



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Facoltà di Ingegneria

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI
MOVIMENTAZIONE E BLOCCAGGIO
PER IL TESTING DI ASSALI ELETTRICI
AUTOMOTIVE**

DESIGN OF A MOVEMENT AND LOCKING SYSTEM FOR
AUTOMOTIVE ELECTRIC AXLES TESTING

Relatore:

Prof. Marco Rossi

Candidato:

Lorenzo Tobia

A.A. 2023 / 2024

ABSTRACT

Il presente elaborato descrive la progettazione di un sistema di movimentazione e bloccaggio concepito per il testing di assali elettrici nell'ambito automotive. Il sistema sviluppato permette di posizionare in modo accurato gli assali elettrici, utilizzando un meccanismo a camma, al fine di consentire la connessione alla macchina di test.

Nel corso di questa tesi, verranno esaminati i requisiti di progettazione, le fasi di sviluppo e implementazione del sistema, nonché le considerazioni tecniche che hanno guidato le scelte progettuali.

Il progetto è stato proposto e assegnato da Loccioni, un'impresa marchigiana fondata nel 1968 con l'obiettivo di integrare persone, idee e tecnologia per creare modelli imprenditoriali che promuovano la conoscenza. Loccioni ha consolidato la sua reputazione come leader nell'automazione industriale e nei sistemi di testing, contribuendo allo sviluppo economico e sociale sia a livello locale che globale. L'impresa si impegna a promuovere l'innovazione e il progresso in diversi settori industriali, compreso quello automobilistico.

La recente diffusione dei veicoli elettrici è guidata sia dalla crescente consapevolezza ambientale che dall'evoluzione tecnologica. Tuttavia, per garantire prestazioni ottimali, è essenziale condurre test sui motori elettrici. Questi test consentono di valutare l'efficienza, la potenza e la durata dei motori, fornendo dati necessari per ottimizzare il design. Inoltre, contribuiscono al rispetto delle normative e alla soddisfazione del cliente.

Sommario

INTRODUZIONE.....	1
1. Contesto della progettazione.....	3
1.1. Assali elettrici	3
1.2. Tipologie di test effettuati dal banco di prova	6
1.3. Banco test.....	10
2. Processo di progettazione.....	17
2.1. Analisi degli obiettivi.....	17
2.2. Workflow	18
2.3. Architettura del sistema	20
2.4. Principio di funzionamento del sistema	30
2.5. Integrazione del sistema nel banco test.....	32
3. Dimensionamento del sistema.....	38
3.1. Profilo della camma	38
3.2. Analisi delle forze	46
3.3. Cilindro elettrico a vite senza fine	48
3.4. Seguace della camma	57
3.5. Guida lineare a pattini	62
3.6. Componente custom.....	68
3.7. Rinvio angolare	71
3.8. Freni pneumatici	72
3.9. Servomotore	77
3.10. Manicotto a ricircolo di sfere	84
4. Simulazioni FEM	88
4.1. Verifica delle leggi di moto della camma	88

4.2. Verifica della resistenza dell'elemento custom in caso d'impuntamento..	92
4.3. Verifica strutturale del sistema durante la fase di test	94
4.4. Analisi modale del sistema	97
4.5. Simulazione transiente del sistema	102
CONCLUSIONE.....	105
INDICE DELLE FIGURE.....	107
BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA	113

INTRODUZIONE

Il presente lavoro di tesi descrive la progettazione di un nuovo sistema di sollevamento e bloccaggio per i banchi di test degli assali elettrici. Il sistema di sollevamento consente di portare l'assale ad una quota di test, garantendone la stabilità attraverso un sistema di bloccaggio. Terminati i test, l'assale viene riportato alla quota iniziale e reinserito nella linea.

L'obiettivo dello studio è sostituire l'attuale sistema di sollevamento con una soluzione più compatta e più facile da mantenere. Si è, dunque, deciso di sviluppare un sistema che basasse il suo funzionamento su un meccanismo a camma.

Tale elaborato può essere suddiviso in due parti. La prima parte tratta lo studio del banco di test, andando ad analizzare l'oggetto stesso dei test e le prove a cui esso viene sottoposto. Nella seconda parte, invece, è stata individuata l'architettura del sistema di sollevamento per poter procedere al suo dimensionamento e alla sua verifica.

Più nello specifico, nel primo capitolo viene presentato lo studio degli assali elettrici e del banco di test, con particolare attenzione al suo funzionamento. Il banco test è composto da diversi sistemi che permettono di sottoporre l'assale a differenti tipologie di test. Fondamentalmente, il banco di test preso in analisi permette di svolgere test di tipo NVH e test di prestazione. Per poter progettare il sistema è necessario conoscere e comprendere il funzionamento dei vari meccanismi che costituiscono il banco di test. In particolar modo vengono analizzati il sistema di clamping, il quale permette di bloccare l'assale durante l'esecuzione dei test, il sistema di trasmissione, attraverso il quale l'assale viene collegato al macchinario di test, e il basamento.

Nel secondo capitolo vengono definiti gli obiettivi che il nuovo sistema deve raggiungere. Inoltre, vengono definite le specifiche tecniche, come, ad esempio, ingombri, massa dell'assale, forza del sistema di clamping e tempo ciclo, che il meccanismo deve rispettare. Sulla base di ciò sono state effettuate delle scelte che determinano l'architettura finale del sistema. Tra queste rientra l'individuazione della catena cinematica. Di conseguenza, vengono stabilite le componenti più idonee per assolvere gli obiettivi sopraindicati. Si è posta maggior attenzione alla scelta della tipologia di camma in quanto,

come precedentemente citato, il meccanismo si basa sul funzionamento di tale componente.

Nel terzo capitolo viene determinato in primo luogo il profilo della camma, utilizzando delle funzioni polinomiali. Successivamente, vengono svolte delle analisi cinematiche e dinamiche in modo tale da determinare le forze agenti sul sistema e le caratteristiche cinematiche con cui verranno dimensionate e verificate le componenti commerciali e custom.

Una volta determinate le componenti e la geometria finale del sistema, nel quarto capitolo vengono eseguite cinque simulazioni FEM. In particolar modo, è stata svolta un'analisi in dinamica rigida per confrontare le leggi di moto della camma ottenute per via analitica con quelle della simulazione. È stata poi effettuata una simulazione per valutare il caso in cui ci fosse una condizione di impuntamento. Successivamente è stata eseguita una simulazione statica del sistema durante la fase di test: le sollecitazioni per il sistema risultano essere particolarmente gravose in quanto su di esso agisce la forza di clamping e il momento dovuto al funzionamento del motore elettrico durante la fase di test.

La quarta simulazione svolta è l'analisi modale in cui vengono determinate le frequenze naturali del sistema per confrontarle con le frequenze che sviluppa l'assale durante la fase di test. Per finire, l'ultima simulazione effettuata è quella strutturale transiente, eseguita per valutare il comportamento del sistema durante le fasi di discesa e salita. Viene, così, valutata anche la pressione di contatto tra la pista della camma e la rotella segui camma.

1. Contesto della progettazione

1.1. Assali elettrici

Gli assali elettrici sono componenti fondamentali dei veicoli elettrici, responsabili della trasmissione della potenza dalle batterie al sistema di trazione delle ruote. Questi assali sono un'unità compatta costituita da motore elettrico, trasmissione meccanica e elettronica associata, che lavorano insieme per garantire un funzionamento efficiente e affidabile del veicolo.

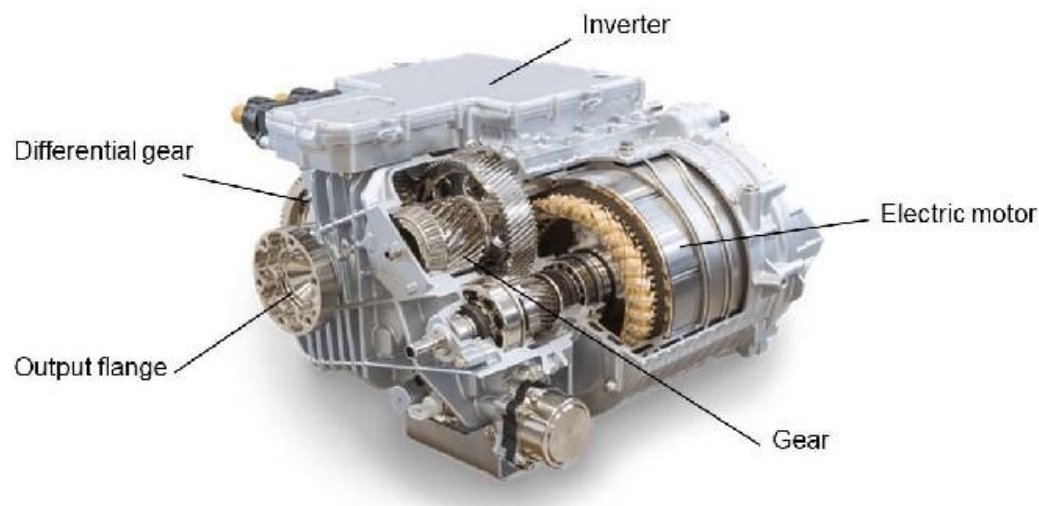


Figura 1. Esempio di configurazione di un assale elettrico

Le componenti fondamentali sono:

1. **motore elettrico**, è il componente principale dell'assale elettrico, responsabile della conversione dell'energia elettrica in energia meccanica per muovere il veicolo. Esistono diversi tipi di motore elettrici, come, ad esempio, quelli sincroni a magneti permanenti o asincroni, che si distinguono tra loro a seconda delle prestazioni e dalle esigenze dell'applicazione.
2. **trasmissione meccanica**, trasmette la potenza generata dal motore alle ruote del veicolo. Può includere un cambio a una o più velocità, consentendo al veicolo di

adattarsi a diverse condizioni di guida e di terreno. In alcuni casi, come nei veicoli con due motori elettrici sull'asse anteriore e posteriore, la trasmissione può essere completamente elettronica senza la necessità di un cambio fisico;

3. **elettronica di potenza (Inverter)**, è un componente cruciale che fornisce al motore elettrico la tensione e la corrente necessarie per il funzionamento. L'inverter utilizza una tecnologia a semiconduttore e un'area di controllo per convertire la corrente continua delle batterie in corrente alternata per alimentare il motore e regolarne la potenza in uscita;
4. **unità differenziale**, è una parte essenziale che distribuisce la potenza alle ruote del veicolo in modo appropriato. Essa consente alle ruote di girare a velocità diverse durante le curve e offre una distribuzione uniforme della potenza per garantire una trazione ottimale su strade di diverso tipo.

Esistono due tipologie di assali elettrici, differenziate in base alla disposizione interna dei componenti fondamentali. Queste configurazioni, denominate **Offset** e **Concentrica**, influenzano le dimensioni complessive e le prestazioni dell'assale elettrico.

Nella **configurazione Offset**:

- l'ingresso e l'uscita della gearbox sono posizionati in modo asimmetrico rispetto all'asse dell'assale;
- l'ingresso della gearbox è collegato direttamente al motore elettrico, mentre l'uscita trasmette il moto alle ruote attraverso un sistema di ingranaggi;
- l'asimmetria può comportare una maggiore lunghezza dell'assale e una distribuzione del peso non omogenea.

Questo tipo di configurazione è il più comune sul mercato e offre una manutenzione agevole e una progettazione relativamente semplice.

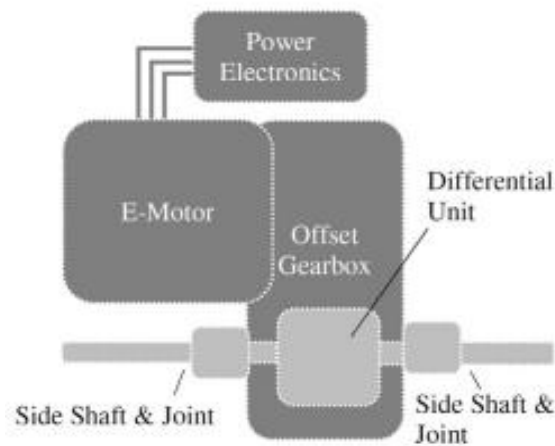


Figura 2. Schema configurazione Offset

Nella **configurazione Concentrica**:

- l'ingresso e l'uscita della gearbox sono allineati in modo concentrico rispetto all'asse dell'assale;
- vengono spesso utilizzati ingranaggi planetari per ridurre lo spazio occupato e migliorare l'efficienza complessiva;
- l'ingresso della gearbox è connesso direttamente al motore elettrico, mentre l'uscita trasmette il moto alle ruote attraverso l'ingranaggio planetario.

La configurazione Concentrica è più compatta rispetto alla configurazione Offset, ma può presentare una maggior complessità progettuale in quanto il sistema di ingranaggi planetari richiede un maggior controllo delle tolleranze e una disposizione più precisa.

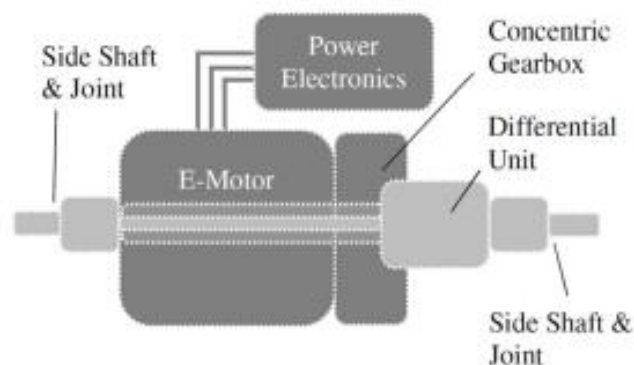


Figura 3. Schema configurazione Concentrica

In sintesi, la configurazione offset è più comune e offre una progettazione relativamente semplice, mentre la configurazione concentrica è più compatta ma richiede una maggiore precisione nella progettazione e nell'assemblaggio. Entrambe le configurazioni hanno vantaggi e limitazioni, e la scelta dipende dalle esigenze specifiche dell'applicazione e dalle restrizioni di spazio e di peso.

1.2. Tipologie di test effettuati dal banco di prova

I test condotti sugli assali elettrici sono importanti per assicurare le prestazioni ottimali e la sicurezza dei veicoli. Questi test sono divisi in due categorie principali: test di prestazioni e test sulle vibrazioni. Solitamente questi test vengono condotti su banchi di prova end-of-line. Questi banchi sono posizionati al termine della linea di produzione e vengono impiegati per verificare il corretto funzionamento di ogni singolo assale. Su questi banchi di prova, gli assali vengono sottoposti a una serie di test per garantire la soddisfazione delle specifiche di progetto. Questi test comprendono la misurazione della coppia massima erogata, test NVH (Noise, Vibration, and Harshness) e misurazioni sulla velocità massima.

Le prove effettuate non si limitano ai soli banchi end-of-line, ma vengono condotte anche all'interno di laboratori per periodi di tempo più ampi in modo da valutare le prestazioni durante l'intero ciclo di funzionamento dell'assale, simulando così delle condizioni di utilizzo reali nel tempo. Grazie all'ambiente controllato del laboratorio è possibile identificare eventuali anomalie o variazioni nel corso del tempo, dando così importanti informazioni per il miglioramento del design.

Nei test di prestazione si vanno a valutare ad esempio la coppia massima, la velocità massima e la potenza che il motore può raggiungere, mentre i test sulle vibrazioni valutano le vibrazioni prodotte dall'assale durante il suo funzionamento. Questi test possono essere condotti sia sull'assale completo che sui singoli componenti separati. I dati ottenuti da queste prove sono di cruciale importanza per garantire il comfort di guida e la durabilità dell'intero veicolo.

I test NVH e di coppia sono due degli aspetti più cruciali nei test degli assali elettrici.

1. **NVH (Noise, Vibration, and Harshness):** è lo studio e la misurazione delle caratteristiche vibro-acustiche dei veicoli.

- **Noise:** la propagazione del suono causata da uno specifico oggetto o componente. Disturbo udibile principalmente nel range di frequenza da 20 Hz a 5000 Hz. Caratterizzato da frequenza, livello e qualità.
- **Vibration:** le oscillazioni che si verificano ad una determinata frequenza che si possono avvertire durante la marcia. Movimento percepito dal corpo principalmente nel range di frequenza da 0,5 Hz a 50 Hz. Caratterizzato da frequenza, livello e direzione.
- **Harshness:** a differenza del rumore e delle vibrazioni, facilmente misurabili, l'*harshness* è una qualità soggettiva misurata attraverso strumenti, appartenenti al campo noto come “psicoacustica”, in grado di fornire risultati che riflettono le impressioni soggettive dei diversi utenti.

Le tre principali fonti di NHV nei veicoli sono:

- **aereodinamica:** la resistenza del vento contro la carrozzeria della vettura e l'impianto di climatizzazione;
- **meccanica:** derivante dall'attrito dei freni, dalle dinamiche del gruppo di propulsione e il contatto fra gli pneumatici e la strada;
- **elettrica:** causata dagli inverter presenti nelle auto elettriche e dalle spie acustiche rivolte al conducente.



Figura 4. Esempio di sorgenti di vibrazioni e rumori in un veicolo

Nei test NVH per gli assali elettrici, vengono misurate le vibrazioni attraverso l'applicazione di accelerometri in posizioni strategiche lungo l'assale che registrano le oscillazioni generate durante il funzionamento dell'assale elettrico. Inoltre, per la valutazione dell'emissione sonora, vengono installati dei microfoni. Per non contaminare la misura, è di fondamentale importanza che ogni sistema del banco di test sia progettato in modo tale da non indurre vibrazioni aggiuntive, garantendo così l'affidabilità dei dati ottenuti.

2. **Misurazione della coppia:** la coppia è una grandezza fondamentale che indica la capacità di una forza di produrre una rotazione attorno ad un asse. La sua corretta misurazione può garantire il funzionamento di trasmissioni, motori e altri componenti.

Il principio di funzionamento di un trasduttore di coppia si basa sulla misura della deformazione causata dal momento torcente: quando una coppia viene applicata ad un albero, questo subisce una torsione, causando una deformazione. Il trasduttore di coppia rileva questa deformazione e la converte in un segnale misurabile, solitamente elettrico, attraverso degli estensimetri che modificano la loro resistenza in proporzione alla deformazione coinvolta. Questo segnale è facilmente riconducibile alla coppia e può essere letto attraverso strumenti di visualizzazione o di registrazione.

Esistono diverse tipologie di trasduttori di coppia, che possono differire strutturalmente non solo nel design meccanico, ma anche nella forma della trasmissione del segnale.

Si fa distinzione tra due tipi di sensori di coppia:

- **trasduttore ad albero:** il momento torcente viene misurato attraverso la deformazione dell'albero stesso, utilizzando degli estensimetri disposti a 45° sull'albero rispetto all'asse di rotazione e collegati ad un ponte di Wheatstone per eliminare le interferenze provenienti dall'ambiente esterno;
- **trasduttore a flangia:** viene installato tra due componenti rotanti e misura il momento torcente attraverso la deformazione della flangia. È costituito da una parte rotorica e una statorica: la parte rotorica è connessa direttamente agli alberi, mentre la parte statorica viene utilizzata come

supporto e protezione. La trasmissione del segnale può avvenire per contatto diretto o senza contatto, sfruttando componenti elettronici speciali posizionati all'interno dello statore andando a minimizzare gli attriti.



Figura 5. Trasduttori di coppia

I test di coppia riguardanti gli assali elettrici, utilizzano dei trasduttori a flangia poiché risultano più adatti a operare a velocità di rotazione più elevate, tipiche negli assali. Inoltre, i trasduttori a flangia sono meno soggetti ad usura, garantendo misurazioni affidabili e precise anche dopo un uso prolungato. La misurazione della coppia sugli assali, in questa applicazione, viene fatta con una configurazione in **linea**.

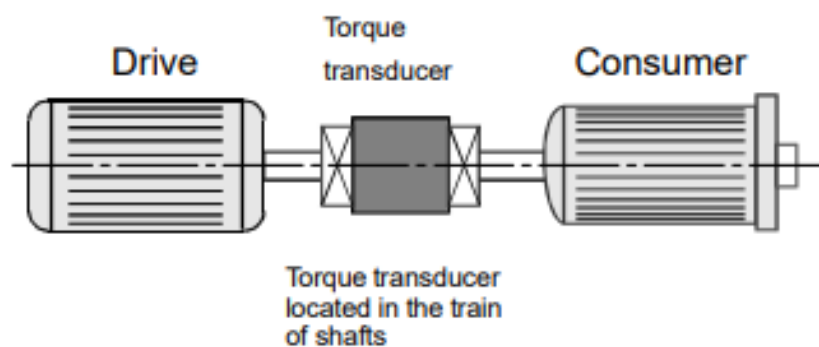


Figura 6. Il principio di misurazione della coppia in linea

1.3. Banco test

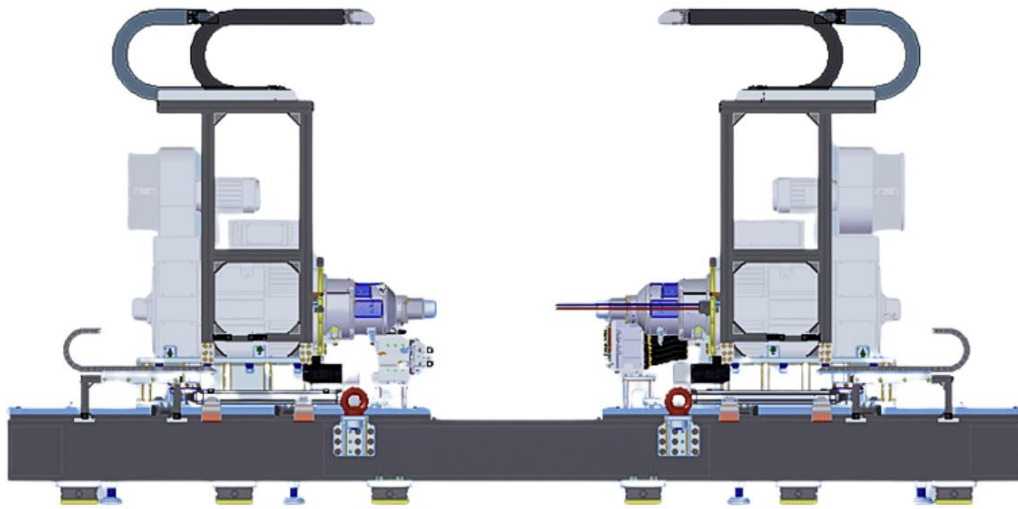


Figura 7. Banco test per assali elettrici

L'assale elettrico, posto su un pallet, viene trasportato lungo la linea di produzione fino al banco di test. Una volta giunto a destinazione, il pallet viene posizionato su un sistema di sollevamento (*index*), che si solleva fino alla sua posizione referenziale (sistema non rappresentato nella Figura 7, si colloca nella parte centrale del banco circa alla stessa quota del basamento). Successivamente, un sistema di bloccaggio (*clamping*) entra in azione esercitando una forza sull'assale per mantenerlo stabile durante i test (sistema non rappresentato nella Figura 7, si colloca nella parte centrale del banco al di sopra del sistema di sollevamento). Si procede quindi con i collegamenti idraulici ed elettrici per garantire il corretto funzionamento e simulare le reali condizioni di esercizio. La fase successiva prevede l'accoppiamento dell'assale alle dinamo (raffigurate in bianco in Figura 7), le quali simulano la coppia resistente prodotta dalle ruote del veicolo, consentendo di valutare le prestazioni dell'assale in condizioni di carico realistico. Una volta effettuate tutte le connessioni si procede con il test, che ha una durata di circa un minuto: durante questa fase, il sistema monitora costantemente le prestazioni dell'assale, registrando dati come potenza, coppia e altre variabili rilevanti. Questi dati vengono elaborati e analizzati per determinare se l'assale soddisfa gli standard di qualità e le specifiche di prestazioni richieste. Terminati i test, si disconnette l'assale dalla macchina di prova, l'*index* ritorna nella sua posizione iniziale e il pallet viene rimesso in linea.

Analizziamo ora in dettaglio i sottosistemi costituenti la macchina di test.

- **Sistema di *clamping*:** è fondamentale per assicurare che l'assale rimanga nella corretta posizione per l'intera durata dei test. È composto da quattro leve, di cui una presenta un sistema di movimentazione a pattini per consentire l'adattamento a diversi modelli di assali. Queste leve entrano in azione quando la piattaforma di sollevamento raggiunge la sua posizione terminale, impegnandosi direttamente sull'assale e esercitando una forza controllata che lo vincola e fa in modo che questo non si sposti durante i test.

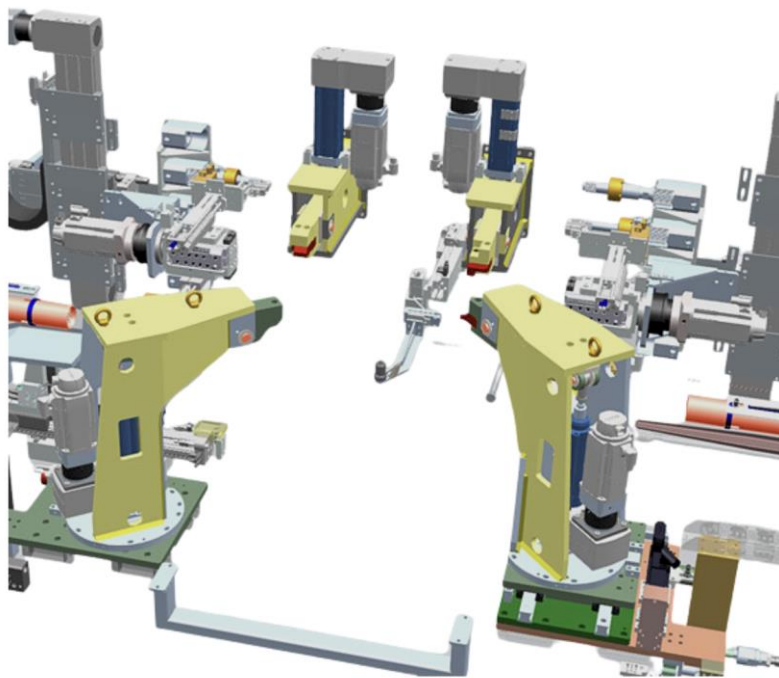


Figura 8. Sistema di clamping (evidenziate in giallo)

Il meccanismo di movimentazione di queste leve è costituito da un motore elettrico, da un rinvio angolare a cinghia e da un attuatore lineare (cilindro elettrico a vite senza fine).

