 in quanto questo diametro è il massimo riproducibile per lo zoccolo di collegamento attinendosi alle specifiche di progetto.

Vediamo la riproduzione al CAD della piastra nella figura sottostante.

Mentre la figura successiva illustra la piastra reale adottata in precedenza.

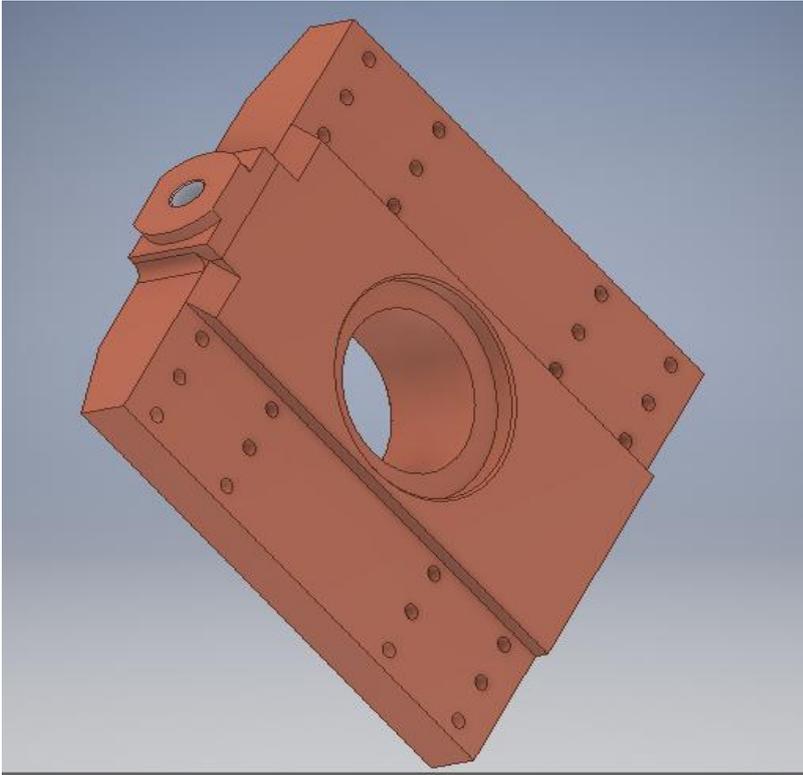


Figura 4 – Piastra



Figura 5 - Piastra reale

Lo zoccolo adottato per il collegamento tra cella di carico e piastra e tra cella di carico e carrello è lo stesso ed è stato progettato seguendo le dimensioni della piastra, ma in particolare

della cella di carico, la quale è uno strumento già presente in commercio. In questo caso è stata adottata una cella di carico che lavori a trazione/compressione prodotta dalla AEP. Ritornando alle dimensioni dello zoccolo: ad esso è stato applicato un foro in grado di contenere una vite M30, foro di collegamento applicato alla cella di carico. Dunque ad esso viene aggiunto un altro foro in grado di contenere la testa della vite (che come possiamo vedere dalle specifiche della vite è di 30 mm), mentre la grandezza della base (100x100 mm) è stata progettata in base alle dimensioni del carrello. Alla base dello zoccolo sono stati applicati dei fori Ø12 in grado di contenere le viti per collegare lo zoccolo alla piastra o al carrello. Sono stati previsti degli ulteriori fori per contenere la testa delle viti. Vediamo la riproduzione al CAD dello zoccolo nella figura sottostante:

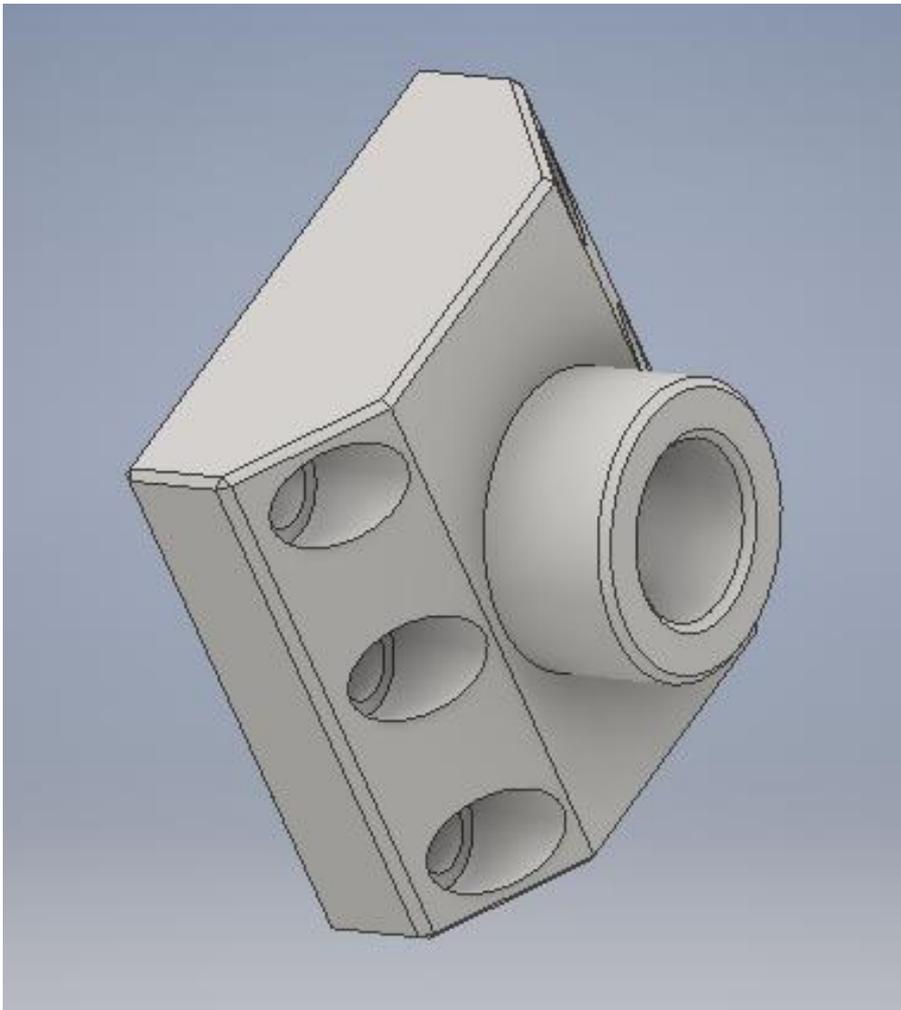


Figura 6 - Zoccolo di collegamento

Successivamente nell'assieme di progetto troviamo la cella di carico dimensionata in base alle specifiche della scheda tecnica

della cella scaricata dal sito della AEP, la quale è pubblicata come allegato (nome file: ts.116.r7). La cella di carico è un trasduttore in grado di convertire un peso o una forza applicata lungo il proprio asse, in un segnale elettrico che risulta proporzionale alla deformazione causata dalla forza sulla parte meccanica dello stesso. A seconda del principio di funzionamento, possono essere identificate le seguenti tipologie di celle di carico: celle di carico a ponte singolo, anche chiamate celle a carico centrale o celle di carico off-center, celle di carico a trazione, celle di carico a compressione, celle di carico a flessione, celle di carico al taglio, celle di carico a flangia. Esistono infine delle celle di carico in grado di lavorare sia in compressione che in trazione e per questo denominate universali. La cella di carico è un corpo metallico elastico a cui vengono applicati uno o più estensimetri. Gli estensimetri sono delle piccole griglie costituite da filamenti di costantana che, incollati in opportune posizioni della struttura della cella di carico, sono in grado di seguirne perfettamente la deformazione modificando di conseguenza la propria resistenza elettrica. Questa variazione di resistenza viene convertita in un segnale elettrico, grazie alla realizzazione di un circuito elettrico denominato "Ponte di Wheatstone", che collega tra loro 2 o più estensimetri. Dalla cella di carico, il segnale esce comunque dell'ordine di pochi mV per cui è necessaria un'ulteriore amplificazione ottenuta con apposite strumentazioni. Una cella di carico può avere infinite applicazioni: ovunque ci sia la necessità di pesare o di misurare, dosare o controllare una forza è necessario applicare delle celle di carico. Alcuni esempi classici in cui vengono applicate possono dunque essere i seguenti: bilance, sistemi di pesatura per tramogge o serbatoi, pedane per la pesatura di automezzi, gru, impianti per il dosaggio degli alimenti, sistemi di imballaggio ecc..