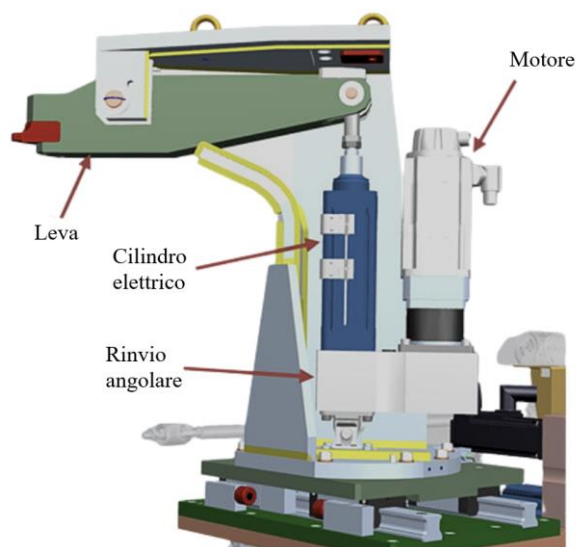


Figura 9. Leva con sistema di movimentazione anteriore

Una volta che l'assale è correttamente posizionato, il motore attiva il cilindro elettrico che spinge la parte posteriore della leva. Questa leva è libera di ruotare attorno ad un asse, facendo sì che la parte anteriore si impegni sull'assale tramite una battuta, indicata in rosso nella Figura 9. Quindi l'assale risulta sollecitato da 4 forze, una per ogni leva.

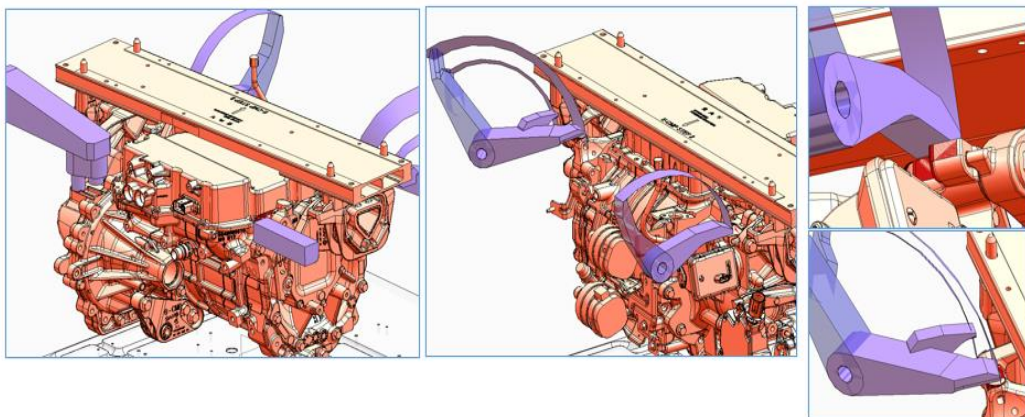


Figura 10. Assale sottoposto a clampaggio



Figura 11. Punti di applicazione delle forze di clampaggio

- **Dinamo:** svolgono il ruolo di simulare la resistenza delle ruote durante il funzionamento dell'autovettura, permettendo così di testare l'assale elettrico in condizioni di utilizzo standard o specifico. L'assale viene comandato dall'esterno fornendo potenza alle due dinamo, che fungono da carichi dinamici regolabili. Le dinamo grazie ad un cilindro elettrico possono muoversi lungo un sistema di guida a pattini. Una volta che l'assale è stato posizionato correttamente e i collegamenti all'impianto idraulico ed elettrico sono stati verificati, le dinamo scorrono entrambe verso il centro della macchina di test, dove vanno in presa con l'uscita dell'assale elettrico.

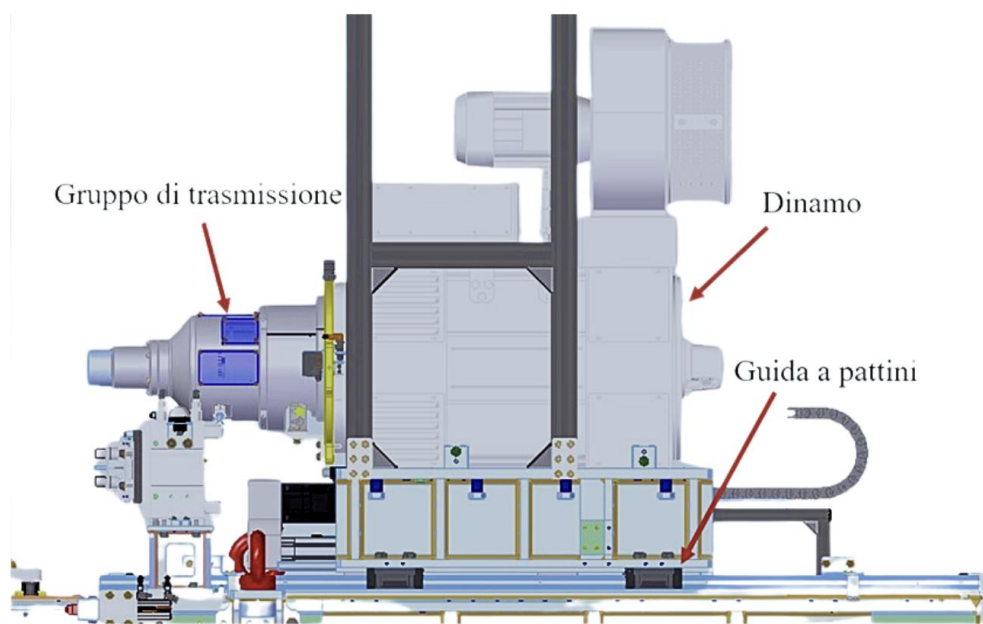


Figura 12. Dinamo, gruppo di trasmissione, guida a pattini

La trasmissione meccanica che permette il trasferimento di coppia dall'assale elettrico alla dinamo è costituita da diversi elementi.

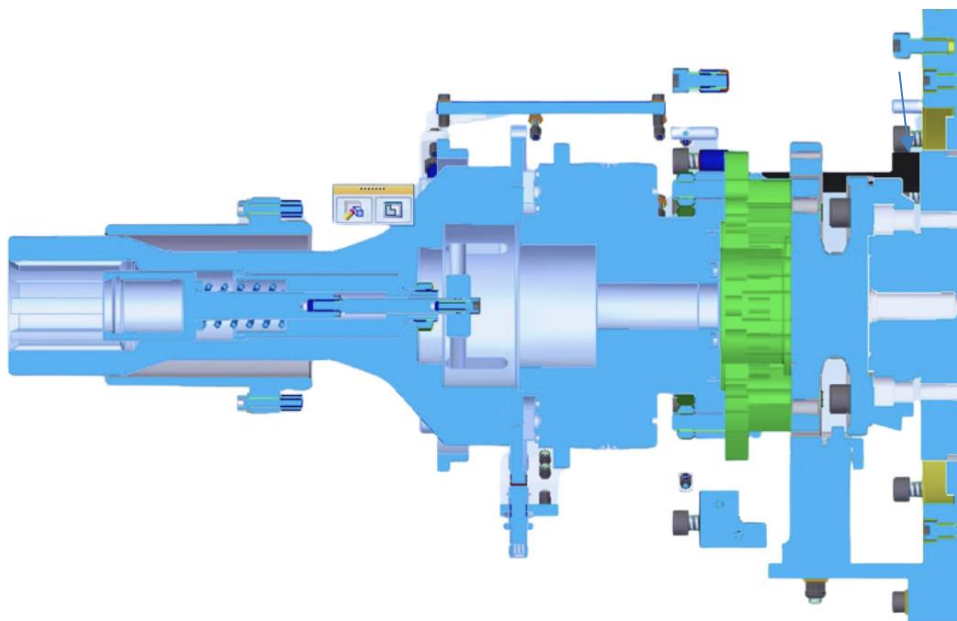


Figura 13. Sistema di trasmissione dall'assale alle dinamo

Guardando la Figura 13 da destra verso sinistra si riconoscono in ordine:

- ***trasduttore di coppia***,
 - ***adattatore meccanico***,
 - ***giunto di sicurezza***, che ha la funzione di interrompere il trasferimento di coppia qualora la coppia erogata dall'assale dovesse superare un valore massimo, a causa, ad esempio, di un malfunzionamento; serve ad impedire il danneggiamento del trasduttore di coppia,
 - ***adattatore mille righe molleggiato***, presenta una dentatura che si adatta al tipo specifico di assale in fase di test. La sua caratteristica molleggiata consente di compensare eventuali disallineamenti tra la dentatura dell'adattatore e quella dell'assale. In questo modo, assicura un accoppiamento uniforme e stabile, garantendo una trasmissione efficiente della coppia senza rischi di danneggiamento dei componenti.
- **Basamento:** è la struttura che poggia a terra e funge da supporto strutturale per la macchina di test, garantendo che sia stabile durante le operazioni. Il suo ruolo va oltre il semplice sostegno, poiché deve anche isolare il sistema dalle vibrazioni esterne che potrebbero influenzare negativamente le misurazioni. Per raggiungere questo obiettivo, vengono utilizzati anche dei sistemi smorzanti che riducono significativamente le vibrazioni trasmesse all'assale durante i test.

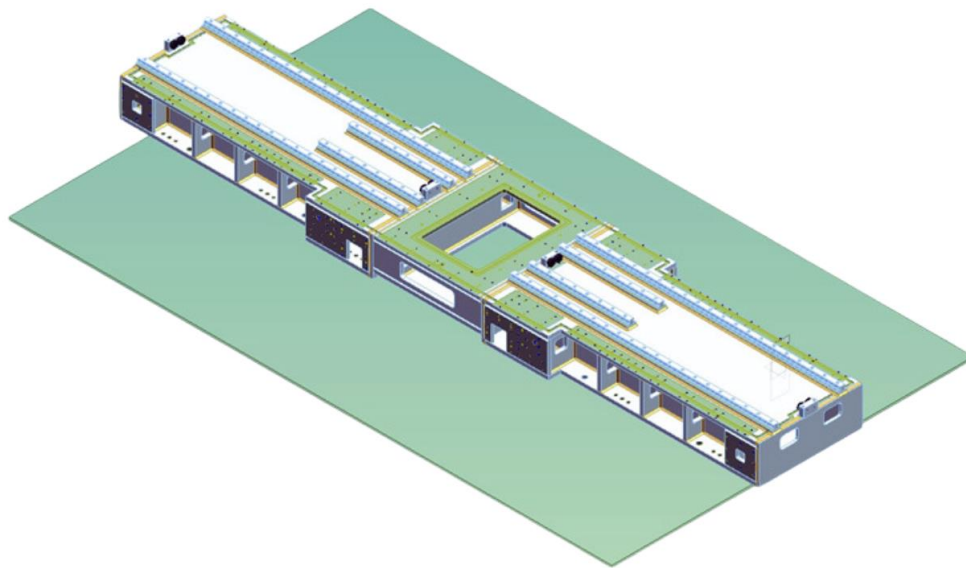


Figura 14. Basamento del banco test

Nei capitoli seguenti verrà descritto il sistema di sollevamento impiegato per il passaggio dell'assale dalla posizione bassa, ovvero quella di linea, a quella alta, adibita al test. Più nel dettaglio, verrà esaminata la progettazione di tale sistema, partendo da un'idea concettuale e procedendo fino alla sua completa definizione ed implementazione all'interno del banco test.

2. Processo di progettazione

La tesi è incentrata sulla progettazione del sistema di sollevamento. Come già specificato nel capitolo precedente, questo sistema ha il compito di sollevare l'assale fino a una posizione di riferimento per lo svolgimento dei test, mantenendolo stabile per l'intera durata degli stessi, e successivamente riportarlo all'altezza di linea una volta conclusi i test. In questo capitolo si esamineranno gli obiettivi richiesti al sistema, i requisiti progettuali e il processo di progettazione che ha portato alla determinazione del sistema finale.

2.1. Analisi degli obiettivi

Il seguente progetto è stato condotto con l'obiettivo di sostituire il sistema di sollevamento già impiegato, a causa della sua scarsa manutenibilità. Il nuovo sistema di sollevamento deve soddisfare una serie di obiettivi per migliorare l'efficienza e la funzionalità rispetto al sistema esistente. Per prima cosa, il nuovo meccanismo deve essere progettato per operare in modo **affidabile** e **sicuro** durante tutte le fasi del ciclo di lavoro, garantendo un funzionamento continuo senza interruzioni o guasti. Le componenti del sistema devono essere **facilmente accessibili** per ispezioni e interventi di manutenzione, riducendo così i costi e i tempi operativi. Un altro requisito che il meccanismo deve avere è la capacità di posizionare l'assale con **precisione** nella posizione di riferimento necessaria per eseguire i test. Durante l'intera durata dei test, il sistema deve garantire la **stabilità** dell'assale, mantenendolo in una posizione fissa e stabile, evitando qualsiasi movimento indesiderato. Questi due ultimi aspetti sono fondamentali per garantire la validità e la ripetibilità dei test.

Inoltre, il meccanismo deve essere progettato per **occupare meno spazio possibile**. La riduzione degli ingombri è essenziale per facilitare l'integrazione del meccanismo in spazi limitati. Il sistema deve essere in grado di **operare rapidamente**, riducendo il tempo complessivo necessario per ogni ciclo di sollevamento e test.

Per raggiungere questi obiettivi, è stato deciso di utilizzare un meccanismo a camma. Grazie a questo componente si è in grado di fornire movimenti precisi e ripetibili, garantendo al contempo una struttura compatta e un funzionamento veloce.

2.2. Workflow

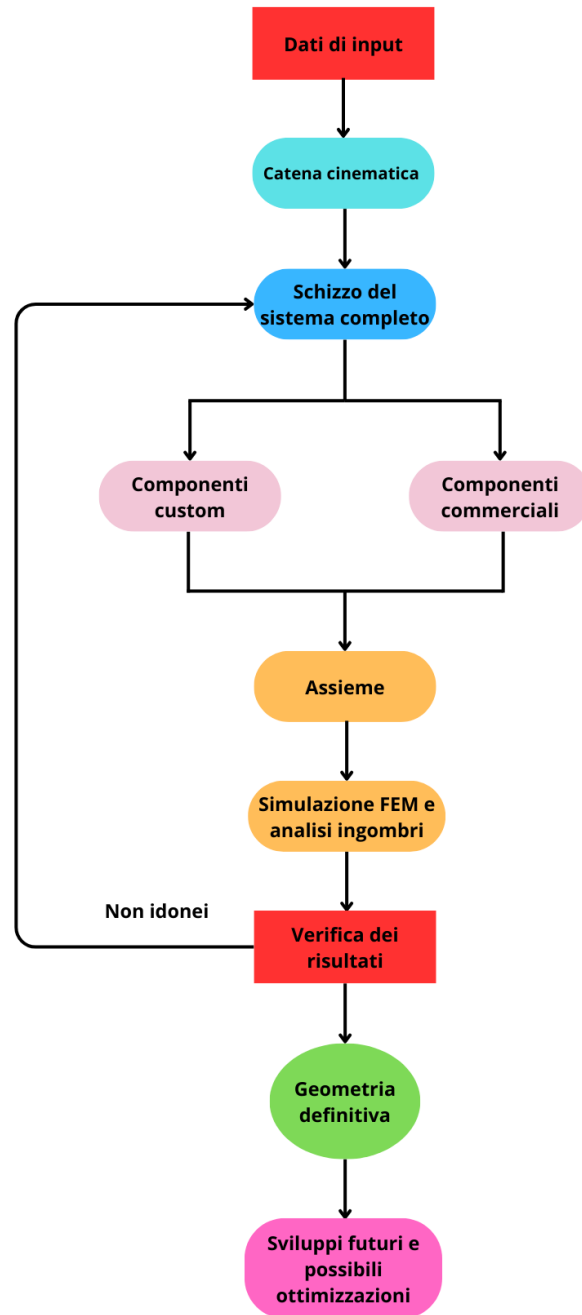


Figura 15. Flowchart dei passaggi effettuati per il raggiungimento del sistema finale

Per prima cosa vengono forniti i dati di input:

- Massa assale = 400 Kg
- Tempo di salita/discesa = 0,5 s
- Forza di clamping = 40000 N
- Velocità massima del motore durante i test = 3000 rpm
- Impulso nullo durante le fasi di salita e discesa
- Corsa verticale della piastra di sollevamento = 80 mm

Una volta determinati i dati di partenza, si procede con la determinazione della catena cinematica e la scelta della tipologia di camma da utilizzare. Definiti questi aspetti, si passa alla realizzazione di un primo schizzo della geometria complessiva del meccanismo. Questo schizzo preliminare serve come base per lo sviluppo del progetto e permette di visualizzare l'interazione tra le diverse componenti. Durante questa fase, si tengono in considerazione le dimensioni globali del sistema, la disposizione delle componenti e le possibili interferenze. Successivamente, si procede alla selezione delle singole componenti commerciali. Le componenti commerciali vengono selezionate da cataloghi di diversi fornitori, garantendo che siano rispettati i requisiti dimensionali e tecnici del progetto. Parallelamente viene definito il profilo della camma, tenendo conto dei parametri operativi, e vengono dimensionate le componenti custom, assicurandosi che soddisfino i requisiti di resistenza e funzionalità. Con tutti gli elementi determinati, si procede alla creazione di un assieme completo del meccanismo. Questo modello 3D permette di verificare la compatibilità degli ingombri, assicurando che tutte le componenti si integrino correttamente senza interferenze e problemi di montaggio. Come ultimo passaggio, si effettuano analisi strutturali mediante il metodo degli elementi finiti (FEM). Queste analisi consentono di valutare le deformazioni e le sollecitazioni delle componenti sotto carico, identificando eventuali criticità che potrebbero richiedere modifiche progettuali. Inoltre, vengono condotte analisi modali per determinare le frequenze naturali del sistema e valutare il comportamento dinamico del meccanismo. Queste analisi vengono svolte con lo scopo di prevenire fenomeni di risonanza che potrebbero compromettere la precisione e la stabilità del sistema.

2.3. Architettura del sistema

Il primo passo operativo per la scelta dell'architettura è stato quello di effettuare un'analisi delle forze a cui il sistema viene sottoposto durante le diverse fasi del suo funzionamento. Sono state individuate tre fasi cruciali:

1. **Salita/discesa della piattaforma di sollevamento assale:** durante questa fase, il sistema di sollevamento deve sostenere la forza peso dell'assale e l'inerzia dovuta all'accelerazione. Considerando che i carichi sono applicati nel baricentro della piattaforma, si può concludere che il sistema è sottoposto a un carico verticale. Tuttavia, se il carico dovuto alla forza peso non fosse applicato esattamente nel baricentro della piattaforma, si genererebbero dei momenti che potrebbero causare flessioni o torsioni nel sistema di attuazione.
2. **Fase di clamping:** una volta che la piattaforma ha raggiunto la quota desiderata, l'assale viene bloccato da un sistema di clampaggio che esercita una forza complessiva di 40000 N suddivisa in 4 punti di applicazione sull'assale. Si considera la risultante di questa forza applicata al baricentro della piastra di sollevamento che si somma alla forza peso dell'assale.
3. **Fase di test:** la coppia che genera l'assale durante il suo funzionamento viene vista come un momento che tende a ribaltare la piastra di sollevamento.

Fatte le dovute premesse sulle condizioni di carico del sistema, si è passati all'abbozzo di una prima catena cinematica. Questa catena prevede, in sequenza, i seguenti elementi: un motore, un eventuale riduttore, un attuatore lineare e, infine, una camma collegata alla piastra di sollevamento.

- **Motore:** è il componente che fornisce la potenza necessaria per il movimento del sistema. Deve essere selezionato in base alla potenza richiesta per sollevare l'assale, tenendo conto delle forze peso e delle inerzie durante le fasi di accelerazione e decelerazione.
- **Riduttore:** potrebbe essere utilizzato per adattare la velocità di rotazione del motore alle esigenze del sistema. Esso riduce la velocità di rotazione del motore, aumentando al contempo la coppia e permettendo così di gestire carichi più elevati.

- **Attuatore Lineare:** trasforma il movimento rotatorio del motore in un movimento lineare. L'attuatore deve essere scelto in base alla forza e alla corsa necessarie per il sollevamento.
- **Camma:** è collegata alla piastra di sollevamento e traduce il movimento lineare dell'attuatore in un movimento verticale preciso. La forma della camma è progettata per controllare il sollevamento dell'assale e garantirne la stabilità durante i test.

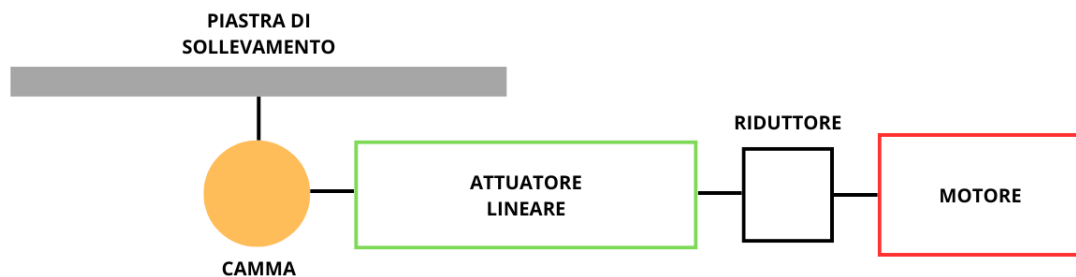


Figura 16. Catena cinematica

La prima componente della catena cinematica che si determina è il meccanismo a camma. Per meccanismo a camma si intende un sistema a un grado di libertà nel quale un elemento, definito movente, mette in movimento un secondo elemento, definito cedente, attraverso il contatto diretto. Generalmente la camma assolve il ruolo di movente e viene sagomata in modo da imporre al cedente una legge di moto con caratteristiche assegnate. La selezione della tipologia di camma è stata effettuata in base al compito che essa deve svolgere, ovvero permettere il movimento alto-basso della piastra di sollevamento. È importante considerare che la camma deve avere due punti di stazionamento per la piastra di sollevamento: uno a quota zero e l'altro a quota di test. Inizialmente vengono prese in considerazione tre tipologie di camme:

- a) camma a sagoma traslante
- b) camma piana
- c) camma cilindrica.

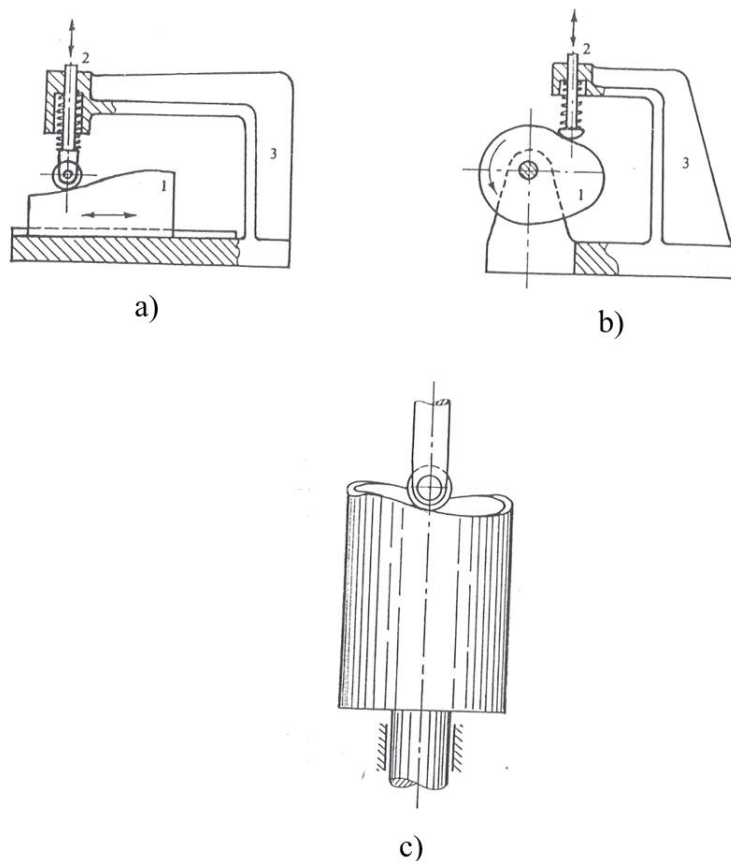


Figura 17. Tipologie di camma

La camma piana e la camma cilindrica, sebbene comunemente impiegate in diversi meccanismi di sollevamento e traslazione, per l'applicazione in esame, presentano significativi svantaggi. La camma piana è efficace per movimenti lineari e può garantire una buona precisione, ma la sua conformazione richiede spazio aggiuntivo per alloggiare sia la camma stessa sia il meccanismo di traslazione collegato. Nel contesto del sistema di sollevamento in questione, quest'ultima risulta di difficile integrazione e per questo motivo viene esclusa. Analogamente, il discorso fatto in precedenza vale per la camma cilindrica. Risulta dunque conveniente adottare la soluzione della **camma a sagoma traslante con cedente a rotella**, dove un profilo appositamente sagomato, seguendo una legge di moto specifica, agisce sul cedente che segue il suo corrispettivo profilo. Nel caso studio di questa tesi è stato utilizzato un profilo chiuso. Quindi si opta per un

accoppiamento di forma, dove la geometria stessa impedisce il distacco fra movente e cedente, impegnando la rotella del cedente all'interno di una pista.

Rispetto alla definizione di camma data in precedenza, nel presente elaborato la camma assolve il compito da cedente mentre la rotella assolve il compito da movente.

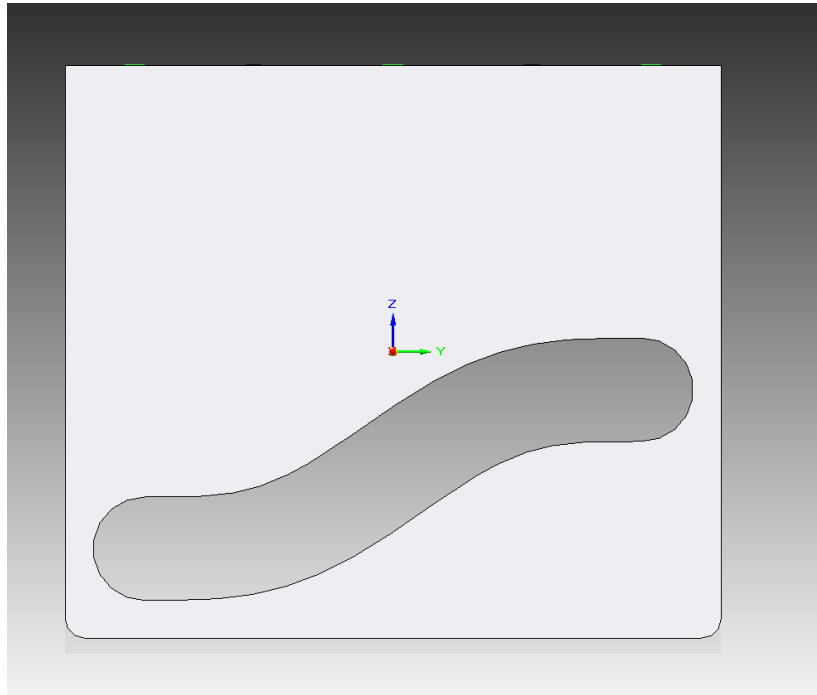


Figura 18. Camma utilizzata nel sistema di sollevamento

La piastra in figura, contenente il profilo della camma, viene direttamente collegata alla piastra di sollevamento dell'assale. Per evitare che durante la fase di salita, la spinta da parte del sistema di attuazione sia squilibrata, si utilizzano due camme poste in maniera simmetrica rispetto all'asse longitudinale della piastra di sollevamento.

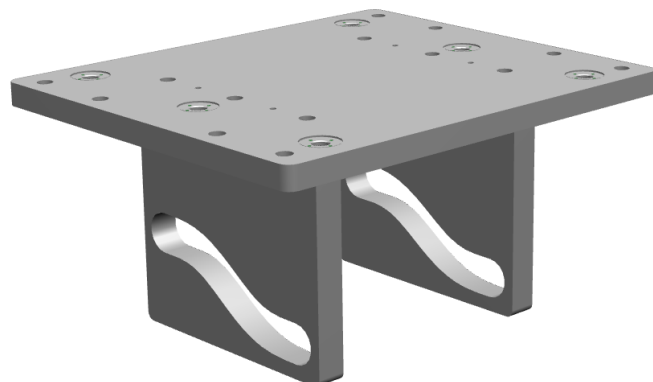


Figura 19. Camma integrata alla piastra di sollevamento

Una volta determinata la tipologia di camma, è necessario individuare ***il seguace della camma (rotella)***. Per la scelta di quest'ultimo, occorre dimensionarlo in base al carico e alla velocità di rotazione massima. Dopo avere stabilito lo spessore e il diametro del seguace, sarà possibile stabilire il raggio del profilo della camma e lo spessore minimo della piastra. Per il suo dimensionamento occorre determinare il carico che il seguace dovrà sopportare, considerando la massa complessiva da sollevare e le forze dinamiche generate durante il movimento.



Figura 20. Seguace della camma

Successivamente è stato definito il sistema di attuazione lineare più adatto per spostare la rotella all'interno del profilo, sono state valutate due opzioni principali: il ***cilindro elettrico a vite senza fine*** e il ***cilindro pneumatico***. Entrambi i sistemi presentano dei vantaggi e svantaggi da considerare. Il cilindro pneumatico viene alimentato da aria compressa ed è spesso adottato per la sua semplicità e rapidità di azionamento. Esso viene frequentemente utilizzato in applicazioni in cui è necessario un movimento rapido con elevato carico e non è richiesta una precisione estrema. Il principale svantaggio del cilindro pneumatico è la sua limitata precisione, che può essere influenzata da variazioni dei parametri ambientali. D'altra parte, il cilindro elettrico a vite senza fine offre maggiore precisione e controllo sul movimento. Questo dispositivo sfrutta una vite senza fine per trasformare il movimento rotatorio del motore in un movimento lineare. L'attuatore elettrico risulta adatto per applicazioni che necessitano di un posizionamento accurato e un controllo costante del movimento. Con il controllo elettronico, è possibile regolare l'accelerazione, la velocità e la posizione, offrendo una maggiore flessibilità operativa. A seguito di tali considerazioni, si è scelto il cilindro elettrico, poiché fornisce maggiore precisione, controllo del movimento e confrontando gli ingombri fra i due sistemi (cilindro elettrico e pneumatico) risultano pressoché simili.



Figura 21. Cilindro elettrico a vite senza fine

Per collegare le componenti descritte in precedenza e compattare il sistema, è stato progettato un ***componente custom***. Questo componente ha il compito di supportare le rotelle che si impegnano nel profilo della camma e consentire il collegamento al terminale

del cilindro elettrico. Inoltre, ha l'obiettivo di compattare il sistema permettendo di posizionare il cilindro elettrico sotto la piastra di sollevamento. Senza questo componente, a causa della sua lunghezza, il cilindro elettrico sporgerebbe fuori dal basamento del banco di test.

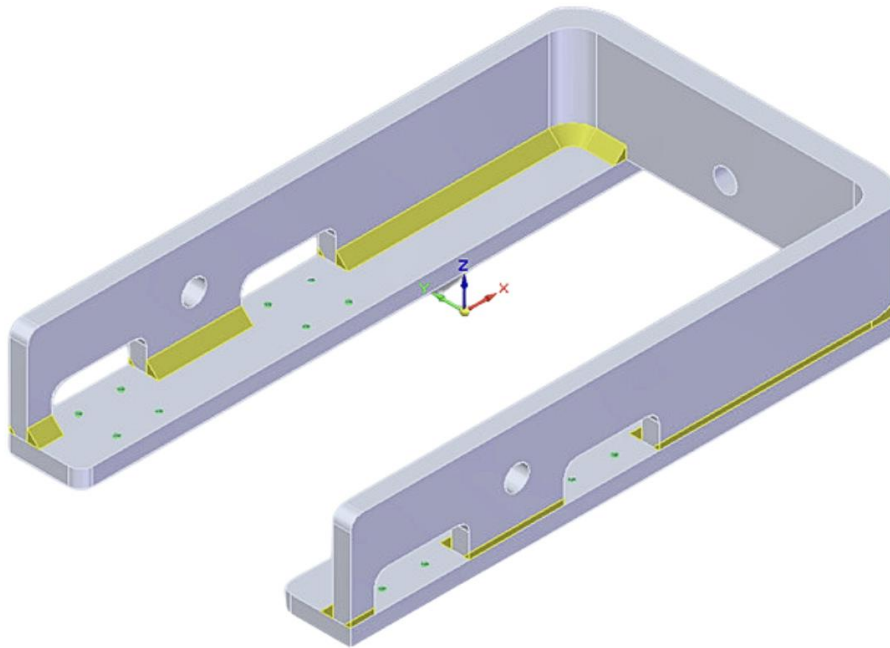


Figura 22. Componente custom di collegamento

Inoltre, su questo componente sono predisposti quattro alloggiamenti per il collegamento a un *sistema di pattini*. Questo permette di garantire una maggiore stabilità e precisione durante il movimento, prevenendo anche possibili flessioni sul terminale della vite senza fine.

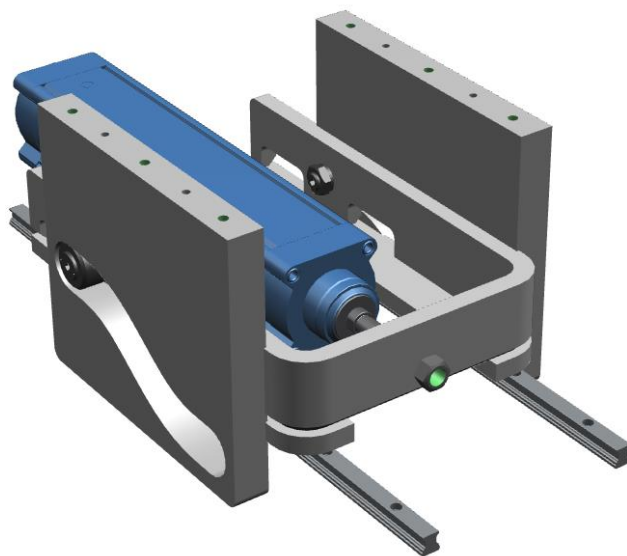


Figura 23. Collegamento tra cilindro elettrico e camma

La giunzione tra il terminale del cilindro elettrico e il componente custom è realizzata mediante un *giunto auto allineante*, il cui scopo è compensare le perdite radiali e i disallineamenti angolari.



Figura 24. giunto auto allineante

Proseguendo con la descrizione della catena cinematica, il passo successivo è quello di scegliere il motore. In questo caso è stato selezionato un ***servomotore elettrico con encoder***, che permette di avere un controllo preciso della velocità, della posizione e una buona risposta dinamica. Sebbene un riduttore non sia stato necessario per questa applicazione, per questioni di ingombro e di disposizione delle componenti è stato necessario utilizzare un ***rinvio angolare a cinghia*** con rapporto di riduzione 1:1.

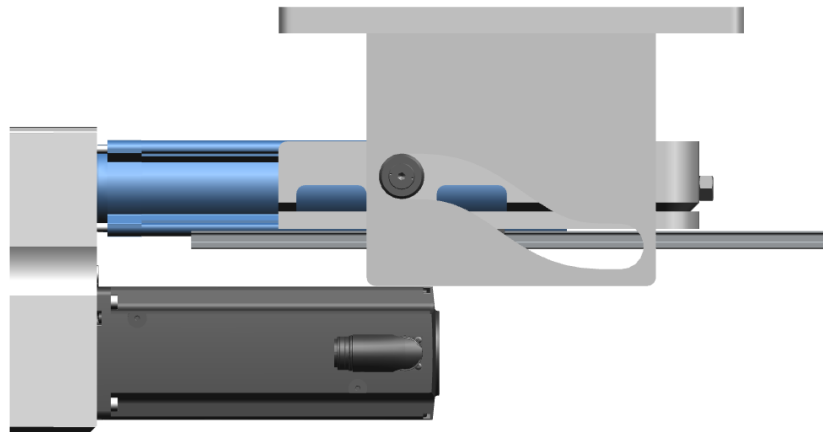


Figura 25. Catena cinematica completa

Considerando le fasi di carico descritte in precedenza, si capisce che esiste la necessità di implementare altri sistemi in grado di evitare eventuali squilibri e di reagire ai momenti generati durante le fasi di discesa, salita e test. Per questo motivo, vengono adottati quattro ***manicotti a ricircolo di sfere***, con al loro interno alberi di precisione con delle battute nell'estremità inferiore, direttamente collegati alla piattaforma di sollevamento. I manicotti vengono scelti per la loro capacità di ridurre l'attrito e fornire un movimento lineare preciso. Gli alberi di precisione, assicurano un'elevata rigidità e resistenza ai carichi radiali e ai momenti flettenti. Attraverso questa soluzione la piattaforma si mantiene orizzontale e stabile durante tutte le fasi.

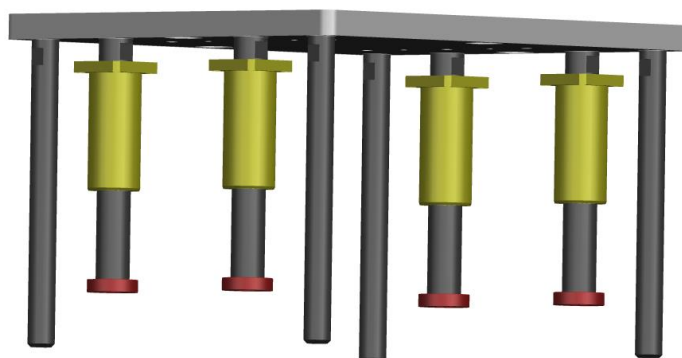


Figura 26. Piattaforma di sollevamento con applicati i manicotti a ricircolo di sfere

Per mantenere il sistema stabile durante la fase di test e per motivi di sicurezza, vengono applicati quattro *freni pneumatici*. Questi freni entrano in funzione una volta che la piattaforma ha raggiunto la quota di test, reagendo alla forza di clampaggio e impedendo qualsiasi traslazione verticale della piattaforma. Il freno agisce su un albero direttamente collegato alla piattaforma. Questo collegamento permette di esercitare una forza di blocco direttamente sulla piastra di sollevamento, ottenendo una risposta immediata ed efficace. Tali freni non solo mantengono la piattaforma ferma durante la fase di test, ma agiscono anche come dispositivi di sicurezza. In caso di emergenza, possono essere azionati immediatamente per bloccare l'attività del sistema, prevenendo movimenti indesiderati e garantendo la sicurezza degli operatori.

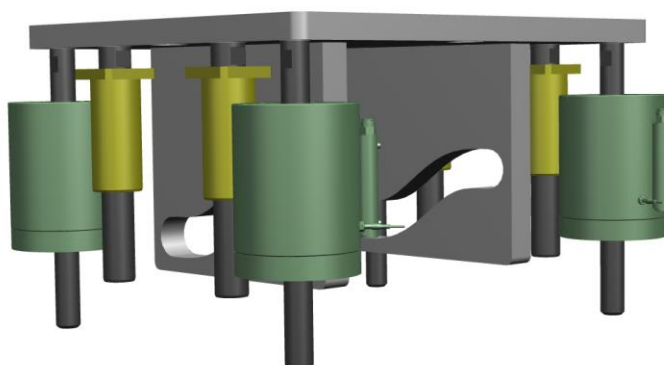


Figura 27. Freni pneumatici applicati al sistema

Determinate tutte le componenti che costituiscono il sistema, si arriva all'architettura finale.

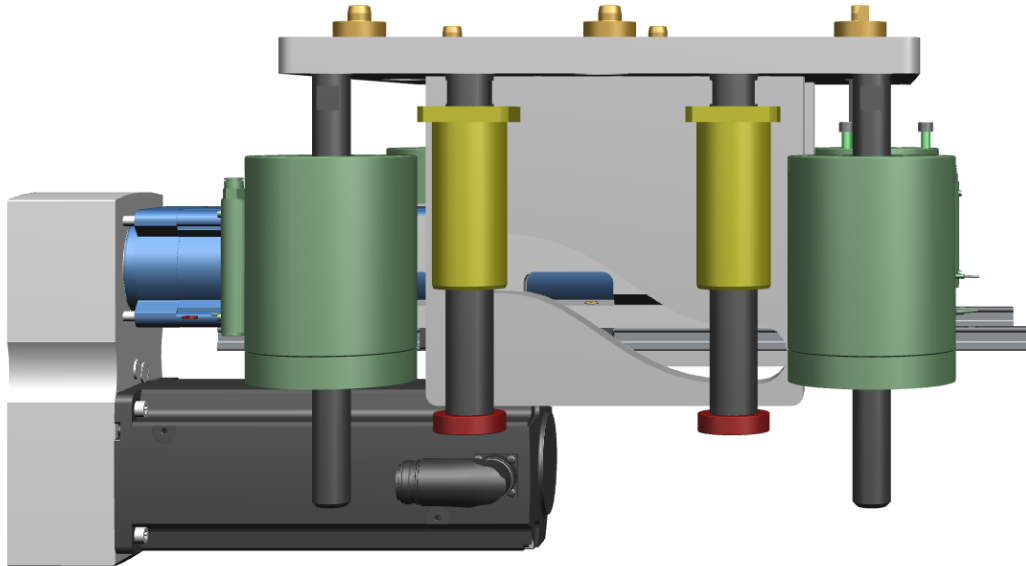


Figura 28. Architettura completa del sistema

2.4. Principio di funzionamento del sistema

Una volta determinata l'architettura e le componenti del sistema, è possibile spiegarne il funzionamento in dettaglio.

1. Il pallet, su cui è posizionato l'assale da testare, arriva dalla linea e viene collocato sulla piattaforma di sollevamento che si trova nella sua posizione iniziale (quota nulla). La piastra è dotata di sei pin che si inseriscono nel pallet, garantendone il corretto posizionamento. Una volta verificato il corretto posizionamento di quest'ultimo, si passa alla fase successiva.

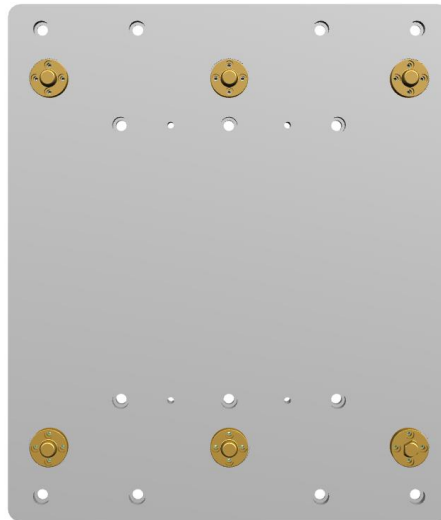


Figura 29. Piastra di sollevamento con i sei pin di posizionamento pallet

2. Il motore entra in funzione, attivando la vite senza fine che spinge il componente custom sul sistema di pattini. Poiché i seguaci della camma sono solidali all'elemento custom, essi esercitano una forza sul profilo della camma, sollevando la piattaforma fino alla quota di test, che corrisponde al fine corsa della camma.

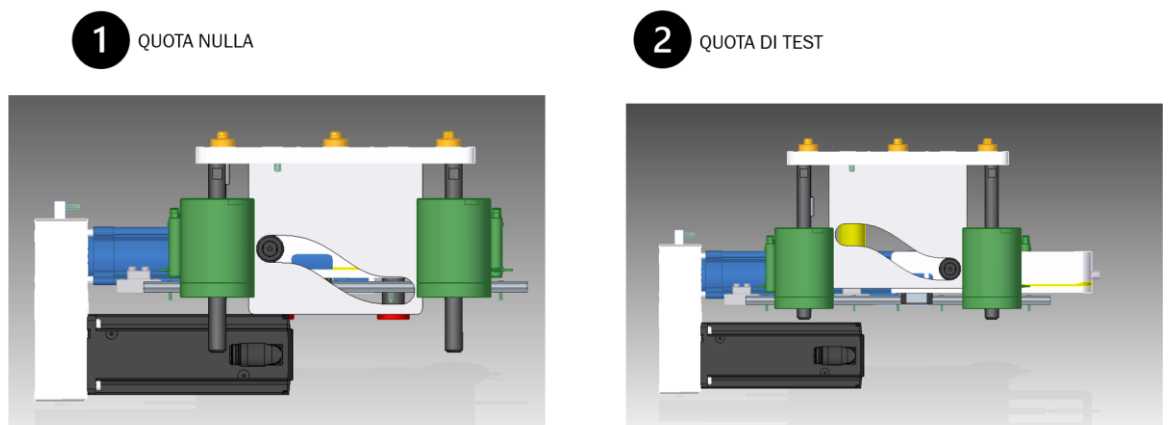


Figura 30. Transizione da quota nulla alla quota di test

3. Una volta raggiunta la quota di test, si attivano i freni pneumatici e l'assale viene mantenuto in posizione dal sistema di clamping. Vengono effettuati i collegamenti meccanici necessari per eseguire i test, che vengono quindi condotti.
4. Terminati i test, il motore viene riattivato, mettendo in funzione l'attuatore lineare che, questa volta, tira il componente custom, eseguendo il procedimento inverso rispetto al punto 2. La piattaforma ritorna a quota zero e il pallet viene rimesso in linea.

2.5. Integrazione del sistema nel banco test

Per integrare il sistema all'interno del banco di test sono stati necessari diversi tentativi, poiché il sistema deve essere incorporato rispettando gli ingombri e senza interferire con gli altri componenti del banco di prova.

Innanzitutto, è stato valutato lo spazio disponibile all'interno del banco di test e le dimensioni delle componenti del sistema di sollevamento. Utilizzando un modello 3D, è stato possibile simulare il posizionamento del sistema all'interno del banco di test, identificando eventuali problemi di spazio o interferenze.

Sono state necessarie diverse iterazioni per trovare la configurazione ottimale: ogni iterazione ha comportato modifiche e aggiustamenti, come la posizione dei vari elementi, tra cui il cilindro elettrico, e la verifica dell'accessibilità per manutenzione e operazioni.

Il primo tentativo è stato effettuato utilizzando una piastra connessa al basamento attraverso un collegamento bullonato. Questa piastra funge anche da ancoraggio per i manicotti, i freni e il sistema a pattini. Inoltre, il cilindro elettrico viene fissato su di essa tramite dei morsetti e una piastra ad L, che permette di posizionare la vite senza fine nella posizione desiderata.

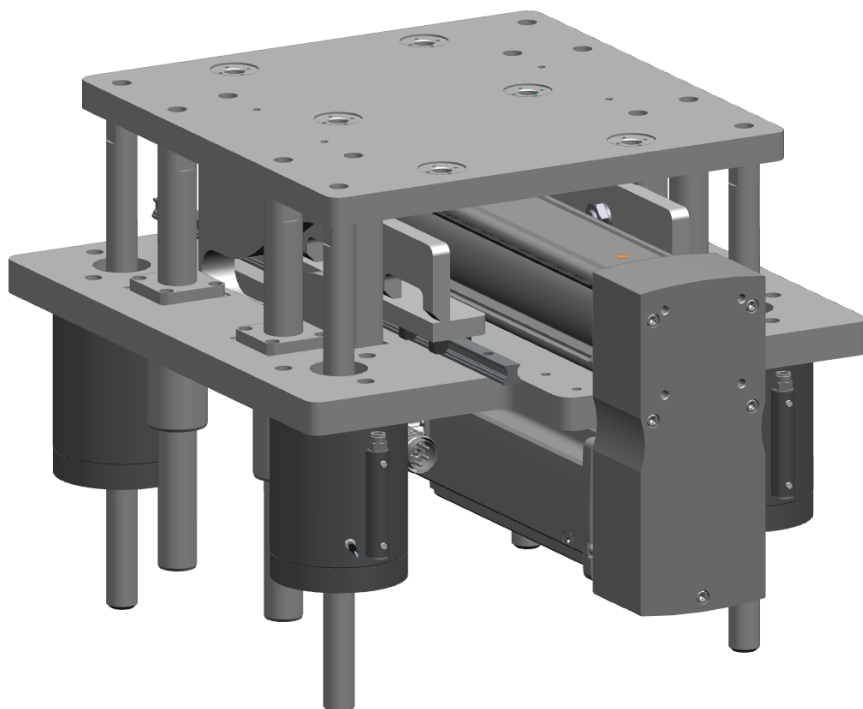


Figura 31. Sistema ottenuto a seguito della prima iterazione, con installata la piastra di base

Questa soluzione, tuttavia, non si è rivelata idonea per diverse ragioni. In primo luogo, la presenza dell'ingombro del cilindro elettrico sotto la piastra di sollevamento ha comportato che la quota zero risultasse troppo elevata, causando interferenze con altri elementi del banco di prova. Questo problema di spazio ha reso impraticabile l'integrazione del sistema nel banco di test come inizialmente previsto. Inoltre, dopo aver effettuato delle simulazioni FEM, anche la lunghezza degli alberi è risultata non idonea in quanto la loro deformazione è maggiore rispetto a quella massima indicata dai costruttori dei freni pneumatici. Pertanto, occorre escludere tale soluzione.

Si è reso necessario esplorare configurazioni diverse che potessero ridurre l'ingombro verticale e migliorare la rigidità degli alberi, garantendo al contempo l'integrazione senza interferenze con gli altri componenti del banco di prova.

Per andare a rimuovere l'ingombro dovuto al cilindro elettrico, occorre spostare quest'ultimo più in basso: si è andato, dunque, a riprogettare il basamento del banco di prova in modo tale da andare a reintegrare il sistema di sollevamento. È stata effettuata

una modifica al basamento della macchina di test, così da poter installare direttamente su di essa la vite senza fine e il sistema a pattini ad una quota più bassa. I freni e i manicotti, invece, vengono ancorati ad una piastra simile a quella dell'iterazione precedente. In questo modo è stato possibile ridurre la lunghezza degli alberi e svincolarsi dall'ingombro della vite a ricircolo di sfere. Di conseguenza, la quota zero non risulta più in funzione dell'ingombro della vite senza fine, bensì determinata da delle battute appositamente dimensionate per ottenere la quota desiderata.

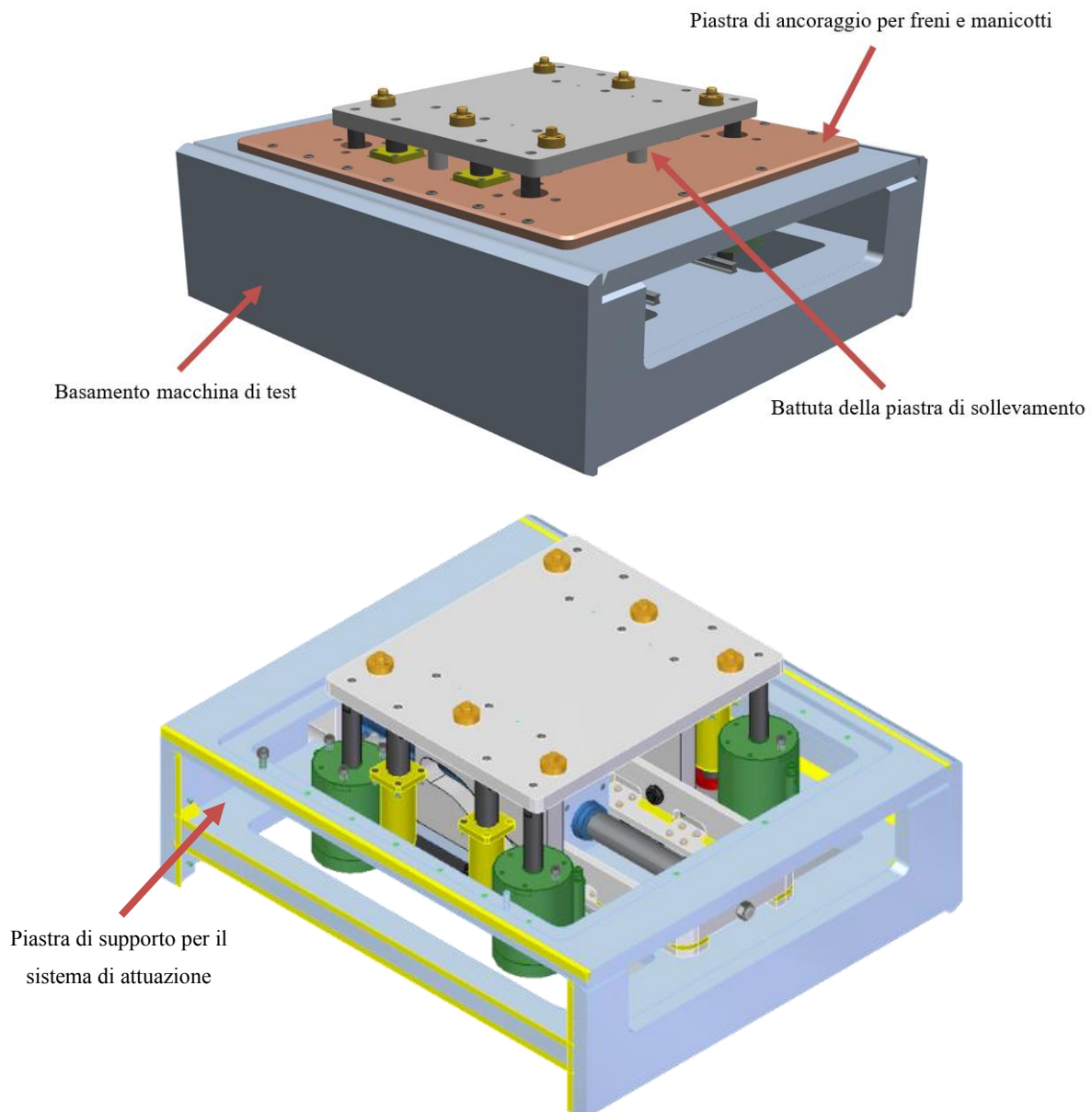


Figura 32. Sistema integrato con il basamento del banco test

Per permettere l'accesso al sistema di attuazione è stato predisposto un intaglio (Figura 33).