Scelta della cella di carico

La pressione esercitata dalla macchina è di 300 kN, dunque dovendo applicare 4 celle (una per ogni carrello), ognuna di esse deve resistere ad un carico di $300/4$ kN. Sapendo che il carico applicato è espresso in kN, ovvero in $t \cdot (m^2/s)$ e dato che le specifiche della scheda tecnica per la scelta della cella di carico presentano una resistenza ad un carico espressa come una

massa dunque in (kg) o (t) dovremo convertire il kN in tonnellate (t), dunque attraverso un rapido calcolo applicando la seconda legge della dinamica

$$F = M \cdot a$$

troveremo il carico equivalente in tonnellate a 300/4 kN:

$$300/4 = M \cdot 9,81$$

dunque la massa sarà di 7,6t. La cella di carico da utilizzare è dunque quella da 10 t (codice: CTS12710TC35). Nella figura sottostante vediamo una rappresentazione grafica in 3D della cella di carico.

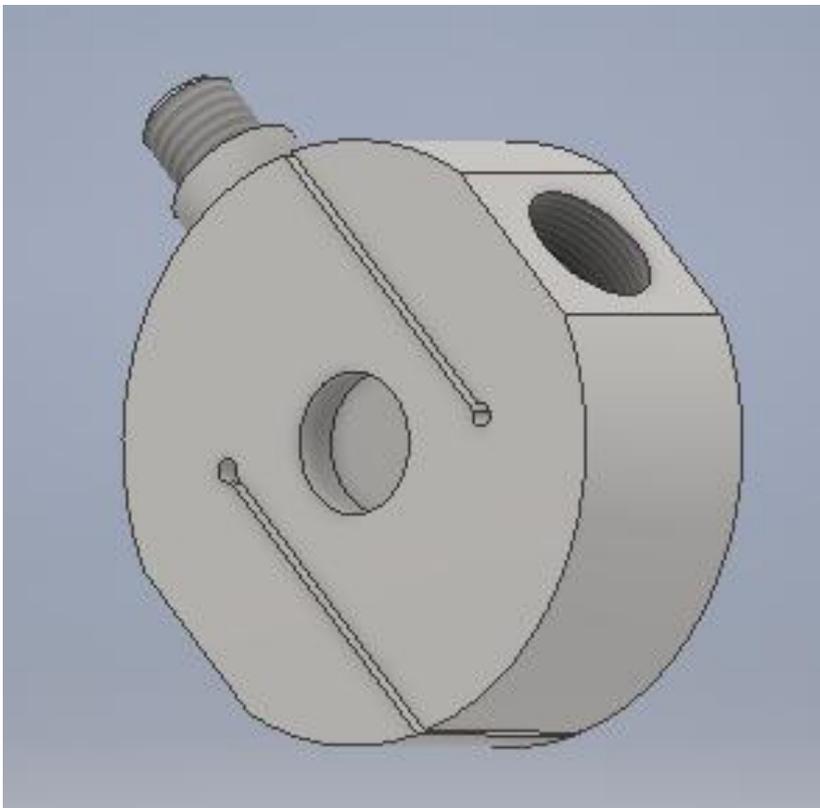


Figura 7 - Cella di carico

Come ultimo componente di progetto troviamo il carrello al quale è stata applicata una lavorazione di maschiatura sui sei fori Ø10 in modo tale da renderli idonei ad alloggiare sei viti M12 a testa cilindrica con cava esagonale. La figura sottostante mostra una rappresentazione grafica 3D del carrello.