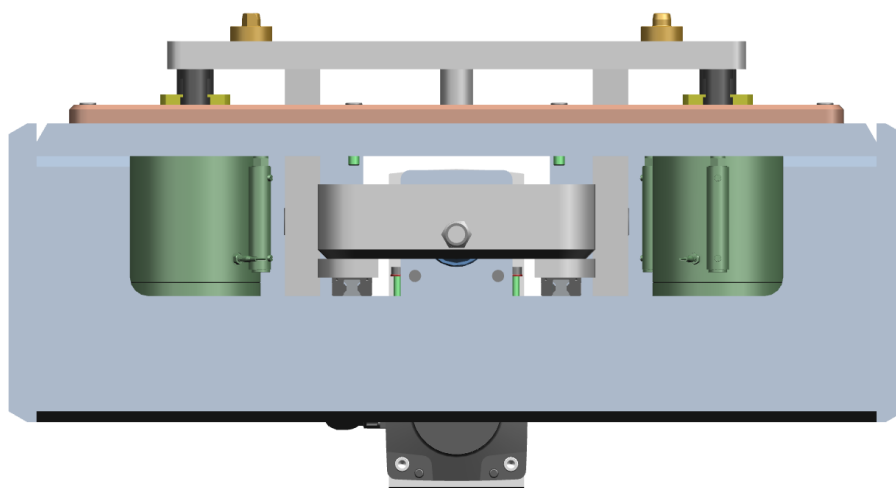


Figura 33. Vista anteriore della soluzione finale

Inoltre, sul basamento vengono previste due piastre rimovibili per permettere il montaggio e la manutenzione (Figura 34).

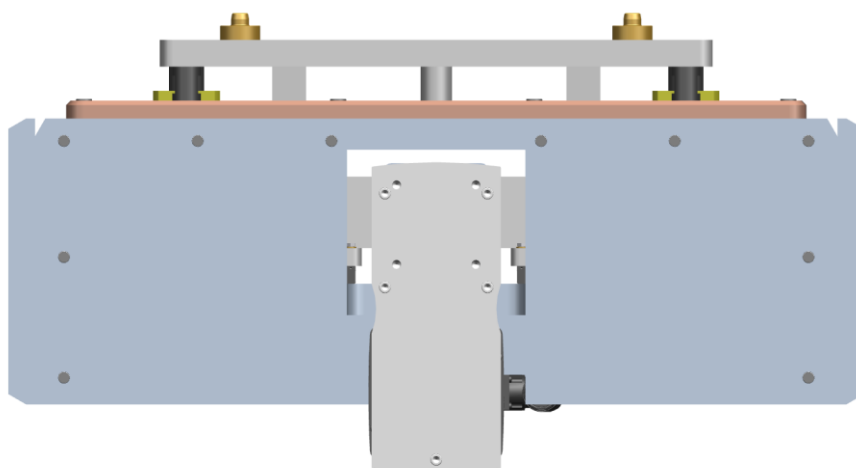


Figura 34. Vista posteriore della soluzione finale

Al fine di valutare gli ingombri e le interferenze con gli altri componenti, il modello CAD è stato integrato all'interno del banco di prova complessivo. Durante questa verifica, non sono emerse interferenze con altri elementi e i problemi precedentemente riscontrati con le altre soluzioni sono stati risolti. Pertanto, si è deciso di adottare quest' ultima configurazione.

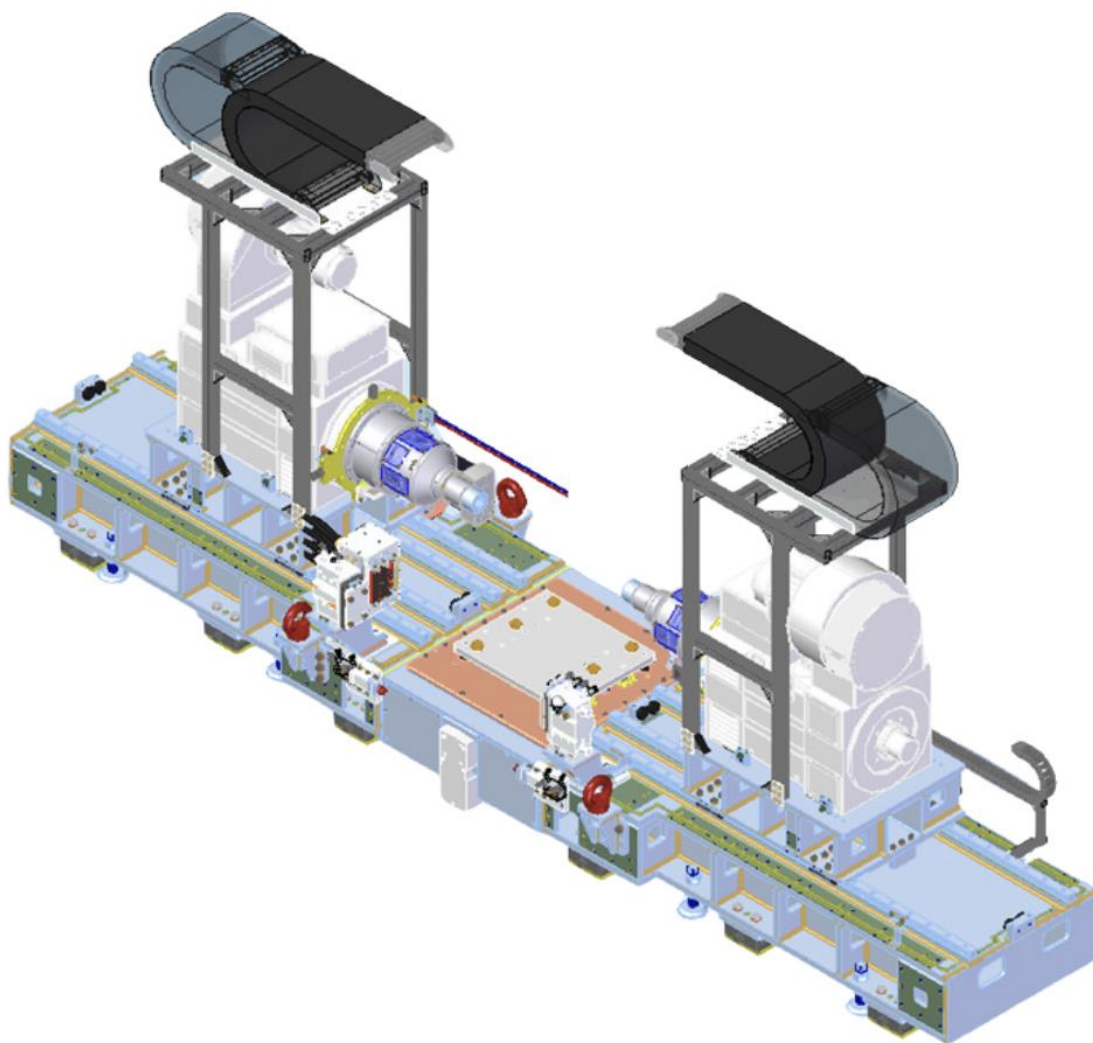


Figura 35. Banco test con sistema di sollevamento integrato

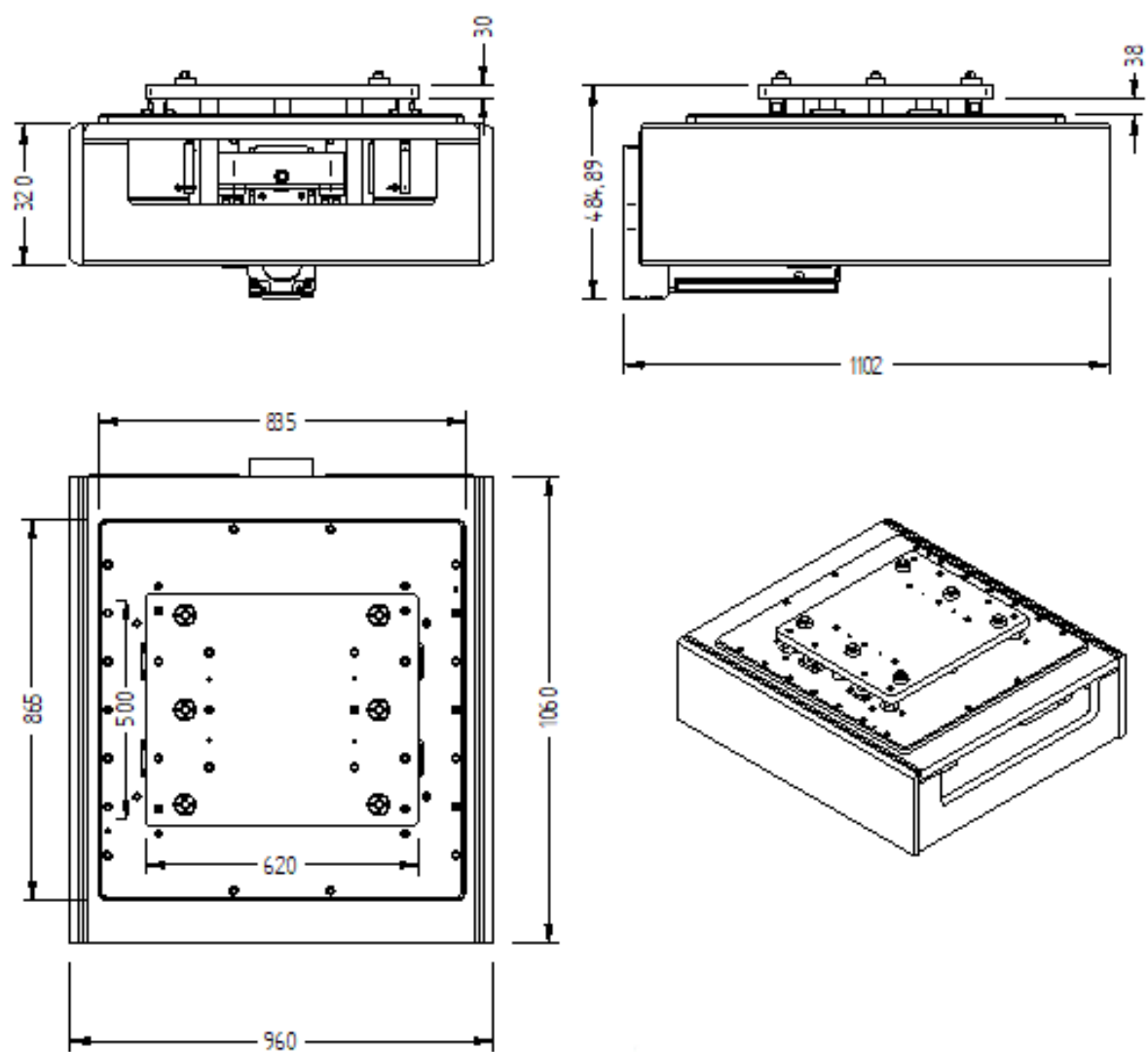


Figura 36. Dimensioni di massima del sistema [mm]

3. Dimensionamento del sistema

In questo capitolo si prenderà in considerazione il sistema descritto in precedenza e si analizzerà il dimensionamento delle singole componenti. Verranno esaminati i parametri e le caratteristiche tecniche di ogni componente, con particolare attenzione alle condizioni operative a cui saranno sottoposte e alle sollecitazioni meccaniche.

Si inizierà con il dimensionamento della camma, valutando il profilo necessario per garantire il corretto movimento del sistema. Successivamente, si analizzerà il dimensionamento del cilindro elettrico, considerando la forza e la velocità richieste per il sollevamento della piattaforma. Si procederà poi con il dimensionamento dei manicotti a ricircolo di sfere, del seguace della camma e del motore.

Infine, verranno analizzati i freni pneumatici, determinando le specifiche necessarie per garantire la stabilità e la sicurezza del sistema durante le fasi di test. Ogni componente verrà valutato in base ai dati forniti dai produttori, assicurando che l'intero sistema funzioni in modo efficiente e sicuro.

3.1. Profilo della camma

Per determinare il profilo della camma, si è partiti dai requisiti specifici che esso deve soddisfare: un'alzata verticale di 80 mm e una durata della corsa di 0,5 secondi.

Per la realizzazione del profilo della camma si è deciso di utilizzare delle **leggi polinomiali**. Queste leggi sono tra le più versatili per la progettazione di camme e possono essere adattate a molte specifiche di progettazione. La forma generale di una funzione polinomiale è:

$$s = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 + C_5x^5 + C_6x^6 + \dots + C_nx^n$$

Dove s è lo spostamento del cedente e x è la variabile indipendente che nel nostro caso sarà sostituita da θ/β o dal tempo t . I coefficienti C sono le incognite da determinare per poter soddisfare una determinata specifica di progettazione. Quindi imponendo delle condizioni al contorno allo spostamento, velocità, accelerazione e impulso si ottiene un

sistema di equazioni lineari che può essere risolto per ricavare i coefficienti incogniti. Il numero di condizioni al contorno imposte determinerà il grado del polinomio.

Per la realizzazione del profilo della camma di questo elaborato è stato utilizzato il **polinomio 4-5-6-7** (denominato in base agli esponenti dei suoi termini). Grazie a questa legge si ottiene un controllo preciso dell'impulso, che risulta nullo all'inizio e alla fine del movimento. Uno dei principali vantaggi di questa legge polinomiale è la transizione più fluida tra le fasi del movimento, permettendo così un miglior controllo delle vibrazioni e la riduzione delle oscillazioni indesiderate.

Tuttavia, l'implementazione di questa legge comporta alcuni svantaggi. Una delle criticità principali è l'aumento dell'accelerazione teorica rispetto ad altre leggi di moto.

Quindi utilizzando le condizioni al contorno e andandole a sostituire nella precedente equazione e nelle sue derivate, il problema si riduce a quattro equazioni in quattro incognite, poiché i coefficienti C_0, C_1, C_2, C_3 risultano nulli. Per il set di condizioni al contorno utilizzate l'equazione di spostamento per l'alzata diventa:

$$s = C_4x^4 + C_5x^5 + C_6x^6 + C_7x^7$$

Che riscritta, sostituendo i valori dei coefficienti trovati e con $x = \frac{\theta}{\beta}$, sarà pari a:

$$s = h \left[35 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 84 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 70 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 20 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 \right]$$

Dove θ è la legge oraria che deve avere il movente. Essendo il movimento del movente di tipo traslatorio si è imposto che la legge oraria fosse a velocità costante v , quindi:

$$\theta = vt$$

Il β è stato posto uguale alla lunghezza del profilo della camma, in questo modo il rapporto tra θ e β risulta compreso fra 0 e 1.

$$\beta = L$$

Derivando l'equazione di spostamento per l'alzata si ottengono le equazioni della velocità geometrica, accelerazione geometrica e impulso:

$$V = h \left(\frac{v}{L} \right) \left[-140 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 + 420 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 - 420 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 140 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right]$$

$$a = h \left(\frac{v}{L} \right)^2 \left[-840 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 2100 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 1680 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 420 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 \right]$$

$$j = h \left(\frac{v}{L} \right)^3 \left[-4200 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 8400 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 5040 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 840 \left(\frac{\theta}{\beta} \right) \right]$$

Successivamente è necessario determinare la lunghezza orizzontale del profilo della camma L . Per farlo, è importante mantenere un equilibrio tra la necessità di ridurre l'ingombro e quella di limitare l'angolo di pressione a un massimo di 35° , al fine di evitare condizioni d'impuntamento. Per angolo di pressione si intende l'angolo tra la direzione del moto del seguace e la normale di contatto. Se la lunghezza della camma fosse troppo breve, l'angolo di pressione risulterebbe troppo elevato e viceversa. Bisogna quindi trovare un giusto compromesso tra la lunghezza della camma e l'angolo di pressione desiderato.

Dopo diversi tentativi si è deciso di utilizzare una lunghezza orizzontale della camma pari a 0,25 m con un angolo di pressione massimo di 35° .

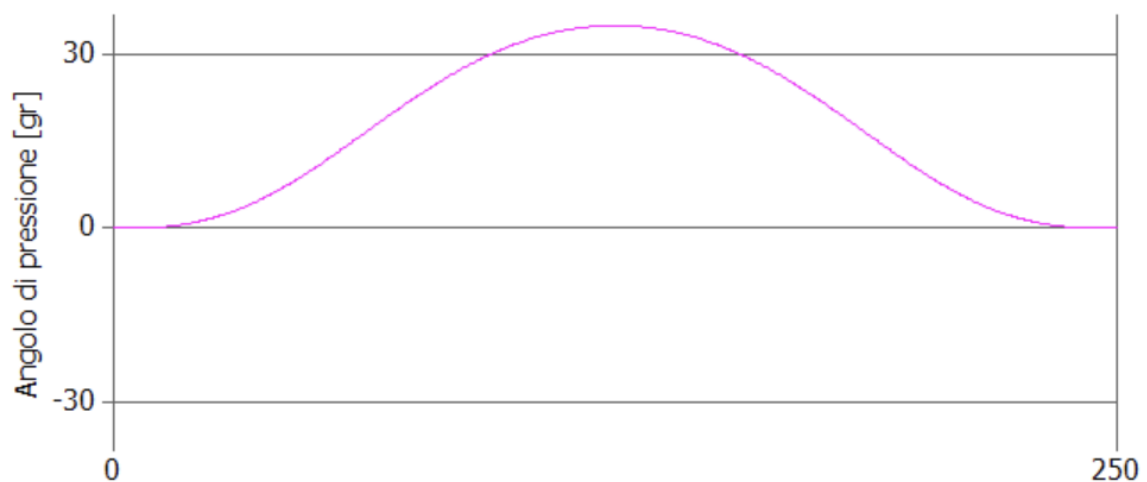


Figura 37. Grafico angolo di pressione in funzione della lunghezza orizzontale del profilo

Una volta nota la lunghezza della camma, è possibile determinare la velocità v necessaria per percorrerla in un tempo pari a 0,5 s.

La velocità del movente deve essere pari a 0,5 m/s.

Una volta determinati tutti i dati è possibile sostituirli all'interno delle equazioni precedenti ottenendo così i grafici di spostamento dell'alzata, velocità, accelerazione e impulso.

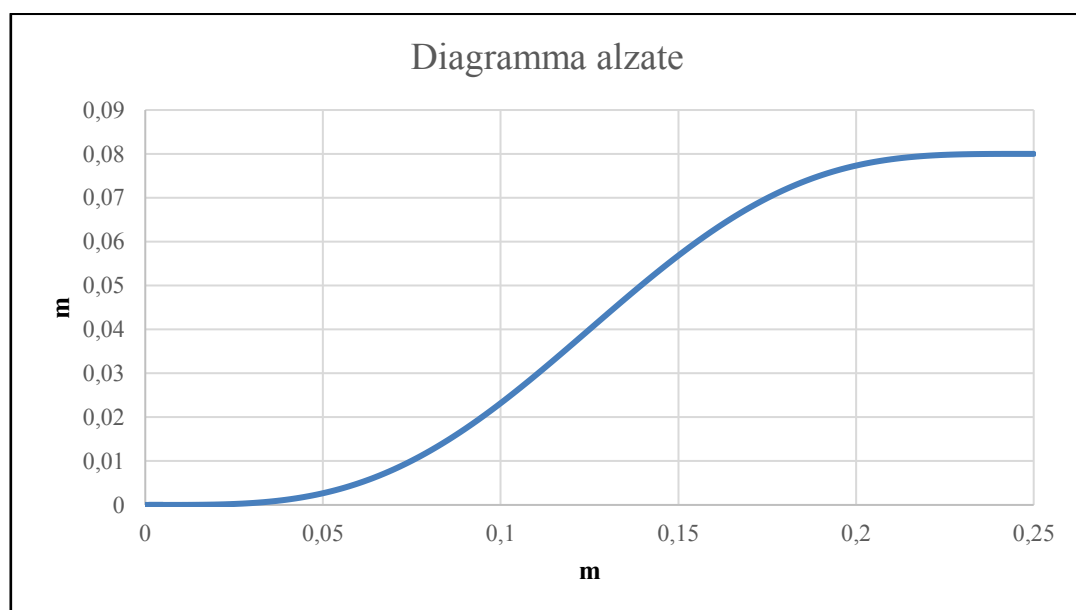


Figura 38. Diagramma delle alzate del cedente

Da questo grafico si può osservare la legge di moto del cedente (piastra di sollevamento). Sull'asse delle ascisse è riportata la lunghezza del profilo della camma in metri, mentre sull'asse delle ordinate è indicata l'alzata in metri. Utilizzando questa legge e impostando una velocità del movente costante pari a 0,5 m/s, la piastra di sollevamento è in grado di raggiungere un'altezza di 80 mm in 0,5 secondi.

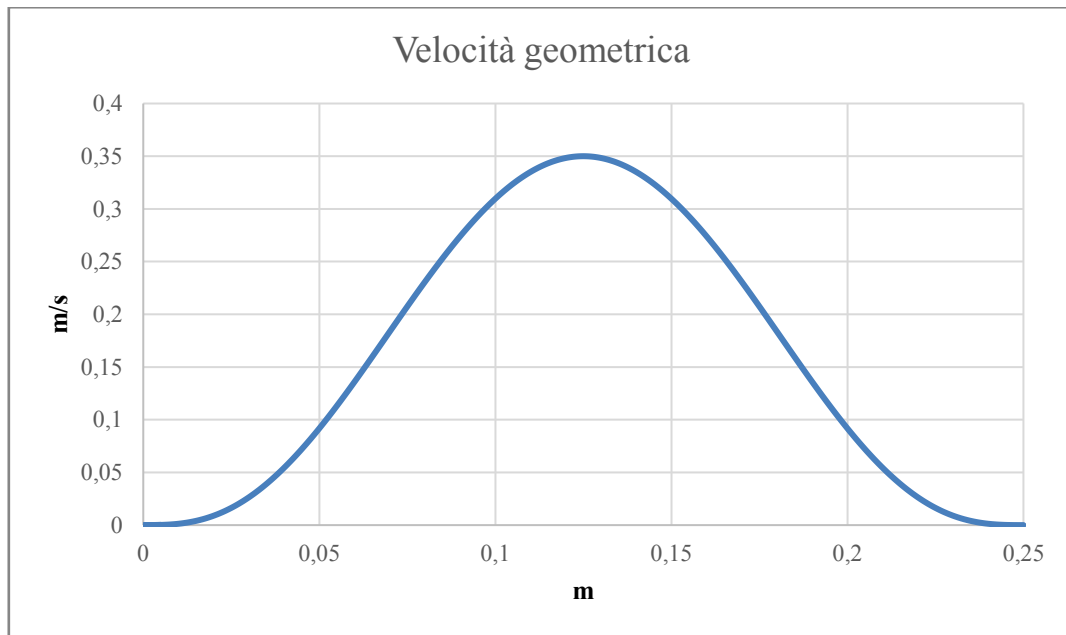


Figura 39. Velocità geometrica

La velocità geometrica rappresenta la velocità verticale della piastra di sollevamento durante la percorrenza del profilo della camma.

Sull'asse delle ascisse è riportata la lunghezza del profilo della camma in metri, mentre sull'asse delle ordinate è indicata la velocità verticale della piattaforma in m/s. Si osserva che nella prima metà della corsa la velocità aumenta fino a raggiungere un massimo, pari a 0,35 m/s, a metà della lunghezza del profilo, dopodiché diminuisce fino a tornare a zero alla fine della corsa.

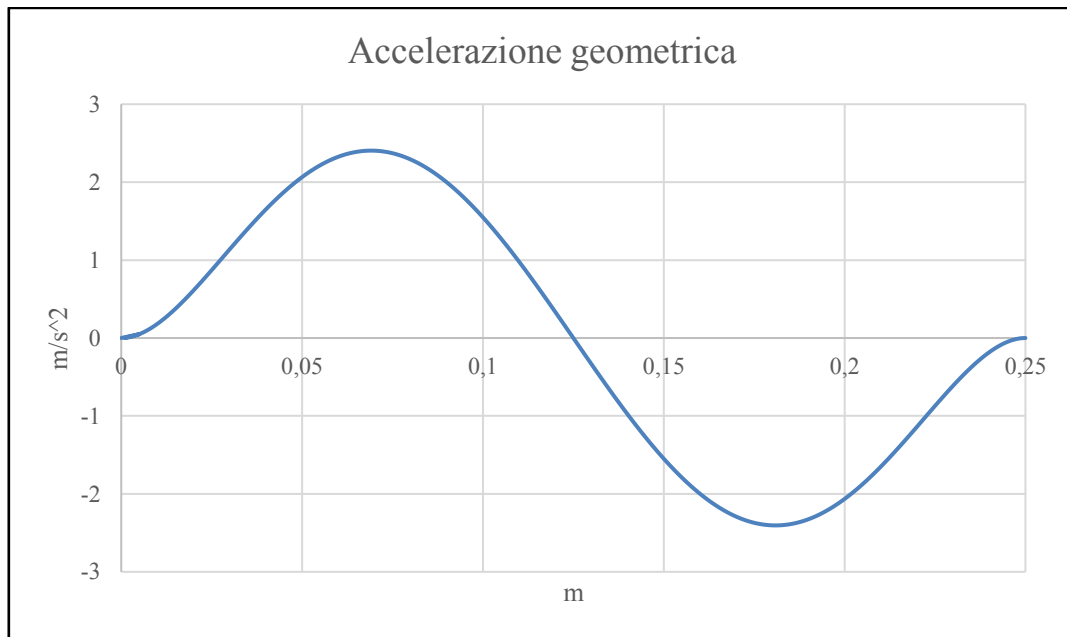


Figura 40. Accelerazione geometrica

L'accelerazione geometrica rappresenta l'accelerazione verticale della piastra di sollevamento durante la percorrenza del profilo della camma.

Sull'asse delle ascisse è riportata la lunghezza del profilo della camma in metri, mentre sull'asse delle ordinate è indicata l'accelerazione verticale della piattaforma in m/s^2 . Si osserva che, all'inizio della corsa, la piattaforma subisce un'accelerazione positiva, aumentando la sua velocità verticale, il massimo è pari a $2,40 m/s^2$. Questa fase continua fino a raggiungere il punto centrale della lunghezza del profilo della camma. A metà corsa, la piattaforma passa da una fase di accelerazione a una di decelerazione. Durante questa fase di decelerazione, la velocità della piattaforma sta diminuendo. Alla fine della corsa, l'accelerazione ritorna a zero, completando il ciclo di movimento della piattaforma.

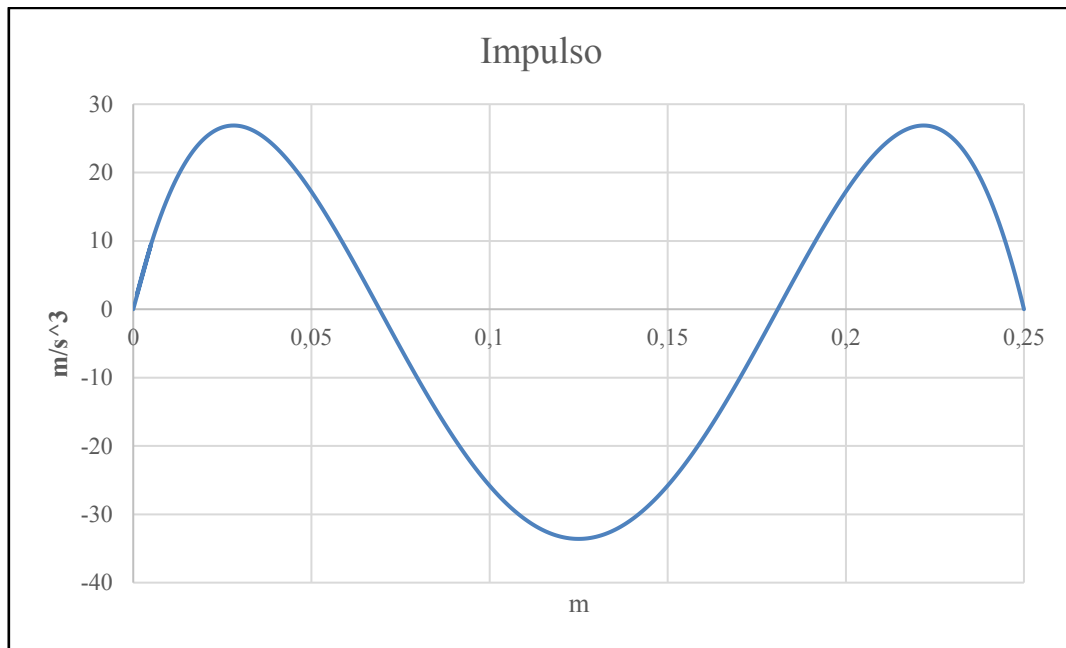


Figura 41. Impulso

L'impulso rappresenta la variazione della quantità di moto della piastra di sollevamento durante la percorrenza del profilo della camma. Sull'asse delle ascisse è riportata la lunghezza del profilo della camma in metri, mentre sull'asse delle ordinate è indicato l'impulso della piattaforma in m/s^3 . È fondamentale che l'impulso sia nullo all'inizio e alla fine del movimento. All'inizio della corsa, un impulso nullo assicura che la piattaforma parta da uno stato di quiete senza alcuna quantità di moto iniziale, prevenendo sollecitazioni improvvise sui componenti del sistema. Alla fine della corsa, l'impulso deve ritornare a zero, indicando che la piattaforma ha raggiunto uno stato di quiete senza movimento residuo. Questo comportamento è essenziale per evitare impatti bruschi o arresti improvvisi.

Avendo scelto una tipologia di camma a sagoma traslante, si ha che il profilo della camma coincide esattamente con il diagramma delle alzate. Ciò significa che la forma fisica del bordo della camma è direttamente derivata dal grafico che rappresenta la variazione dell'alzata.

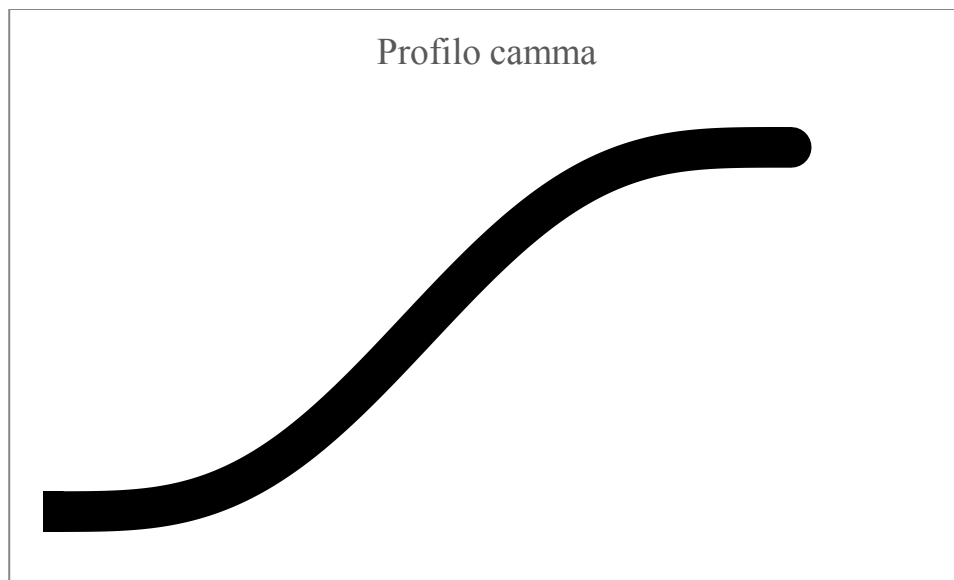


Figura 42. Profilo della camma

Per trasformare il diagramma delle alzate in un componente fisico, è stato necessario trasferire le coordinate del profilo della camma all'interno di un software CAD. I punti ottenuti dalle coordinate sono stati uniti per formare una curva. Successivamente, questa curva è stata sottoposta a un offset per ottenere il profilo chiuso in cui verrà inserito il seguace della camma. Questo profilo chiuso è stato poi utilizzato per sottrarre materiale da una piastra. Il raggio del profilo e lo spessore della piastra sono stati definiti in base alle dimensioni del seguace della camma. Il risultato finale è riportato in Figura 18.

Per il collegamento della piastra alla piattaforma di sollevamento sono state utilizzate 3 viti a testa cilindrica con esagono incassato M12 e, per il corretto posizionamento, sono state impiegate 2 spine cilindriche da 10 mm. Il materiale per la piastra della camma deve essere in grado di resistere all'usura e resistere anche agli urti per questo motivo si è scelto di utilizzare un acciaio da bonifica 39NiCrMo3 a cui viene effettuato un trattamento

termico di nitrurazione per aumentare sensibilmente la sua durezza superficiale. La tensione di snervamento è pari a 785 MPa.

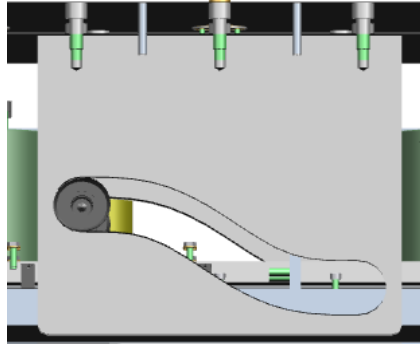


Figura 43. Collegamento della camma alla piastra di sollevamento

3.2. Analisi delle forze

Per il dimensionamento delle successive componenti è stato necessario effettuare un'analisi delle forze agenti sulla rotella della camma. Per studiare le forze che agiscono tra la rotella e il profilo della camma, il caso è stato schematizzato come un piano inclinato.

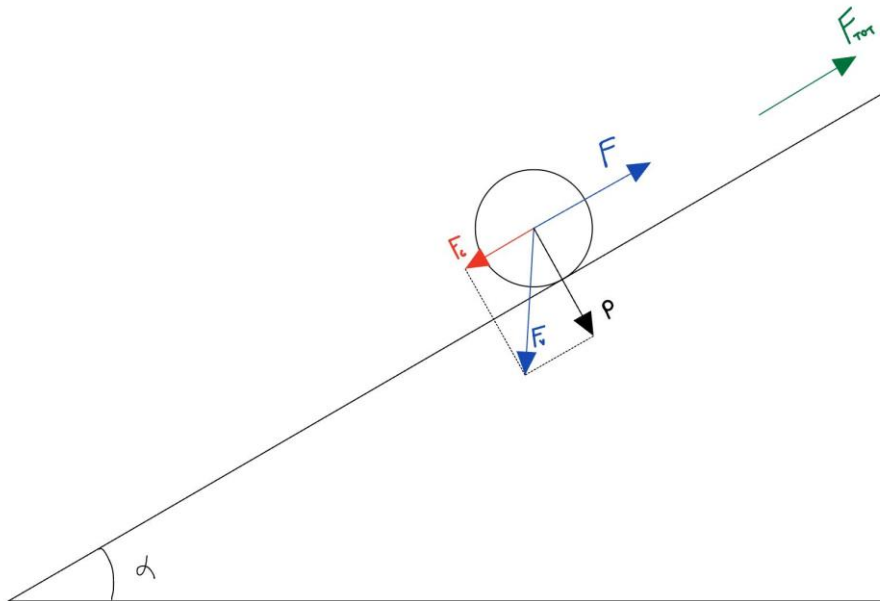


Figura 44. Piano inclinato per determinare forze agenti sul sistema

La forza verticale F_v viene calcolata considerando la massa dell'assale, degli alberi, delle piastre delle camme e della piattaforma di sollevamento, ottenendo una massa totale pari a circa 500 Kg. A questa forza verticale si aggiunge anche la forza d'inerzia dovuta all'accelerazione massima del sistema durante la fase di salita.

$$F_v = m_{tot}(g + a) = 6107 \text{ N}$$

Per sollevare la massa totale è quindi necessario vincere due forze:

1. la **forza d'attrito** F_a , considerando un coefficiente d'attrito $f = 0,1$ e $\alpha = 35^\circ$ (angolo di pressione massimo del profilo).

$$P = F_v \cos \alpha$$

$$F_a = f F_v \cos \alpha = 500,26 \text{ N}$$

2. la componente della **forza parallela al piano inclinato** F_c .

$$F_c = F_v \sin \alpha = 3502,83 \text{ N}$$

Quindi, per spostare la rotella sul piano inclinato devo sviluppare una **forza totale** F_{tot} .

$$F_{tot} = F_a + F_c = 4003,09 \text{ N}$$

In maniera analoga, si ottiene la forza totale durante la fase di discesa della piattaforma, tenendo conto che in questo caso la forza d'inerzia viene sottratta.

$$F_v = m_{tot}(g - a) = 3705 \text{ N}$$

3.3. Cilindro elettrico a vite senza fine

I cilindri elettrici a vite senza fine sono dispositivi capaci di convertire il movimento rotatorio in ingresso in un movimento lineare continuo e controllato. Il motore mette in rotazione una vite senza fine a ricircolo di sfere, alla quale è collegata una chiocciola che trasforma il movimento rotatorio in movimento lineare, permettendo di applicare al carico un'azione di spinta o trazione. La configurazione del sistema impedisce il movimento non desiderato del carico quando la vite non è in azione, assicurando stabilità e sicurezza durante il funzionamento.

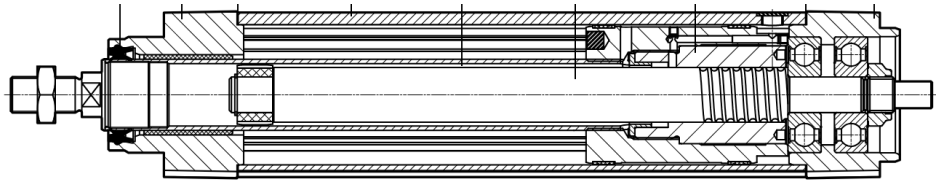


Figura 45. Sezione del cilindro elettrico

Per il dimensionamento di questo sistema, è necessario considerare l'analisi delle forze precedentemente eseguita. Il cilindro elettrico applica una forza orizzontale F_{cil} che agisce sulla rotella per farla scorrere lungo il profilo della camma. Durante la fase di sollevamento della piattaforma, il cilindro dovrà spingere la rotella, mentre nella fase di discesa dovrà tirarla. La forza totale F_{tot} trovata in precedenza orientata nella direzione del piano inclinato viene proiettata orizzontalmente. Quindi, per riuscire ad azionare il movimento della camma, il cilindro deve esercitare una forza che rispetti la seguente relazione:

$$F_{cil} \geq \frac{F_{tot}}{\cos\alpha}$$

Si ottiene, così, la relazione:

$$F_{cil} \geq \frac{fF_v \cos\alpha + F_v \sin\alpha}{\cos\alpha} = F_v(f + \tan\alpha)$$

Successivamente, considerando un generico rendimento η pari a 0,85 e una forza d'inerzia dovuta all'accelerazione della componente custom, si ottiene in definitiva la relazione che indica la forza minima che deve avere il cilindro:

$$F_{cil} \geq \frac{F_v(f + tg\alpha) + m_c a_c}{\eta}$$

dove m_c indica la massa dell'elemento custom (con le diverse componenti annesse), pari a 15 kg, mentre a_c indica l'accelerazione di quest'ultimo, pari a $6,25 \text{ m/s}^2$ (questo valore verrà indagato successivamente).

La forza minima del cilindro varia in base alla fase in cui si considera.

Durante la fase di salita vale la relazione precedente e verrà chiamata F_{push} :

$$F_{push} = \frac{F_v(f + tg\alpha) + m_c a_c}{\eta} = 5859 \text{ N}$$

Durante la fase di discesa la relazione cambia a causa delle forze d'inerzia e verrà chiamata F_{pull} (si considera la F_v nella fase di discesa):

$$F_{pull} = \frac{F_v(f + tg\alpha) - m_c a_c}{\eta} = 3375 \text{ N}$$

La forza verticale, che causerebbe la flessione del terminale della vite senza fine, viene trascurata in quanto il sistema di movimentazione sarà appoggiato su quattro pattini.

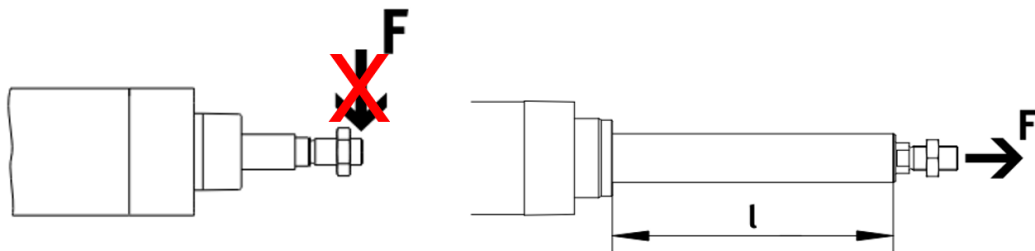


Figura 46. Diagramma delle forze sul cilindro elettrico durante la fase di salita

Per il dimensionamento di questa componente, oltre a eseguire l'analisi dinamica, è necessario effettuare un'analisi cinematica per stabilire il profilo di velocità che l'attuatore deve seguire. La legge di moto del cedente viene rispettata se il movente si muove a una velocità costante pari a 0,5 m/s (come spiegato in precedenza). Tuttavia, in questo caso è impossibile mantenere una velocità costante, poiché, per la natura stessa del sistema, sarà necessaria un'accelerazione iniziale e una decelerazione finale del movente.

Per questo motivo, è necessario individuare un profilo di velocità per l'attuatore che rispetti il tempo ciclo di 0,5 secondi e che, allo stesso tempo, rientri nei limiti costruttivi di velocità e accelerazione del cilindro elettrico.

Tale profilo è stato individuato effettuando le seguenti considerazioni.

1. Si considera come se il movente si muovesse ad una velocità costante pari a 0,5 m/s: con questa legge di moto si ha che il movente percorre 0,25 m (pari alla lunghezza del profilo della camma) in un tempo di 0,5 s (pari al tempo ciclo richiesto).
2. Si ipotizza di utilizzare un profilo di velocità trapezoidale che permetta di ottenere gli stessi risultati del primo step.
3. Per determinare tale profilo si utilizza la formula dell'area del trapezio ponendo la base maggiore pari al tempo ciclo, la base minore pari al tempo in cui la velocità deve rimanere costante e l'altezza pari al valore della velocità nel tratto costante (incognita). L'area del trapezio viene impostata uguale allo spazio da percorrere.
4. Il tempo in cui la velocità rimane costante viene deciso in base all'accelerazione e alla velocità che si vuole ottenere.

Dopo diversi tentativi, si è stabilito che il tratto a velocità costante fosse pari a 0,3 s; di conseguenza, la fase di accelerazione e decelerazione dureranno rispettivamente 0,1 s ciascuna. Determinati questi dati, è possibile ricavare il valore della velocità nel tratto costante e il valore dell'accelerazione utilizzando le seguenti formule:

$$h = \frac{2A}{B + b}$$

In analogia si può quindi scrivere:

$$V_c = \frac{2L}{t_c + t_{vc}} = 0,63 \frac{m}{s}$$

Infine, viene ricavato il valore dell'accelerazione:

$$a = \frac{V_c}{t_{acc}} = 6,25 \frac{m}{s^2}$$

Dove:

- V_c = valore della velocità nel tratto costante
- L = lunghezza da percorrere
- t_c = tempo ciclo
- t_{Vc} = tempo in cui la velocità rimane costante
- t_{acc} = tempo di accelerazione

Si ottiene così il seguente profilo di velocità per il movente.

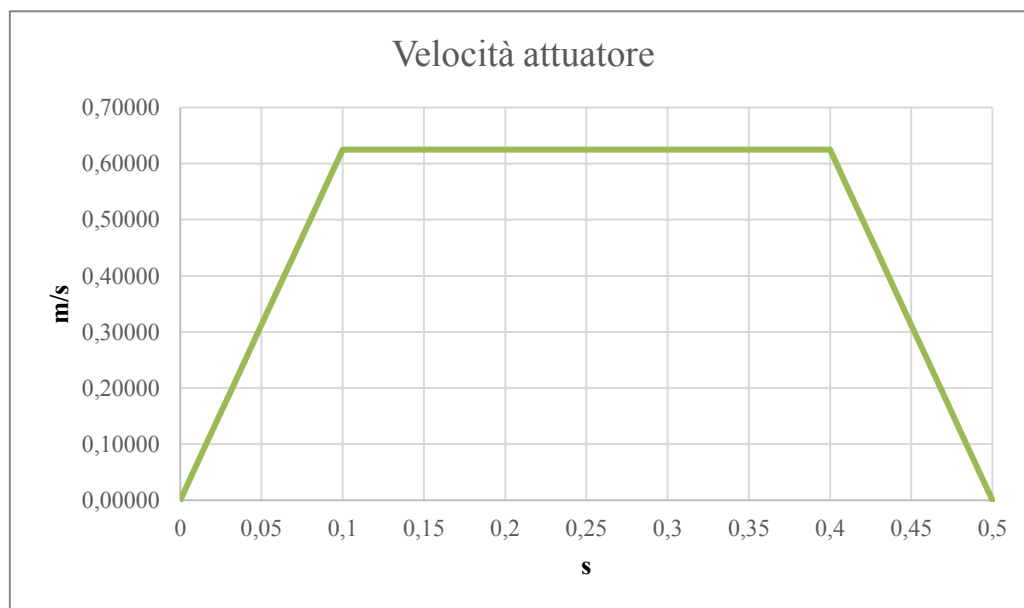


Figura 47. Profilo di velocità attuatore

Nel grafico precedente il valore sulle ascisse rappresenta il tempo in secondi mentre nelle ordinate troviamo il valore della velocità in m/s. Come ulteriore verifica si calcola lo spazio percorso utilizzando questo profilo di velocità:

$$V_c(t_c - t_{acc}) = 0,25 \text{ m}$$

Una volta svolte le analisi dinamiche e cinematiche, si è in grado di determinare la taglia del cilindro elettrico e il passo della vite. Il dimensionamento viene effettuato confrontando i dati ottenuti dalle precedenti analisi con le curve caratteristiche delle diverse taglie di cilindri elettrici. Nei grafici qui di seguito riportati, le curve tratteggiate indicano il passo della vite.

Si prendono in considerazione differenti curve caratteristiche:

- **forza assiale-corsa:** questa curva caratteristica mette in relazione la lunghezza della corsa del pistone con la forza che esso deve esercitare. Sull'asse delle ordinate è riportata la forza in kN, mentre sull'asse delle ascisse è riportata l'estensione del cilindro in mm.

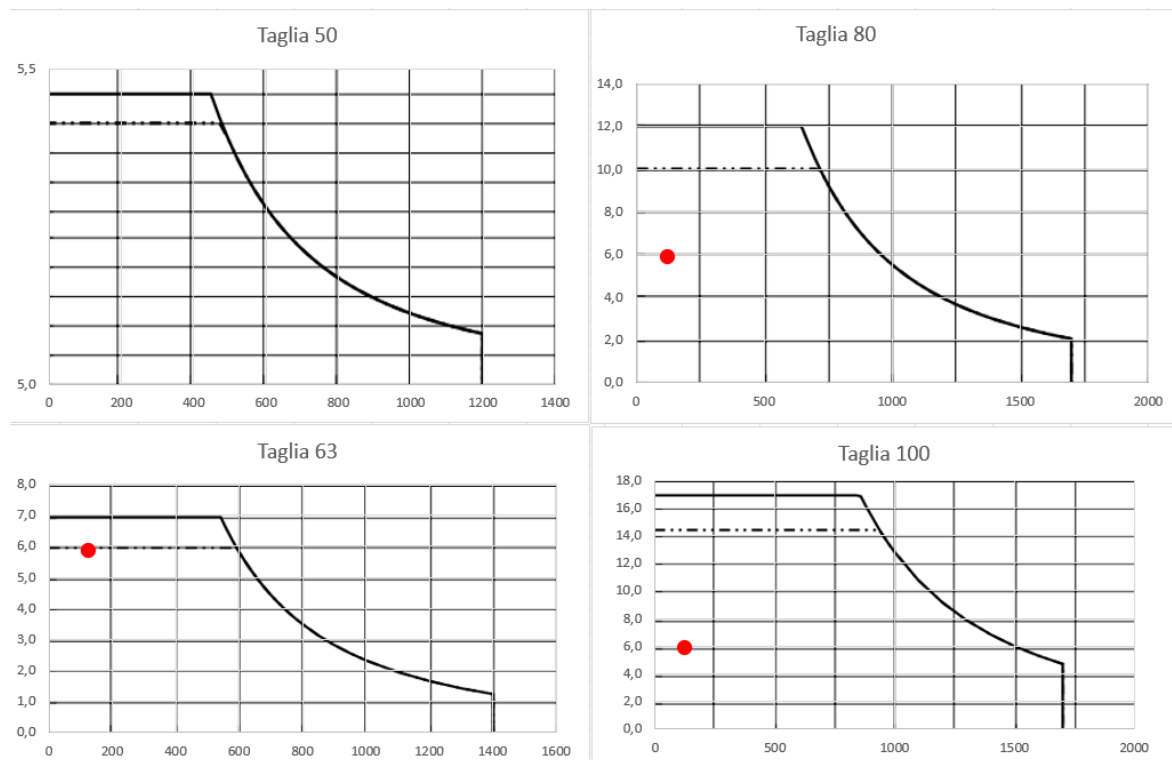


Figura 48. Curve forza-allungamento per diverse taglie di cilindro elettrico

Il punto rosso rappresenta il caso più critico per l'applicazione in questione: il cilindro è a metà della corsa ed è sottoposto alla F_{push} . Dalle curve si nota che la taglia 50 deve essere scartata fra le possibili scelte, perché il punto rosso non ricade sotto nessuna curva.

- **velocità-corsa:** questa curva caratteristica mette in relazione la lunghezza della corsa del pistone con la sua velocità. Sull'asse delle ordinate è riportata la velocità del cilindro in m/s, mentre sull'asse delle ascisse è riportata l'estensione del cilindro in mm.