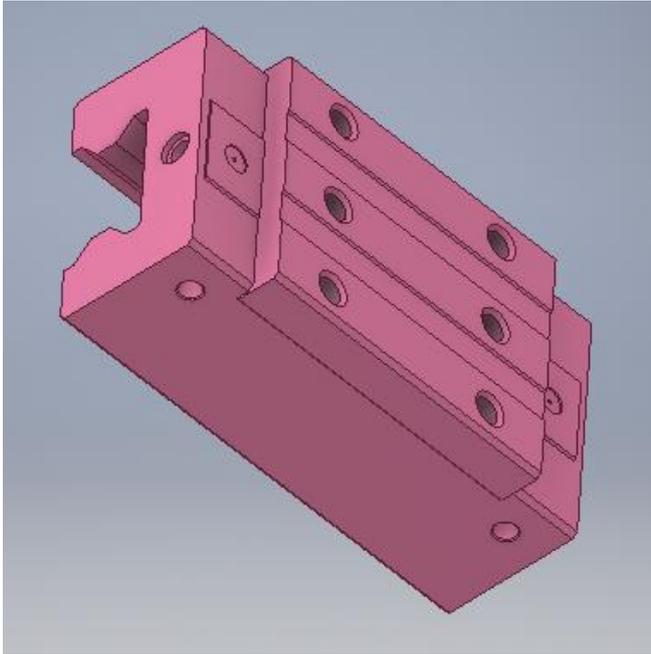


Figura 8 - Carrello

Per concludere possiamo vedere, mostrato nella figura seguente, il modello di assieme, che riassume le varie parti descritte in precedenza. Dal basso verso l'alto troviamo: la piastra, a seguire lo zoccolo di collegamento, la cella di carico, l'altro zoccolo per collegare cella e carrello e il carrello stesso.