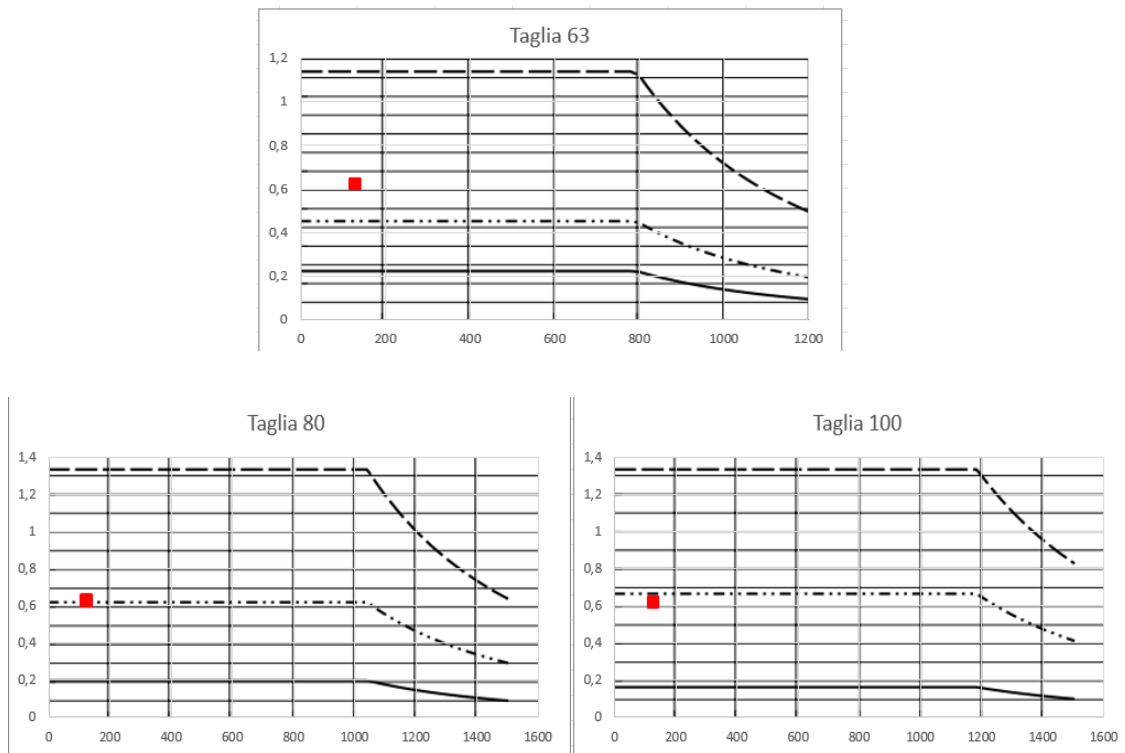


Figura 49. Curve velocità-corsa per diverse taglie di cilindro elettrico

- **velocità-forza:** questa curva caratteristica mette in relazione la forza assiale con la velocità. Sull'asse delle ascisse è riportata la velocità del cilindro in m/s, mentre sull'asse delle ordinate è riportata la forza in kN.

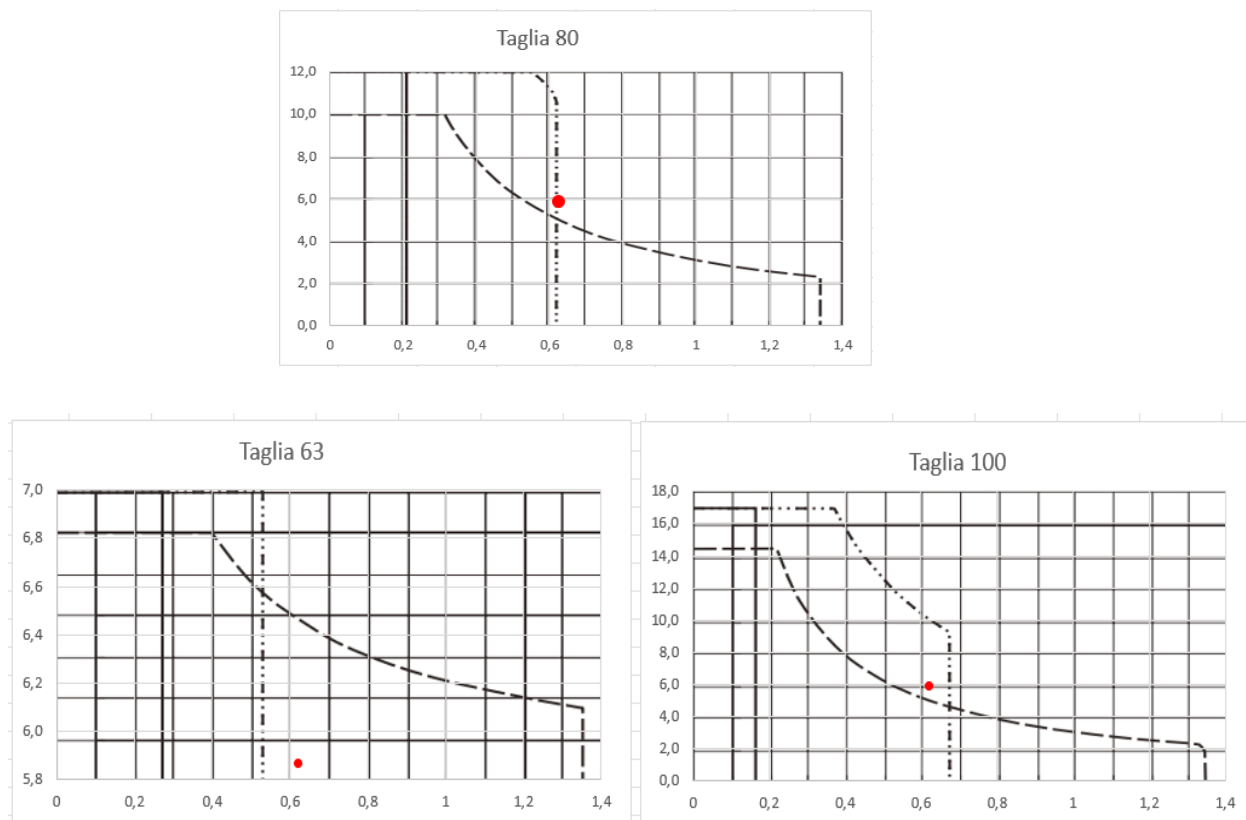


Figura 50. Curve velocità-forza per diverse taglie di cilindro elettrico

Osservando tutte le curve caratteristiche, si nota che il punto rosso rimane sempre al di sotto della curva corrispondente al cilindro elettrico di taglia 100 con passo della vite pari a 20 mm, indicata in tutti i grafici con (— · · —).

Per questo motivo, la scelta è ricaduta proprio su quest'ultima, con una lunghezza del cilindro elettrico pari a 300 mm. L'estensione del cilindro verrà poi regolata con dei sensori di fine corsa. Una volta selezionata la componente corretta, si possono verificare le caratteristiche cinematiche e la vita utile del cilindro. La massima accelerazione che il cilindro può fornire è di 25 m/s^2 , mentre la massima velocità è di $1,33 \text{ m/s}$. Questi valori sono superiori rispetto ai valori ottenuti dal profilo di velocità e, di conseguenza, il cilindro elettrico selezionato risulta essere idoneo.

Viene selezionato da catalogo Festo il cilindro elettrico ESBF-BS-100-300-20 con le seguenti caratteristiche e dimensioni:

Caratteristica	Valore
Dimensione	100
Corsa	30 mm ... 1500 mm
Filetto dello stelo	M20x1,5
Diametro mandrino	40 mm
Gioco torsionale dello stelo +/-	0.5 deg
Basato su standard	ISO 15552
Posizione di montaggio	Opzionale
Tipo di motore	Servomotore
Rilevamento posizione	Tramite sensore di finecorsa
Design	Cilindro elettrico con vite di sfere
Tipo mandrino	Vite a ricircolo di sfere
Simbolo	00991941
Varianti	Metalli con rame, zinco o nichel come costituente principale sono esclusi dall'uso. Le eccezioni sono il nichel nell'acciaio, le superfici nichelate chimicamente, i circuiti stampati, i cavi, i connettori a innesto elettrici e le bobine.
Protezione contro coppia/guida	Con guida a strisciamento
Ciclo di lavoro	100%
Classe di resistenza alla corrosione CRC	0 - Nessuna corrosione o sollecitazione 2 - Moderata sollecitazione da corrosione
Conformità PWIS	VDMA24364 zona III
Idoneità per la produzione di batterie agli ioni di litio	I metalli con una frazione massica di rame, zinco o nichel superiore al 1% sono esclusi dall'uso. Sono esclusi il nichel negli acciai, superfici nichelate chimicamente, i circuiti stampati, i cavi, i connettori a innesto elettrici e le bobine
Classe camera bianca	Classe 7 secondo ISO 14644-1
Temperatura di stoccaggio	-20 °C ... 60 °C
Adatto per l'uso con gli alimenti	Vedere le informazioni avanzate sul materiale
Umidità relativa dell'aria	0 - 95%
Grado di protezione	IP40
Temperatura ambiente	0 °C ... 60 °C
Max. forza radiale sull'albero motore	1100 N
Forza massima di avanzamento Fx	17000 N
Valore di riferimento carico effettivo, orizzontale	1700 kg
Valore di riferimento carico effettivo, verticale	1700 kg
Massa in movimento per corsa 0 mm	8786 g
Massa aggiuntiva per ogni 10 mm di corsac	132 g

Figura 51: Datasheet cilindro elettrico

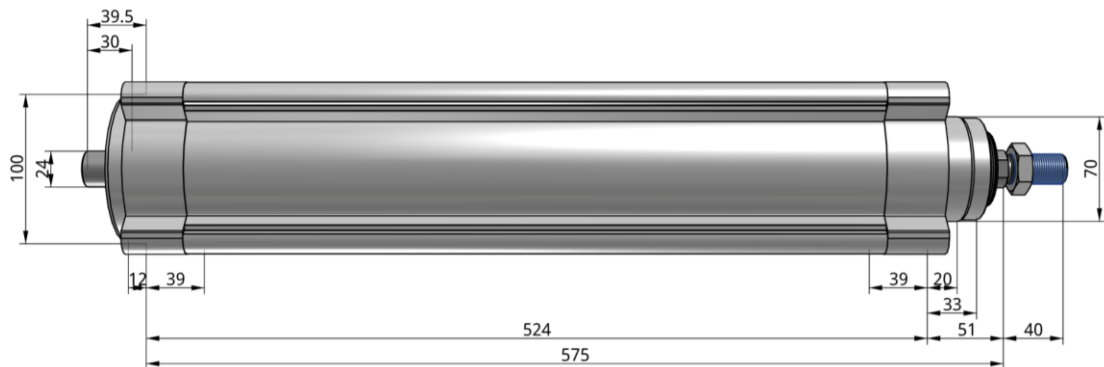


Figura 52. Dimensione cilindro elettrico [mm]

Per fissare il cilindro alla piastra del basamento vengo utilizzati 2 coppie di morsetti che permettono di sostenere una spinta assiale complessiva di 8 kN.

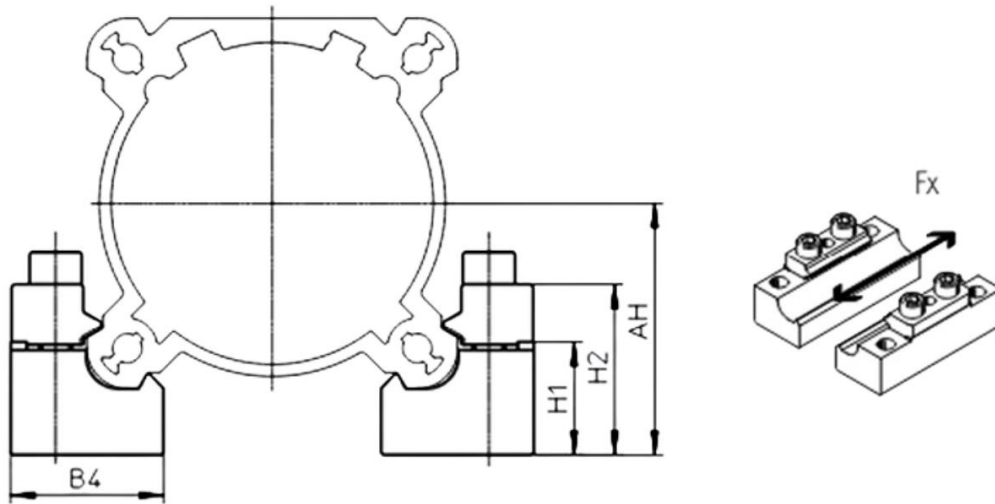


Figura 53. Morsetti per il fissaggio del cilindro elettrico

Inoltre, per il corretto posizionamento del cilindro lungo la direzione assiale, viene utilizzata una piastra ad "L". Quest'ultima è fissata alla parte terminale del corpo del cilindro e viene ancorata alla piastra di supporto mediante spine cilindriche e bulloni a testa cilindrica.

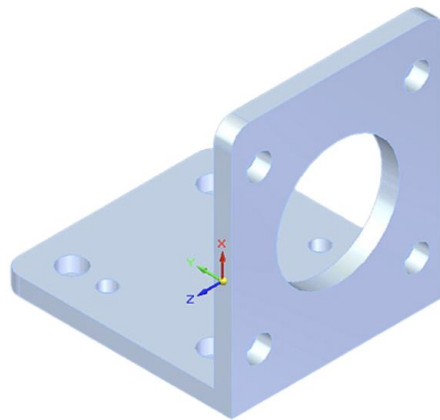


Figura 54. Piastra ad L per il posizionamento del cilindro elettrico

3.4. Seguace della camma

Il seguace della camma è un tipo di cuscinetto compatto e altamente rigido dotato di un albero. All'interno dell'anello esterno, progettato per ruotare mantenendo un contatto diretto con la superficie di accoppiamento, si trovano gli elementi volventi, che possono essere rulli o sfere, tenuti insieme da una gabbia di precisione. Il design di questi elementi permette loro di sopportare rotazioni ad alta velocità. Inoltre, l'anello esterno è realizzato in modo tale da resistere agli urti. Questo tipo di cuscinetto è ampiamente utilizzato in vari settori industriali.

Nell'analisi della capacità di carico, è importante considerare che il perno folle viene solitamente utilizzato per ruotare su una guida o una camma. Il carico applicato sulla rotella al punto di contatto con la pista di rotolamento può causare una deformazione elastica dell'anello esterno, la quale influenza la distribuzione del carico tra gli elementi volventi del cuscinetto, riducendo la capacità di carico. A differenza dei cuscinetti tradizionali, l'anello esterno non è contenuto all'interno di una sede ed è libero di deformarsi, perciò deve essere tenuto in considerazione nel dimensionamento e nell'applicazione del dispositivo.

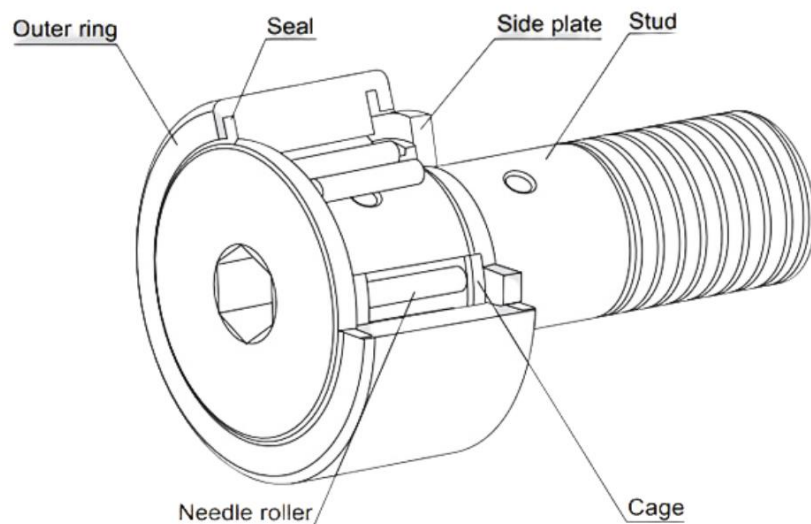


Figura 55. Struttura generale di un cam follower

In questo progetto viene selezionato un seguace della camma con doppio elemento volvente a cono. Questo tipo di seguace è in grado di assorbire le spinte assiali dovute ai disallineamenti tra la rotella e la pista di rotolamento senza compromettere il funzionamento della rotella. La larghezza dell'anello esterno consente la distribuzione dello sforzo su un'ampia superficie di contatto con la pista di rotolamento. La quantità di grasso presente è sufficiente per garantire la lubrificazione a vita della rotella.

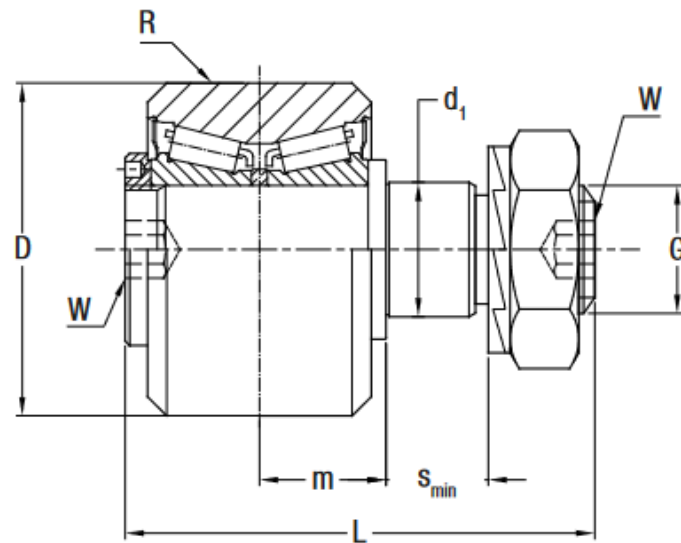


Figura 56. Rotella con perno e cuscinetti conici

Per il dimensionamento di questa componente si considera l'analisi delle forze eseguita in precedenza.

Il carico radiale che agisce su un singolo cuscinetto è pari a:

$$P_r = \frac{F_v}{2} = 3053 \text{ N}$$

Questo carico radiale viene moltiplicato per un fattore di sovraccarico in base alle condizioni di utilizzo:

$$f_w = 2 \text{ (funzionamento con urti e vibrazioni)}$$

Viene successivamente scelto un cuscinetto da catalogo Nadella PK-52 con le seguenti caratteristiche e dimensioni:

Dimensioni (mm)															Coefficiente di carico (N)				Coppia di Serraggio Nm	Peso Kg
D	d ₁ ¹⁾	L	A	B ₁	B ₂	m	C	R	G	I ₁	S _{min}	M	W	P	C _w ²⁾	C _w ³⁾	Din. F _r	Stat. F _{or}		
52	21	73	35	41	32	19,8	29	800	M 20 x 1,5	14	15	28	8	13,4	36000	42000	11900	22000	80	6

Figura 57. Datasheet del cam follower selezionato

Successivamente si calcola la durata in milioni di cicli per il cuscinetto selezionato:

$$C_w = 36000$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_w}{f_w P_r} \right)^{\frac{10}{3}} = 347 \text{ milioni di cicli}$$

- C_w : coefficiente di carico dinamico della rotella per milione di giri

Per poter calcolare la durata in ore L_h , è necessario ricavare la velocità in giri al minuto del cuscinetto:

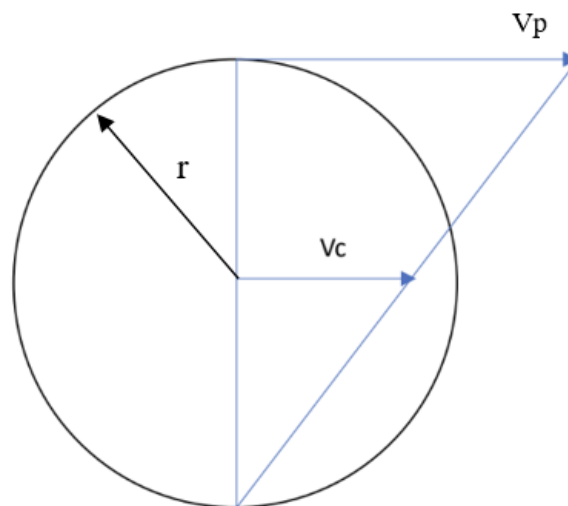


Figura 58. Profilo di velocità ipotizzato per la rotella

Introducendo l'ipotesi di puro rotolamento e conoscendo il raggio della rotella r pari a 0,026 m e la velocità di traslazione del centro del cuscinetto 0,63 m/s è possibile ricavare la velocità in giri al minuto:

$$V_p = 2V_c = 1,26 \frac{m}{s}$$

$$n = \frac{V_p}{2\pi r} 60 = 459 \text{ RPM}$$

Ricavato n è possibile trovare L_h :

$$L_h = \frac{10^6 L_{10}}{60n} = 12626 \text{ h}$$

Infine, si può ricavare la durata in km L_{km} della rotella:

$$L_{km} = L_{10} \pi D = 56820 \text{ km}$$

Ulteriori verifiche si effettuano considerando due parametri:

- il **carico limite dinamico** F_r indica il valore della sollecitazione da non superare quando le rotelle sono soggette a sforzi ripetuti,
- Il **carico limite statico** F_{0r} è il limite di resistenza statica che può sopportare eccezionalmente la rotella e che non deve mai essere superato.

Con il carico limite dinamico è possibile calcolare il coefficiente di sicurezza f_s :

$$f_s = \frac{F_r}{P_r} = 1,95$$

Il carico radiale deve risultare sempre minore rispetto al carico limite statico:

$$P_r < F_{0r}$$

La relazione risulta verificata.

Infine, la velocità di rotazione ottenuta viene confrontata con la velocità massima raggiungibile dal cuscinetto.

$$459 \text{ RPM} < 1470 \text{ RPM}$$

Inoltre, bisogna considerare la resistenza della pista di rotolamento. Il metodo di verifica adottato si basa sul calcolo della pressione di Hertz confrontato con la pressione ammissibile dal materiale della camma.

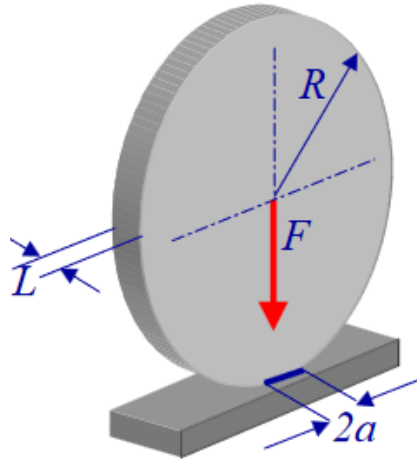


Figura 59. Contatto ruota-rotaia

Per il calcolo della massima pressione di contatto si suppone di utilizzare, come materiale per la camma, un acciaio temprato con modulo di Young $E_1 = 210 \text{ GPa}$ e un coefficiente di Poisson $\nu_1 = 0,3$. In maniera analoga la rotella è realizzata con un acciaio per cuscinetti con uguale modulo di Young e coefficiente di Poisson E_2 e ν_2 .

Per il calcolo della $P_{\max}$, sono stati seguiti i seguenti passaggi:

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - \nu^2}{E} = 4,33E - 12 \text{ Pa}$$

Si considera il raggio del piano $R_2 = \infty$.

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = 19,23$$

$$a = \sqrt{\frac{2 m_1 + m_2}{\pi} \frac{P_r}{B} \frac{1}{L}} = 0,00017 \text{ m}$$

L è lo spessore della rotella ed è pari a 29 mm.

$$P_{max} = \frac{2P_r}{\pi a L} = 385,67 \text{ MPa}$$

Di conseguenza è necessario individuare un acciaio con una pressione ammissibile superiore a P_{max} .

Le rotelle vengo fissate all'elemento custom attraverso una rondella autobloccante e un dado esagonale.

3.5. Guida lineare a pattini

Le guide lineari a pattini sono costituite da un elemento di guida, un elemento mobile (pattino) e degli elementi volventi interposti fra l'elemento di guida e l'elemento mobile, che possono essere sfere o rulli. L'elemento di guida ha una geometria complessa ed è definito rotaia. Il funzionamento prevede che le sfere all'interno del pattino permettano al carrello di scorrere lungo le guide mediante il ricircolo dei corpi volventi. Questo riduce l'attrito e garantisce che il movimento sia costante e preciso. La corsa massima del sistema è limitata soltanto dalla lunghezza delle guide.

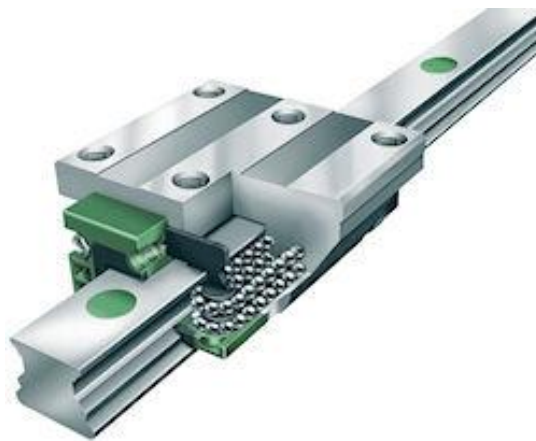


Figura 60. Guide lineari a pattini

Per il dimensionamento di questa componente è necessario stabilire inizialmente la configurazione con cui saranno disposti i pattini. In questo caso sono stati utilizzati 4 pattini, collegati alla parte inferiore dell'elemento custom (come riportato in figura).