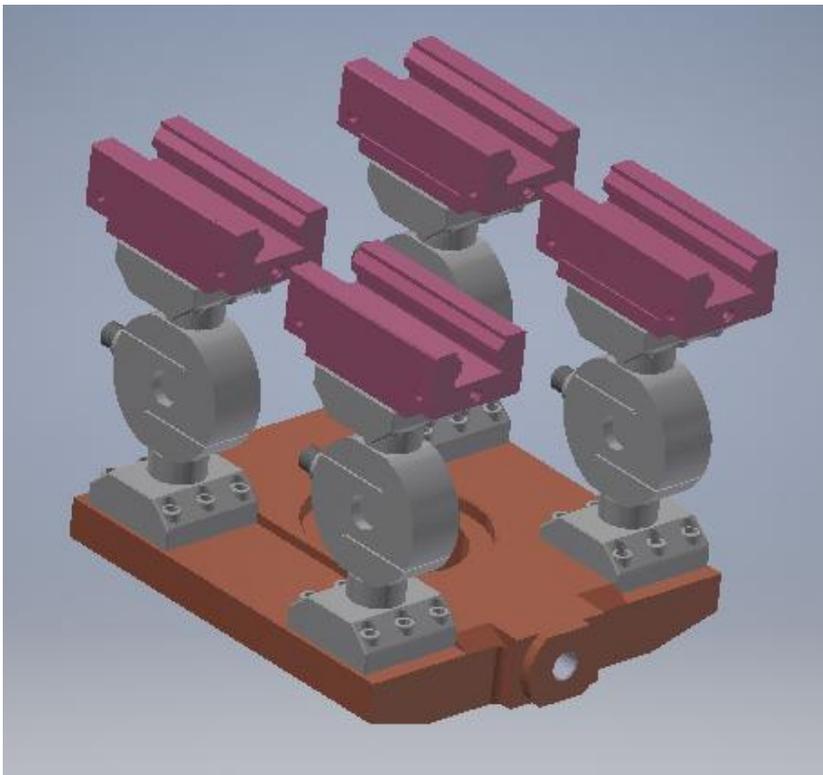


Figura 9 - Assieme componenti

In contrapposizione ai due vantaggi principali, che ricordiamo essere lo sdoppiamento dei sistemi per la lettura differente per prove a basso e ad alto carico e la lettura della misura della pressione senza il carico d'attrito sulle colonne, della soluzione adottata troviamo lo svantaggio di avere un sistema dotato di maggiore flessibilità a torsione, dunque è stata prevista una variante di progetto per ovviare alla mancata rigidità del sistema. Per un aumento della stessa rigidità è stata progettata una nuova piastra (375x349 mm), la quale non è altro che l'unione degli zoccoli stessi (4 a 4), perciò le parti in rilevanza sui quattro angoli della piastra hanno le stesse dimensioni degli zoccoli progettati nella soluzione precedente: foro centrale Ø30.5 per alloggiare viti M30 a testa cilindrica, con una cilindratura Ø45 con altezza di 30 mm per alloggiare la testa delle viti stesse. Inoltre saranno presenti i sei fori Ø12.5 per alloggiare le sei viti M12 a testa cilindrica e la conseguente cilindratura Ø18 per alloggiare la testa delle viti stesse. Alla base troveremo la solita piastra che verrà collegata alla nuova piastra dimensionata in funzione della precedente, prevede dunque uno scavo per ospitare la rilevanza della piastra stessa. Per quanto riguarda l'accoppiamento coi carrelli si prevede una piastra molto simile a quest'ultima, ma di progettazione più semplicistica, in quanto non prevede un foro centrale cilindrico Ø164 (come deve invece avere la piastra composta di 4 zoccoli per il collegamento con la piastra iniziale), ma può essere più semplicemente vista come unione dei quattro zoccoli mediante delle barre. Presenta, dunque un foro centrale di (175x149 mm). Ne vediamo una rappresentazione grafica di assieme e di particolare nelle figure seguenti.