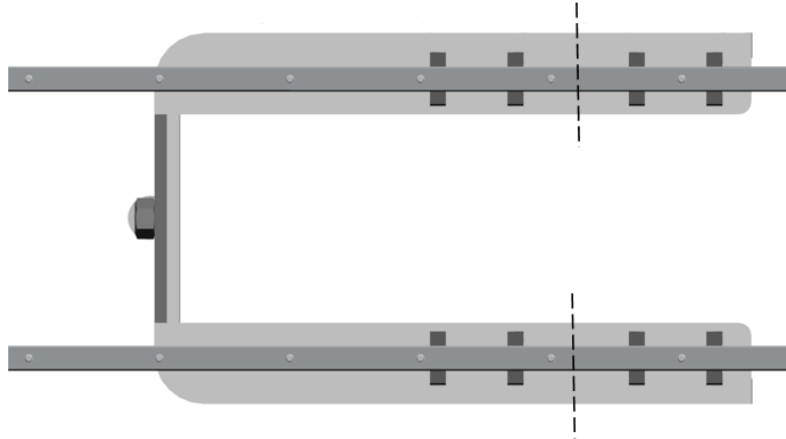


Figura 61. Pattini connessi all'elemento custom

Vengono disposti in modo tale da essere simmetrici rispetto all'asse di rotazione della rotella. Successivamente si analizza la condizione di carico del sistema di pattini:

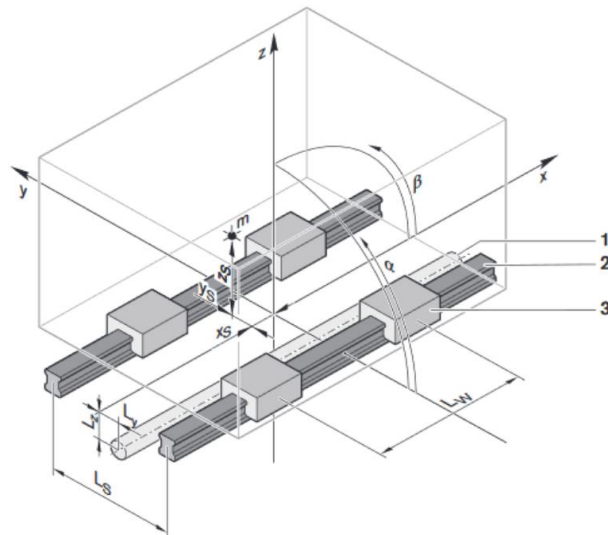


Figura 62. Configurazione usata per il dimensionamento

Parametri utilizzati:

- Distanza tra il centro dei pattini, $L_w = 160 \text{ mm}$
- Distanza tra le guide, $L_s = 224 \text{ mm}$
- Posizione della forza motrice in direzione Z, $L_z = 50 \text{ mm}$
- Massa da spostare, $m = 25 \text{ kg}$
- Posizione centro di massa della componente custom, $cm = (35, 0, 50) \text{ mm}$
- Forza d'inerzia, $F_a = (156, 0, 0) \text{ N}$
- Forza verticale, $F_v = (0, 0, 6107) \text{ N}$
- Forza peso, $F_p = (0, 0, 245) \text{ N}$

Per il calcolo delle forze agenti sui singoli pattini sono state utilizzate le seguenti formule:

$$F_{z1} = F_{z3} = \frac{F_{pz} + F_{vz}}{4} + \frac{F_{pz}X_{cm}}{2L_w} = 1614 \text{ N}$$

$$F_{z2} = F_{z4} = \frac{F_{pz} + F_{vz}}{4} - \frac{F_{pz}X_{cm}}{2L_w} = 1561 \text{ N}$$

Le forze lungo la direzione Y risultano nulle $F_{y1} = F_{y2} = F_{y3} = F_{y4} = 0 \text{ N}$.

Successivamente viene calcolata il carico combinato:

$$F_{COMB} = F_Z + F_Y = 1614 \text{ N}$$

Si preseleziona un pattino di taglia 20 con precarico C2 e classe di precisione P.

- **Precarico:** i pattini a sfere possono essere sottoposti a pretensionamento per incrementarne la rigidità. Le forze di pretensionamento interne che si manifestano devono essere considerate nel calcolo della vita utile. Le classi di precarico possono essere selezionate in base al campo d'impiego. La classe C2 si utilizza per sistemi di guida precisi con al contempo carico esterno elevato.
- **Classe di precisione:** indica i valori delle tolleranze dimensionali dell'altezza e la tolleranza laterale.

Con la taglia scelta e con il pretensionamento imposto si ottiene una forza di pretensionamento $F_{pr} = 1500 \text{ N}$.

Per controllare se il pretensionamento influenza la vita della componente è necessario studiare la seguente relazione:

- se $F_{COMB} > 2,8 F_{pr}$ allora la forza di pretensionamento non si riflette sulla durata della vita,
- se $F_{COMB} \leq 2,8 F_{pr}$ la forza di pretensionamento rientra nel calcolo del carico equivalente effettivo.

In questa analisi si ricade nella seconda condizione, per cui va rivalutato il carico effettivo con la seguente formula:

$$F_{eff} = \left(\frac{F_{COMB}}{2,8 F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} F_{pr} = 2443 \text{ N}$$

Con la taglia selezionata si hanno:

- coefficiente di carico dinamico, $C = 23400 \text{ N}$
- coefficiente di carico statico, $C_0 = 29800 \text{ N}$

Con la quale si ottengono il rapporto dinamico e il rapporto statico:

$$\frac{C}{F_{eff}} = 9,58$$

$$\frac{C_0}{F_{eff}} = 12,20$$

Si calcola successivamente la durata in metri e in ore, per la quale il componente risulta essere verificato a vita infinita.

Viene scelto un pattino dal catalogo Bosch Rexroth della tipologia SNS, con le seguenti caratteristiche:

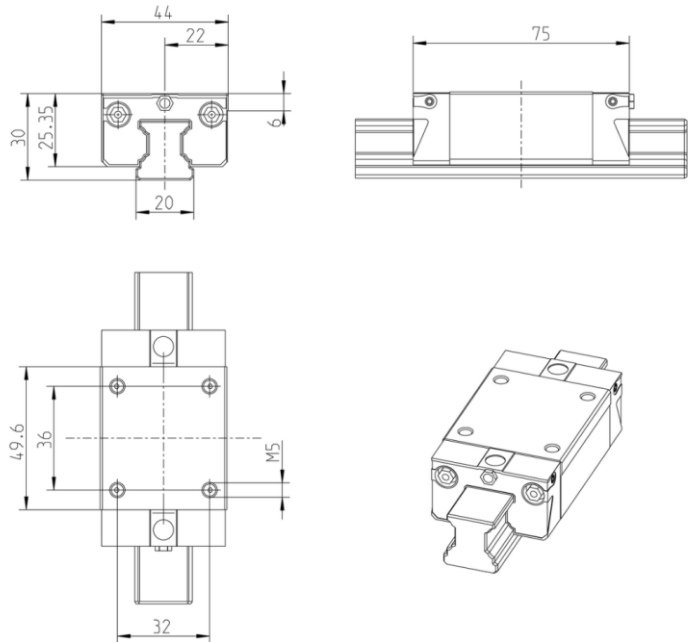
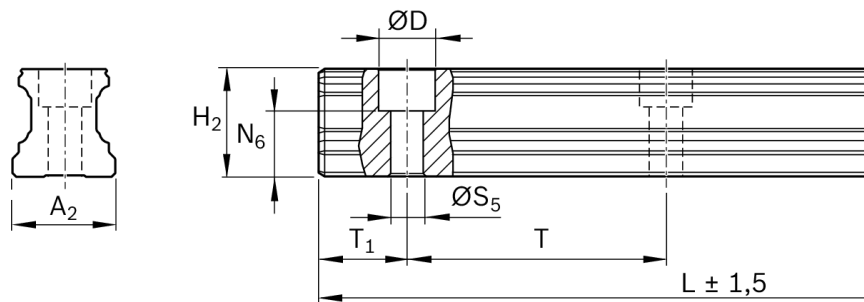


Figura 63. Dimensioni del pattino

Caratteristiche del prodotto	
Dimensione nominale [mm]	20
Modello	SNS - Stretto, normale, altezza standard
Tipologia	Pattini a sfere ad elevata precisione
Gabbia guidasfere	Senza gabbia guida-sfere (standard)
Materiale (guide su rotaia profilata)	Acciaio al carbonio
Momento di carico longitudinale statico ML0 [Nm]	260
Momento torcente di carico statico Mt0 [Nm]	380
Accelerazione max. amax [m/s²]	500
Avvertenza accelerazione massima amax	Se $F_{comb} > 2,8 \cdot F_{pr}$: amax = 50 m/s²
Velocità lineare massima ammissibile vmax [m/s]	5
Momento torcente di carico dinamico Mt [Nm]	300

Figura 64. Datasheet pattini

Si seleziona di conseguenza la rotaia KSA-020-SNS-N-MA-AK con le seguenti caratteristiche:



Dimensione nominale [mm]	20
Modello	SNS - Standard - Rotaia di guida
Materiale (guide su rotaia profilata)	Acciaio al carbonio
Dimensione A2 (sistemi di rotaie profilate) [mm]	20
Dimensione D [mm]	9.4
Dimensione H2 senza nastro di protezione (guide su rotaia profilata) [mm]	20.55
Dimensione N6 (guide su rotaia profilata) [mm]	13.2
Dimensione N6 tolleranza (guide su rotaia profilata) [mm]	± 0.5
Dimensione S5 (guida su rotaia profilata) [mm]	6
Dimensione T (guide su rotaia profilata) [mm]	60
Dimensione T1 max (guide su rotaia profilata) [mm]	50
Dimensione T1 min (guide su rotaia profilata) [mm]	10
Dimensione T1 s (guide su rotaia profilata) [mm]	28

Figura 65. Caratteristiche della guida

La lunghezza necessaria della guida (L) per completare la corsa risulta essere di 730 mm. Per il montaggio nella corretta posizione della guida, si predispone una sede nella piastra di supporto.

3.6. Componente custom

La componente custom (figura 22) è progettata per collegare le rotelle della camma al sistema di attuazione. Questa componente è realizzata unendo tre parti attraverso un processo di saldatura. La parte principale, dove vengono connessi il terminale della vite senza fine e le rotelle, è ottenuta tramite un processo di ossitaglio. L'ossitaglio è una tecnica di taglio termico che utilizza una fiamma ossiacetilenica per fondere il metallo, permettendo di ricavare le gole necessarie per il montaggio dei pattini. Successivamente, la componente viene sottoposta a un processo di piegatura per conferire la forma a "C". Per garantire la qualità e la precisione della saldatura, si prescrive l'applicazione di uno strato di sovrametallo. Questo strato aggiuntivo di materiale compensa eventuali deformazioni o imperfezioni che possono verificarsi durante il processo di saldatura. Una volta completata la saldatura, il sovrametallo viene successivamente asportato attraverso lavorazioni meccaniche di finitura, assicurando che la componente rispetti le tolleranze geometriche richieste.

Per questa componente viene verificato lo spessore del cordone di saldatura:

Si considera la seguente condizione di carico.

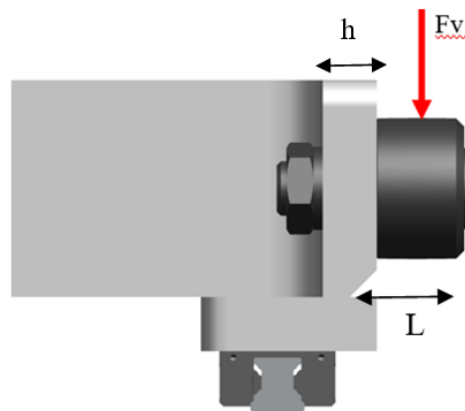


Figura 66. Forza considerata per la verifica della saldatura

Si calcola il momento flettente che agisce sul cordone di saldatura:

$$L = 0,038 \text{ m}$$

$$M = F_v L = 232 \text{ Nm}$$

Di conseguenza lo stato tensionale del cordone di saldatura risulta avere due componenti:

- $\sigma_{\perp}$: tensione normale di trazione o di compressione che agisce in direzione perpendicolare alla sezione di gola.
- $\tau_{\perp}$: tensione tangenziale agente in direzione perpendicolare all'asse longitudinale della sezione di gola.

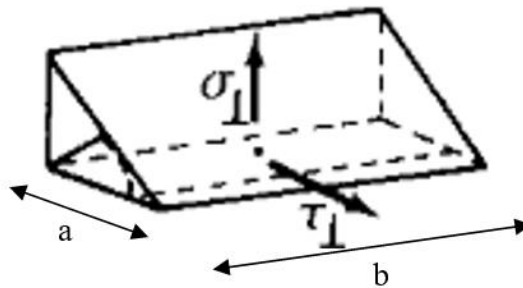


Figura 67. Stato tensionale cordone di saldatura

Per il calcolo di queste due tensioni si svolgono i seguenti calcoli:

Spessore della piastra, $h = 0,016 \text{ m}$

$$H = \frac{M}{h} = 14504 \text{ N}$$

Spessore cordone di saldatura, $a = 0,01 \text{ m}$

Lunghezza cordone di saldatura, $b = 0,4 \text{ m}$

$$\frac{A}{2} = ab = 0,004 \text{ m}^2$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{2H}{A} = 7,25 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{F_v}{A} = 1,53 \text{ MPa}$$

Considerando un acciaio laminato Fe 360 si può assumere per la resistenza di progetto e la tensione ammissibile $f_d = 235 \text{ MPa}$, determinato questo dato si possono svolgere le seguenti verifiche:

$$\sigma_{\perp} + \tau_{\perp} \leq f_d$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0,85 f_d$$

$$\tau_{\perp} \leq 0,85 f_d$$

Le precedenti verifiche risultano essere tutte soddisfatte.

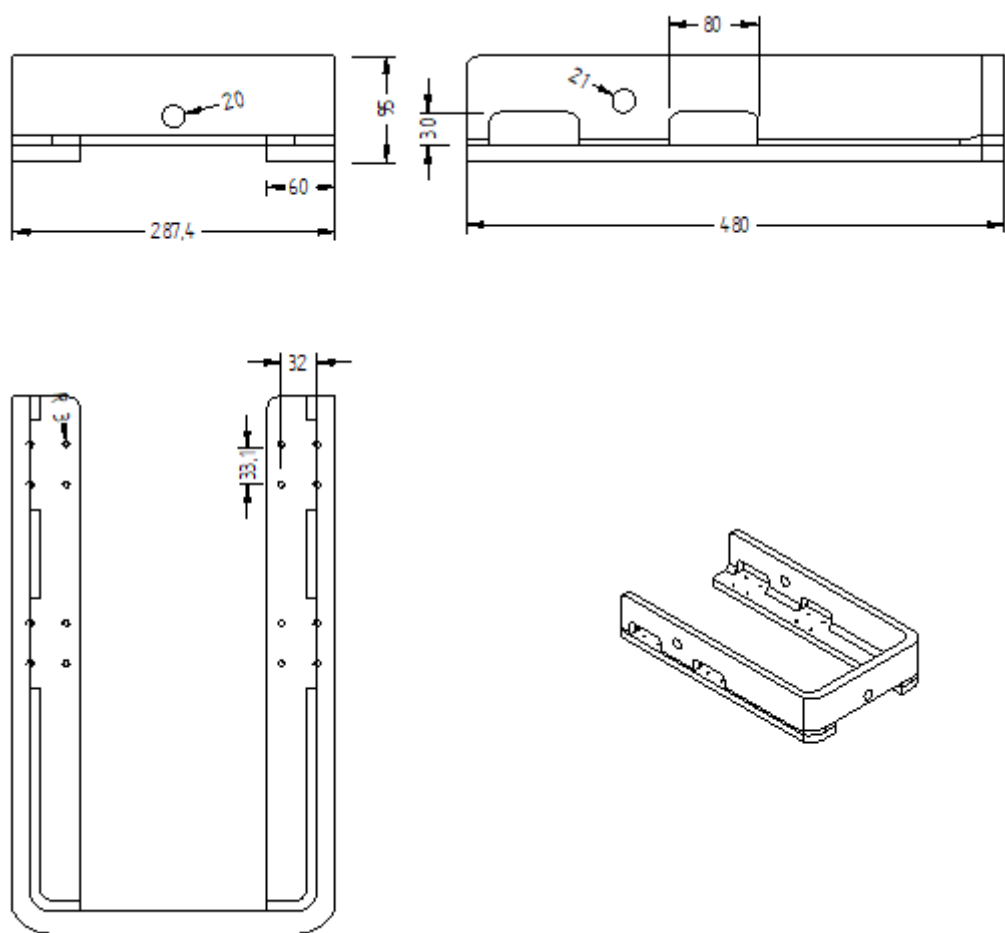


Figura 68. Dimensioni di massima componente custom [mm]

3.7. Rinvio angolare

Il rinvio angolare è necessario per trasferire potenza dal motore al cilindro elettrico. Per assicurare un trasferimento efficiente della potenza, si utilizza una cinghia dentata installata su due pulegge aventi lo stesso diametro e lo stesso numero di denti. Di conseguenza, il rapporto di riduzione di questo dispositivo risulta essere di 1:1. La velocità di rotazione del motore viene quindi trasferita direttamente al cilindro elettrico senza alcuna variazione.

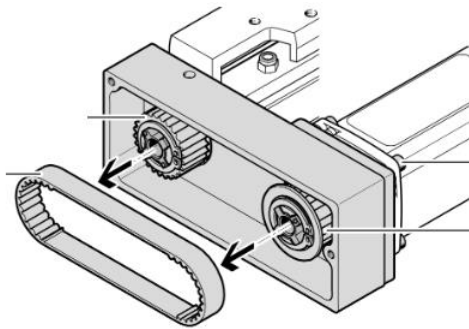


Figura 69. Rinvio angolare a cinghia

Questa tipologia di rinvio viene utilizzata per il montaggio in parallelo del motore rispetto all'attuatore lineare, permettendo di ridurre l'ingombro assiale del sistema. La dimensione di questa componente viene stabilita in funzione della dimensione del cilindro elettrico.

Viene selezionato da catalogo Festo il rinvio angolare EAMM-U-145-D100-150A-188, con le caratteristiche riportate in tabella:

Caratteristica	Valore
Dimensione	145
Posizione di montaggio	Opzionale
Rapporto del riduttore	1:1
Velocità di rotazione max.	4000 1/min
Conformità PWIS	VDMA24364 zona III
Temperatura di stoccaggio	-25 °C ... 60 °C
Umidità relativa dell'aria	0 - 95%
Grado di protezione	IP40
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Momento di inerzia di massa	2255 kgmm ²
Coppia di attrito indipendente dal carico	2 Nm
Coppia trasmissibile	50 Nm
Peso prodotto	11400 g
Codice interfaccia, attuatore	D100B
Codice interfaccia, ingresso motore	140A 150A
Nota sui materiali	Conforme alla direttiva EU 2002/95 (RoHS)

Figura 70. Datasheet rinvio angolare

3.8. Freni pneumatici

I freni pneumatici sono dispositivi utilizzati per arrestare il movimento mediante l'uso di aria compressa. Il loro funzionamento è regolato da un sistema in cui l'aria compressa attiva i componenti di frenatura, esercitando una forza di arresto sul meccanismo in movimento.

Un freno pneumatico tipico blocca un albero che scorre al suo interno tramite un meccanismo a molla. La forza di frenata viene generata da una molla caricata, che agisce sull'albero. Per aprire il freno e consentire il movimento del sistema, viene applicata una pressione da parte dell'aria, che comprime la molla e rilascia l'albero. Questo principio di funzionamento garantisce che il freno operi anche come dispositivo di sicurezza, intervenendo automaticamente in caso di emergenza.



Figura 71. Sezione di un freno pneumatico

Questa componente è utilizzata nel sistema come dispositivo di sicurezza. Durante la fase di test, viene attivata per bloccare il sistema e prevenire il movimento della piattaforma sotto l'azione della forza di clampaggio. Pertanto, nel dimensionamento del dispositivo, è necessario considerare sia la forza di clampaggio che il peso dell'oggetto. Inoltre, è essenziale garantire il funzionamento del dispositivo anche in condizioni di emergenza. Per la preselezione del freno, si considerano i seguenti dati:

- Forza di clampaggio, $F_c = 40000 \text{ N}$
- Peso totale da sollevare, $m = 500 \text{ kg}$
- Numero di freni, $N = 4$

Viene calcolata la forza di holding minima richiesta per un singolo freno:

$$F_{erf} = 2 \left(\frac{F_c + mg}{N} \right) = 22453 \text{ N}$$

La precedente formula è stata moltiplicata per due perché il freno è stato dimensionato non solo come dispositivo di bloccaggio, ma anche in un caso di frenata dinamica. Questo permette di avere un freno dimensionato anche per situazioni di frenata di emergenza. Avendo ottenuto F_{erf} ed essendo nota la pressione di lavoro dell'impianto pneumatico pari a 6 bar, è stato selezionato un freno di taglia 70. La forza nominale di holding del freno è pari a $F_{Nenn} = 22500 \text{ N}$: Con il freno definito, è possibile studiare il caso di una frenata dinamica. Si ipotizza che la piastra di sollevamento debba essere arrestata durante

la fase di discesa per ragioni di sicurezza e si desidera stimare la distanza e il tempo di frenata nel caso in cui inizi una fase di caduta libera a causa di un malfunzionamento.

- Velocità al momento della frenata, $V_0 = 0,35 \text{ m/s}$
- Tempo per processare il segnale, $t_{SV} = 0,02 \text{ s}$
- Tempo di commutazione delle valvole, $t_V = 0,016 \text{ s}$
- Tempo di commutazione del freno, $t_{50} = 0,06 \text{ s}$
- Accelerazione del carico, $a = 9,81 \text{ m/s}^2$

Si calcola il tempo di commutazione totale del sistema:

$$t_{sys} = t_{50} + t_V + t_{SV} = 0,096 \text{ s}$$

Di conseguenza si può calcolare la distanza percorsa da un carico dal momento in cui viene dato il comando di arresto fino all'inizio della decelerazione:

$$S_{sys} = V_0 t_{sys} + \frac{1}{2} a t_{sys}^2 = 0,079 \text{ m}$$

Si calcola successivamente la distanza e il tempo dall'inizio della decelerazione fino all'arresto del carico:

$$S_{Br} = \frac{V_{max}^2}{2 \left(\frac{F_{Nges}}{m} - a \right)} = 0,005 \text{ m}$$

$$t_{Br} = \frac{V_{max}}{\frac{F_{Nges}}{m} - a} = 0,019 \text{ s}$$

Dove:

$$V_{max} = V_0 + a t_{sys} = 1,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_{Nges} = N F_{Nenn} = 90000 \text{ N}$$

Di conseguenza si può calcolare la spazio e il tempo totale di frenata:

$$S_{k0} = S_{Br} + S_{sys} = 0,084 \text{ m}$$

$$t_{k0} = t_{Br} + t_{sys} = 0,098 \text{ s}$$

Per stimare il numero di frenate a rottura si calcola l'energia dissipata attraverso l'attrito durante una singola operazione di frenata:

$$Q_r = maS_{Br} + \frac{1}{2}mV_{max}^2 = 1010 J$$

Questo valore viene confrontato con il lavoro di attrito consentito per una singola azione di frenata:

$$Q_r < Q_{rZUL}$$

Tale relazione risulta verificata.

Calcolando il rapporto tra l'energia dissipata durante una singola operazione di frenata e il lavoro totale di attrito al limite di usura, si ottiene il numero di frenate dopo le quali è necessario effettuare la manutenzione:

$$Z = \frac{Q_{rges}}{Q_r} = 23172$$

Di conseguenza è stato scelto da catalogo Mayr il freno pneumatico ROBA®-linearstop 70/381.020.0/6/22500. La nomenclatura deriva dalla seguente tabella:

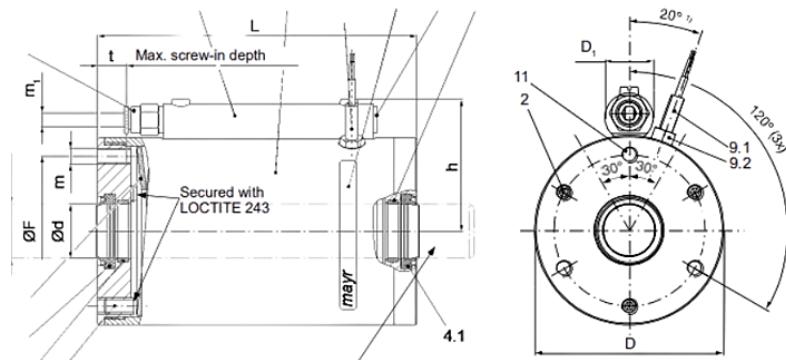
Switching condition monitoring										Standard 0 1		0 1		Standard Adaptor for standard cylinder ³⁾		
_ / 3 8 1 . _ _ _ . _ / _ / _																
Size ¹⁾ 20 to 80		Clamping unit 0 Brake unit 1						0 1 2	Nominal holding force Standard Increased Maximum			Operating pressure		Nominal holding force		
													see "Technical Data"			

Figura 72. Tabella per stabilire nomenclatura freno

Il freno selezionato ha le seguenti caratteristiche:

				Size					
				20	30	40	60	70	80
Nominal holding force ¹⁾²⁾ (minimum holding force)	Type 381._0_. _	F _N	[kN]	0.45 – 0.7	0.8 – 1.3	1.5 – 2.5	4.6 – 7.5	7.5 – 12.0	12.5 – 21.0
	Type 381._1_. _			0.62 – 0.97	1.1 – 1.75	2.1 – 3.4	6.3 – 10.5	10.0 – 16.7	17.5 – 30.0
	Type 381._2_. _			0.75 – 1.2	1.4 – 2.2	2.65 – 4.4	8.2 – 13.8	13.0 – 22.5	23.0 – 40.0
Operating pressure			[bar]	See Type tag (4.0 – 6.0)					
Max. Operating pressure			[bar]	8					
Weight	Type 381._0_. _		[kg]	0.8	1.2	2	6	10.5	19
	Type 381._1_. _			0.9	1.4	2.3	6.6	11.5	21
	Type 381._2_. _			1.0	1.5	2.5	7.1	12.5	23
Air consumption per switching procedure in standard litres at 6.0 bar	Type 381._0_. _		[NL]	0.025	0.045	0.083	0.244	0.389	0.635
	Type 381._1_. _			0.034	0.060	0.111	0.325	0.519	0.847
	Type 381._2_. _			0.042	0.075	0.139	0.406	0.648	1.058
Plug-in fitting	Tube outer diameter	m1	[mm]	6	6	8	10	10	12
	Connection thread			M5	M5	G1/8 (SW4)	G1/4 (SW6)	G3/8 (SW8)	G3/8 (SW8)
	Tightening torque		[Nm]	1.5	1.5	10	15	25	25
Proximity switch Hexagon nut Item 9.2:	Tightening torque		[Nm]	2	2	2	2	4	4
	Thread			M5 (SW8)	M5 (SW8)	M5 (SW8)	M5 (SW8)	M6 (SW10)	M6 (SW10)
Pressure medium				Compressed air with compressed air quality acc. ISO 8573-1 Class 7:4:4					

Figura 73. Datasheet freno pneumatico



[mm]		Size					
		20	30	40	60	70	80
d		16	20	20	25	32	40
D		46	56	70	110	140	178
D ₁		15	15	18	20	24	24
F		34	44	56	90	112	142
h		37.3	42.3	52.8	75.9	94.4	113.9
L	Type 381._0_. _	110.5	114.5	119.5	140.5	161	187
	Type 381._1_. _	129.2	133.7	138.7	162.5	187	216.8
	Type 381._2_. _	147.9	152.9	157.9	184.5	213	246.6
m		3xM5	3xM6	3xM6	3xM8	3xM10	3xM12
t		13.5	12.5	12.5	13.5	13.5	16.5

Figura 74. Dimensioni freno pneumatico

3.9. Servomotore

Un servomotore è un attuatore rotativo che consente un controllo preciso della posizione angolare, della velocità e dell'accelerazione. Il funzionamento si basa su un controllo ad anello chiuso, dove la verifica continua della posizione o della velocità attuale rispetto ai comandi desiderati permette al sistema di correggere in maniera autonoma le discrepanze. Questo metodo assicura una risposta rapida e accurata, fondamentale in applicazioni che richiedono affidabilità e precisione.