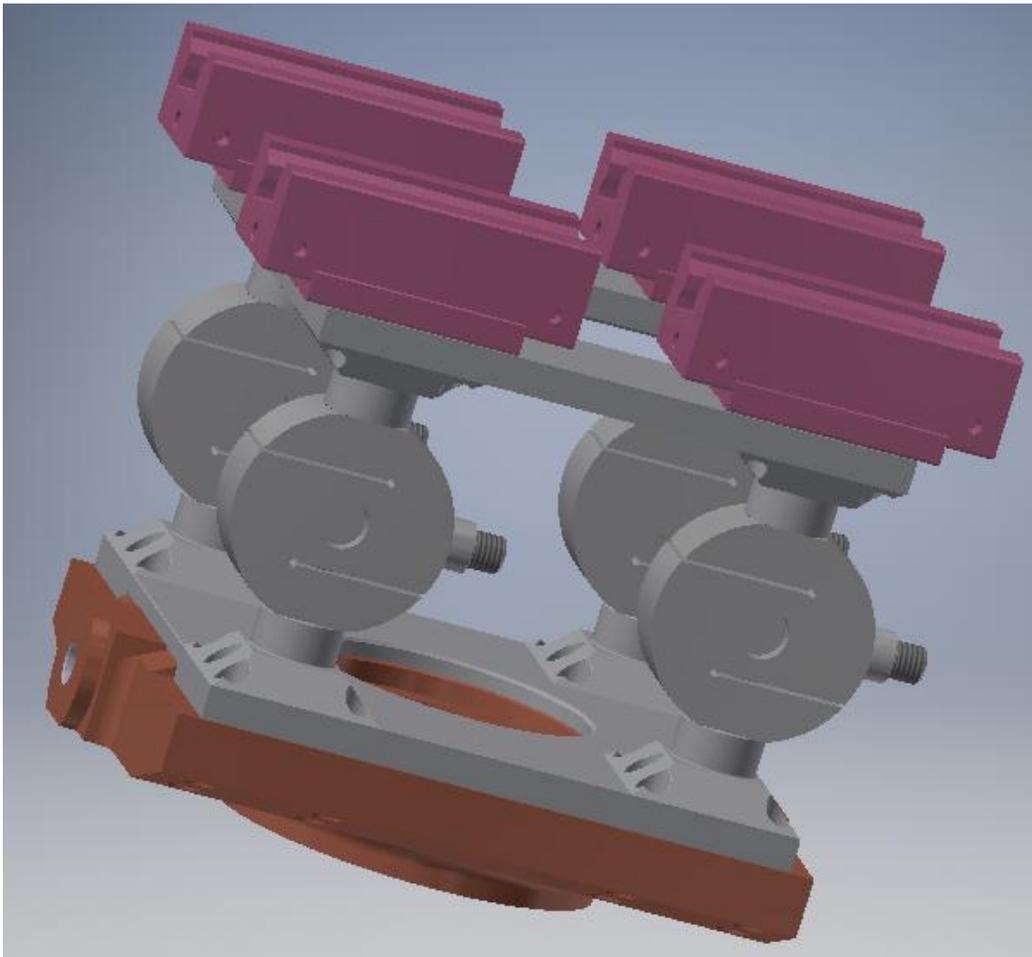


Figura 10 - Assieme della soluzione variante

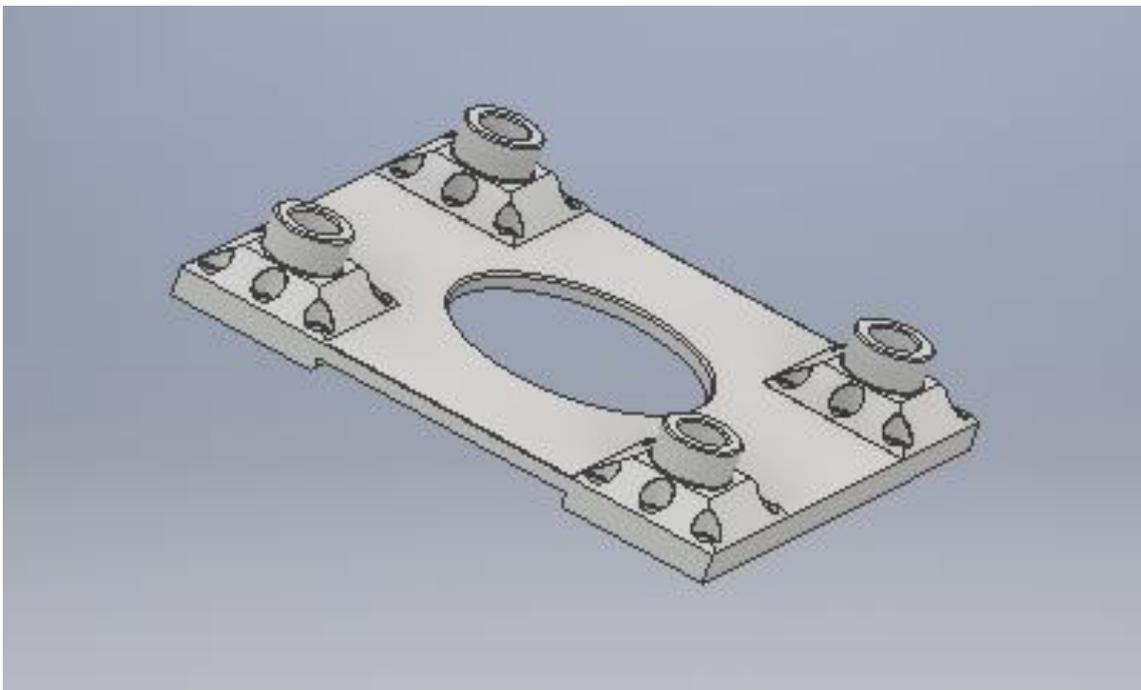


Figura 11 - Piastra di collegamento alla piastra di base

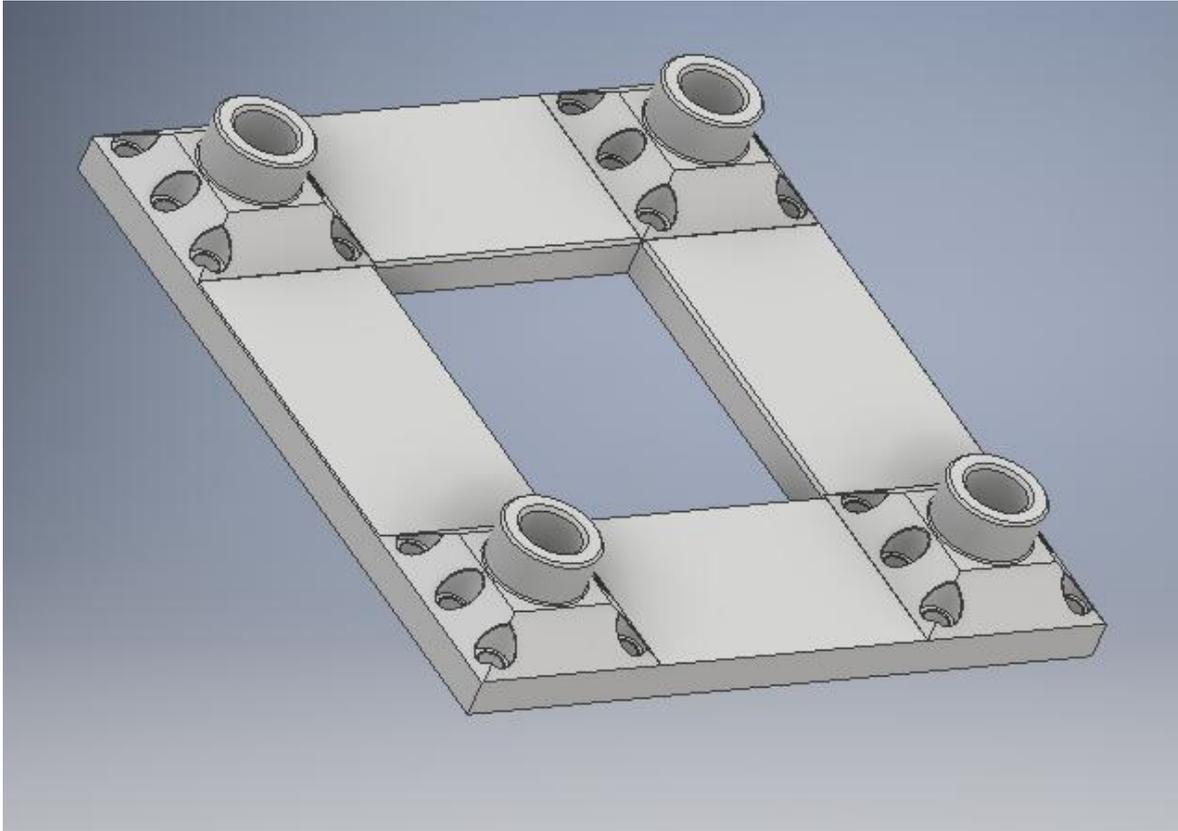


Figura 12 - Piastra di collegamento ai carrelli

Si allegano le tavole di progettazione 2D.

Nome file:

- **Carrello.pdf** per il carrello;
- **Cella_di_carico.pdf** per la cella;
- **Zoccolo_di_collegamento.pdf** per lo zoccolo;
- **Piastra_slitta.pdf** per la piastra di base.

Per quanto riguarda la soluzione alternativa per conferire maggior rigidità al sistema si allegano le due tavole della piastra per carrelli e della piastra di collegamento con piastra di base, rispettivamente con il nome file:

- **Piastra_per_carrelli.pdf;**
- **Piastra_per_piastra.pdf.**