L'architettura di base di un servomotore include:

- **motore DC o AC:** fornisce la potenza necessaria per il movimento,
- **encoder:** sensore che misura la posizione angolare dell'albero di uscita in tempo reale. Esso fornisce un riscontro al circuito di controllo sulle attuali posizioni e sulla velocità dell'attuatore.
- **circuito di controllo:** elabora il segnale di input, confronta la posizione attuale con quella desiderata, calcola l'errore e genera un segnale di correzione utilizzando algoritmi come il PID. Questo segnale viene poi amplificato per fornire al motore la corrente e la tensione necessaria per ridurre l'errore e raggiungere la posizione o velocità desiderata.

Per il progetto in questione, è stato selezionato un servomotore sincrono brushless a magneti permanenti, che offre un'ottima combinazione di prestazioni dinamiche e capacità di controllo. Questa tipologia di servomotore offre una risposta rapida e precisa, fondamentale per quelle applicazioni che richiedono un alto grado di affidabilità e sicurezza. Inoltre, è dotato di un encoder digitale assoluto, che garantisce un feedback continuo sulla posizione dell'albero. Il servomotore selezionato include, inoltre, un freno di arresto integrato, che assicura la sicurezza del sistema in caso di emergenza.



Figura 75. Servomotore

Per il dimensionamento di questa componente si è inizialmente studiata la sua cinematica. Conoscendo il profilo di velocità del cilindro elettrico e il passo della vite si è ricavato il profilo di velocità per il motore:

- Passo della vite, $P = 20 \text{ mm}$
- Velocità al tempo i dell'attuatore, $V_i \text{ [m/s]}$
- Rapporto di riduzione, $i = 1$

$$n_{motore} = \frac{60 V_i}{P} i \text{ [RPM]}$$

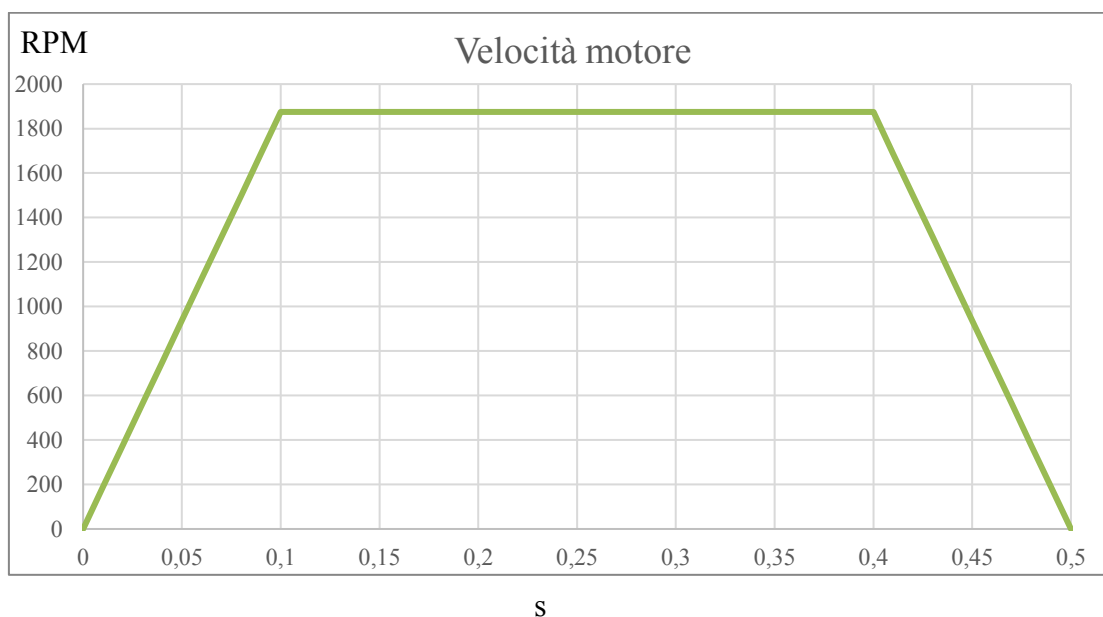


Figura 76. Curva di velocità del motore

Nell'asse delle ascisse è riportato il tempo in secondi mentre nell'asse delle ordinate è riportata la velocità del motore in RPM.

- Velocità massima del motore, $n_{max} = 1850 \text{ RPM} = 196,25 \text{ rad/s}$
- Velocità angolare media, $n_{med} = 1470 \text{ RPM}$

Trasformando la n_{max} da RPM a radianti al secondo è stato possibile calcolare l'accelerazione angolare massima del motore:

$$a_{max} = \frac{n_{max}}{t_{acc}} = 1962 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Determinata la cinematica del motore, il successivo passo è quello di calcolare la coppia richiesta per azionare l'attuatore lineare M_{drive} .

- Coppia richiesta per la movimentazione dell'cilindro senza carico,
 $M_{no-load} = 0,9 \text{ Nm}$ (valore tabulato)
- Coppia di attrito in funzione della velocità di avanzamento, $M_V = 3,5 \text{ Nm}$ (ottenuto dal grafico riportato in figura 66)

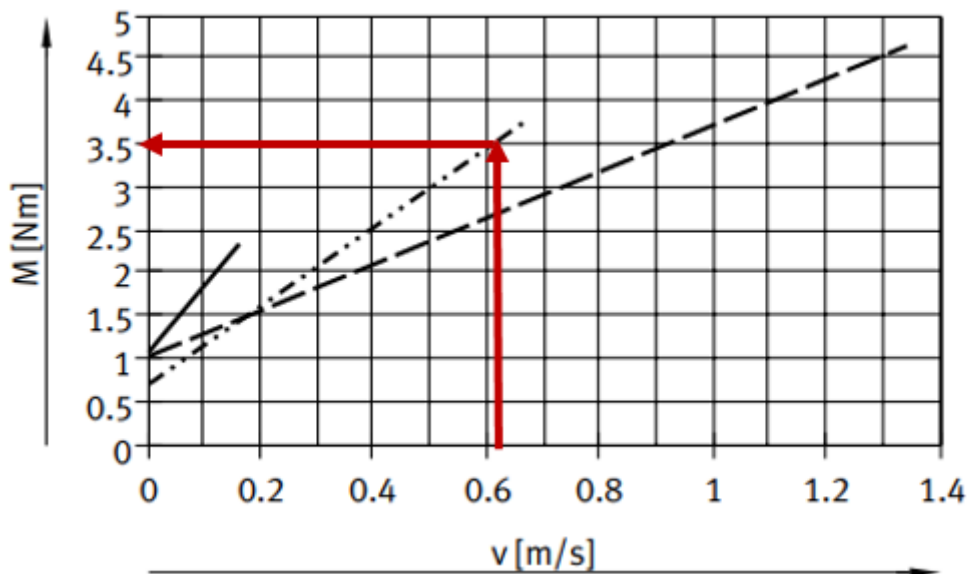


Figura 77. Coppia di attrito in funzione della velocità di avanzate

Conoscendo questi due valori è possibile calcolare la coppia di attrito:

$$M_{friction} = M_V + M_{no-load} = 4,40 \text{ Nm}$$

Si determinata anche la coppia legata al carico da movimentare nella fase di salita:

$$M_{eff} = \frac{F_{push} P}{2\pi} = 18,65 \text{ Nm}$$

Sommando le due coppie trovate è possibile stabilire la M_{drive} :

$$M_{drive} = M_{eff} + M_{friction} = 23,05 \text{ Nm}$$

Il successivo passo è stato quello di calcolare l'inerzia di tutte le componenti a monte del riduttore:

1. Si determinano le masse di tutte le componenti movimentate dall'attuatore lineare e si calcola la massa totale:

- Massa della vite = 8,79 kg
- Massa delle rotelle = 12 kg
- Massa pattini = 0,8 kg
- Massa elemento custom = 18 kg
- Massa totale, $m_{tot} = 39,59 \text{ kg}$

2. Si calcola l'inerzia complessiva del cilindro elettrico J_A :

$$J_A = J_0 + J_H L + J_L m_{tot} = 0,0014 \text{ Kg m}^2$$

Dove J_0, J_h e J_L sono dei valori tabulati legati alla dimensione della vite a ricircolo di sfere. L'inerzia viene successivamente ridotta a valle del riduttore:

$$J_V = \frac{J_A}{i^2}$$

$$i = 1$$

$$J_V = J_A$$

Si calcola successivamente l'inerzia vista dal motore:

$$J_{tot} = J_R + J_M + J_V = 0,0083 \text{ kg m}^2$$

- Inerzia del rinvio angolare, $J_R = 0,0022 \text{ kg m}^2$
- Inerzia motore, $J_M = 0,0047 \text{ kg m}^2$

Con i dati trovati è possibile ricavare il rapporto d'inerzia:

$$R = \frac{J_{tot}}{J_M} = 1,78$$

Viene successivamente calcolata la coppia resistente ridotta al motore:

- Rendimento globale del sistema, $\eta_{tot} = 0,95$

$$C_M = \frac{M_{drive}}{\eta_{tot} i} = 24,26 \text{ Nm}$$

La coppia resistente stimata fino ad ora si riferisce alla fase di salita; in maniera analoga si può calcolare la coppia resistente durante la fase di discesa considerando la F_{pull} .

Viene conteggiata anche la coppia necessaria per vincere le inerzie:

$$C_J = J_{tot} a_{max} = 17,21 \text{ Nm}$$

Sommando le ultime due coppie trovate, si ottiene la coppia massima che il motore deve erogare nella fase di salita e discesa:

$$C_{max-push} = 41,47 \text{ Nm}$$

$$C_{max-pull} = 32,36 \text{ Nm}$$

Successivamente viene calcolata anche la coppia media richiesta al motore:

$$C_{med} = 22,21 \text{ Nm}$$

I dati di coppia ottenuti vengono confrontati con le curve caratteristiche di coppia del motore.

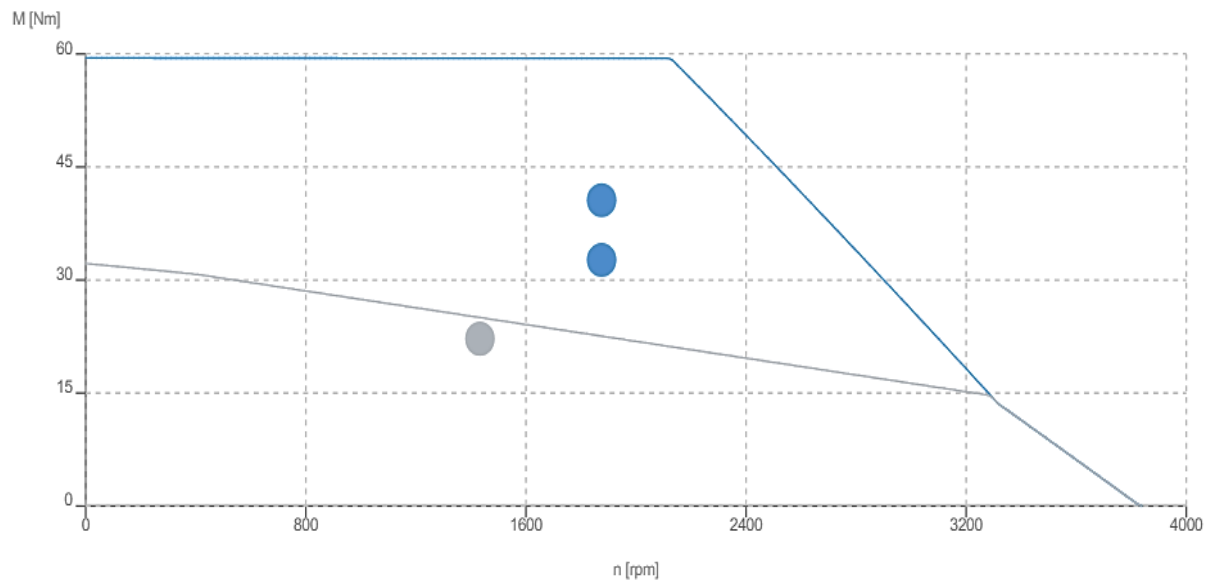


Figura 78. Curve caratteristiche motore

Analizzando le curve caratteristiche, è possibile determinare come il motore risponde ai requisiti di coppia e velocità del sistema, assicurando che il motore scelto sia adatto all'applicazione in questione.

La curva grigia rappresenta la coppia nominale del motore, mentre il punto grigio situato sotto la curva indica la coppia media richiesta dal sistema. Questo punto deve essere ben al di sotto della curva nominale per consentire un funzionamento affidabile e continuo del motore senza surriscaldamenti.

La curva blu rappresenta la coppia massima che il motore può erogare per brevi periodi di tempo senza subire danni. I punti blu al di sotto della curva indicano le coppie massime richieste al motore durante le fasi di discesa e salita.

Come ultimo passaggio viene calcolata la potenza massima richiesta al motore:

$$P_{max} = n_{max} C_{max-push} = 8140,15 \text{ W}$$

Di conseguenza è stato scelto da catalogo Festo il servo motore EMMT-AS-150-M-HV-R3MB, a cui corrispondono i seguenti dati:

Caratteristica	Valore
Approvazione	Marchio di fabbrica RCM c UL us - Recognized (OL)
Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità)	Conforme Direttiva EMC Conforme Direttiva bassa tensione UE Conforme alla direttiva EU RoHS
Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità)	Istruzioni UK per CEM Istruzioni RoHS UK Secondo i regolamenti del Regno Unito per le apparecchiature elettriche
Autorità che rilascia il certificato	UL E342973
Tensione nominale d'esercizio DC	680 V
Tipo di interruttore dell'avvolgimento	Stella all'interno
Numero di coppie di poli	5
Coppia di arresto	33 Nm
Coppia nominale	13.5 Nm
Picco della coppia	60 Nm
Velocità nominale di rotazione	3500 1/min
Velocità di rotazione max.	5051 1/min
Max. velocità meccanica	10000 1/min
Potenza nominale del motore	4948 W
Corrente di stallo continua	24 A
Corrente nominale del motore	10.2 A
Corrente di picco	50 A
Costante motore	1.32 Nm/A
Coppia di stallo costante	1.54 Nm/A
Tensione costante, da fase a fase	92.9 mV/min
Resistenza avvolgimento fase-fase	0.211 Ohm
Induttanza dell'avvolgimento fase-fase	3.3 mH
Induttività trasversale di avvolgimento Ld (fase)	1.65 mH
Induttanza dell'avvolgimento Lq (fase)	1.65 mH
Costante di tempo elettrica	15.6 ms
Costante di tempo termico	45 min
Resistenza termica	0.46 K/W
Dimensioni della flangia	450 x 450 x 30 mm, acciaio
Momento d'inerzia di massa totale dell'uscita	46.9 kgcm ²
Peso prodotto	22200 g
Carico assiale ammissibile sull'albero	217 N
Carico radiale ammissibile sull'albero	1085 N
Trasduttore di posizione del rotore	Encoder di valore assoluto a rotazione multipla
Nome del produttore del trasduttore di posizione del rotore	EQI 1331
Trasduttore di posizione del rotore, rivoluzioni rilevabili assolute	4096
Connessione encoder posizione del rotore	EnDat® 22
Trasduttore di posizione del rotore, encoder principio di misura	Induttivo
Trasduttore di posizione del rotore, tensione di esercizio DC	5 V
Trasduttore di posizione del rotore, intervallo tensione di esercizio DC	3.6 V ... 14 V
Trasduttore di posizione del rotore, valori di posizione per giro	524288
Risoluzione del trasduttore di posizione del rotore	19 bit
Trasduttore di posizione del rotore, precisione del sistema di misurazione dell'angolo	-65 arcsec ... 65 arcsec
Coppia di tenuta del freno	45 Nm
Tensione d'esercizio DC per freno	24 V
Assorbimento di corrente del freno	1.08 A
Consumo corrente, freno	26 W
Intervallo di tempo per freno	230 ms
Tempo di chiusura del freno	45 ms

Figura 79. Datasheet servomotore

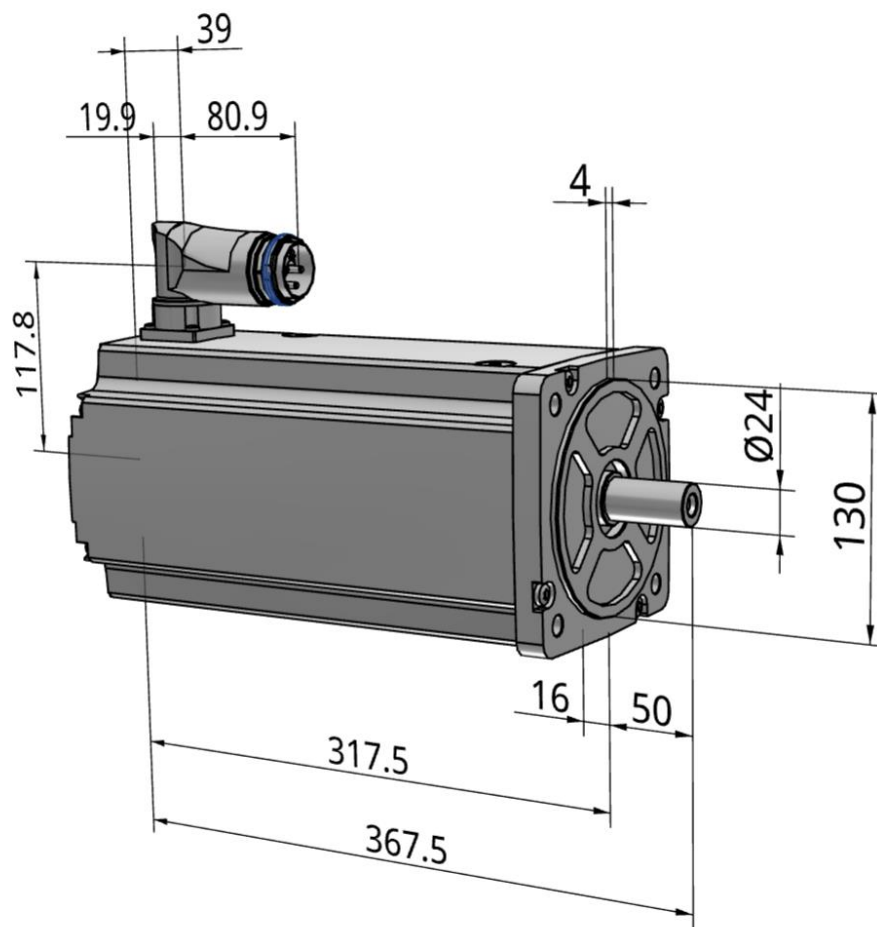


Figura 80. Dimensioni servomotore [mm]

3.10. Manicotto a ricircolo di sfere

Il manicotto a ricircolo di sfere è un sistema di guida lineare progettato per avere una resistenza d'attrito estremamente bassa, garantendo così un moto fluido e preciso. Questo sistema è costituito da un albero di precisione in acciaio che scorre all'interno del manicotto, dove sono presenti delle sfere portanti che ricircolano all'interno di canali semicircolari. Le sfere sono guidate da una gabbia disposta nella direzione longitudinale dell'albero, permettendo un movimento efficiente e senza intoppi.

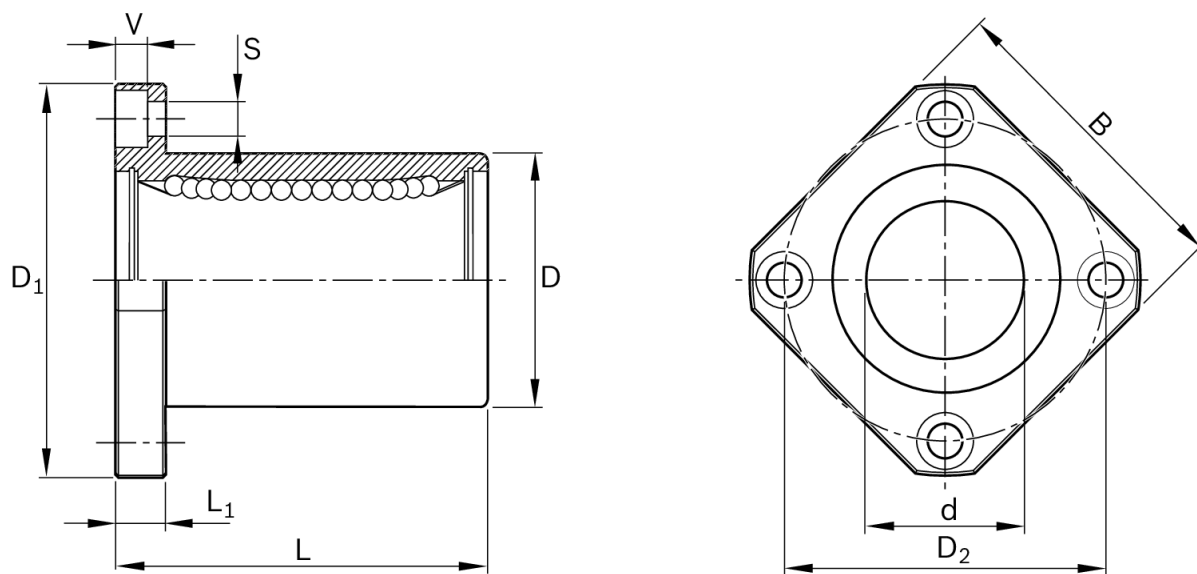


Figura 81. Manicotto a ricircolo di sfere

Questi elementi assicurano che la piastra di sollevamento non subisca squilibri durante le fasi di salita e discesa. La determinazione dei carichi e il dimensionamento di questi elementi sono stati effettuati con il supporto del fornitore e l'utilizzo di un software di calcolo dedicato, vista la difficoltà nel determinare correttamente il comportamento della colonna all'interno del manicotto (ad esempio, a causa della presenza delle sfere e del tipo di spostamento e deformazioni che la colonna può subire a causa delle stesse sfere). Inoltre, per analogia con altri sistemi simili, si è deciso di selezionare la taglia 40 (diametro interno). Gli elementi scelti sono dotati di flangia per essere ancorati alla piastra di supporto. Successivamente, questa scelta è stata verificata attraverso analisi FEM, che saranno trattate nel capitolo successivo.

Gli alberi che scorrono all'interno dei manicotti sono fissati alla piastra di sollevamento tramite un collegamento bullonato. Essi sono disposti ai vertici di un rettangolo, e tale disposizione permette di ridurre al minimo gli squilibri, garantendo un movimento lineare e stabile della piastra durante le fasi di salita e discesa.

Vengono selezionati dal catalogo Bosch Rexroth dei manicotti KBMF-40-DD, con le seguenti caratteristiche:



Diametro dell'albero d [mm]	40
Modello guide per manicotti a sfere	F - Flangia
Serie	Standard (metallo)
Fattore di carico dinamico massimo C_{max} [N]	1820
Accelerazione max. a_{max} [m/s ²]	100
Velocità lineare massima ammissibile v_{max} [m/s]	2.5
Diametro esterno D [mm]	62
Massa m [g]	0.98
Dimensione D [mm]	62
Dimensione D1 [mm]	98
Dimensione D2 [mm]	80
Dimensione B [mm]	75
Dimensione L	80
Dimensione L1	13
Dimensione L tolleranza [mm]	± 0.3
Dimensione V [mm]	8.1
Dimensione S [mm]	9

Figura 82. Datasheet manicotto

Gli alberi che scorrono all'interno dei manicotti sono fissati alla piastra di sollevamento tramite un collegamento bullonato. Essi sono disposti ai vertici di un rettangolo, e tale disposizione permette di ridurre al minimo gli squilibri, garantendo un movimento lineare e stabile della piastra durante le fasi di salita e discesa.

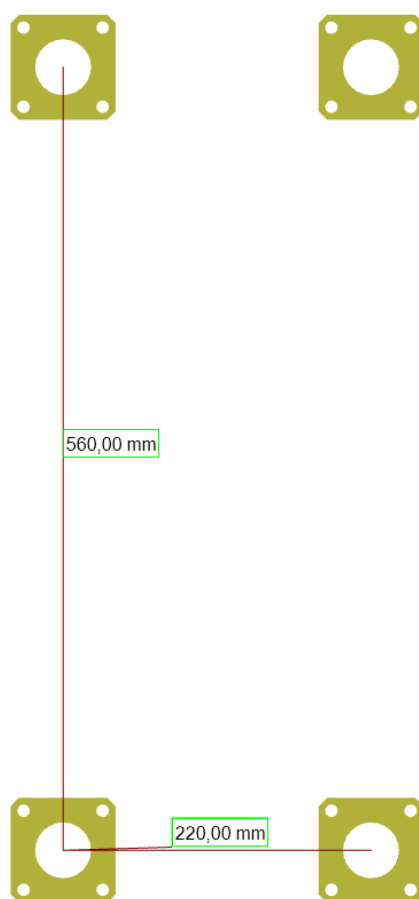


Figura 83. Disposizione dei manicotti

4. Simulazioni FEM

Una volta determinate tutte le componenti che costituiscono il sistema, vengono svolte diverse simulazioni FEM. In particolare, vengono condotte quattro tipologie di simulazioni:

- **Static Structural:** per determinare lo stress e le deformazioni a cui è sottoposto il sistema sotto carichi statici. L'obiettivo è identificare eventuali criticità e garantire che le componenti lavorino correttamente;
- **Rigid Dynamics:** per verificare le leggi di moto della camma precedentemente ottenute per via analitica. Attraverso questa simulazione è possibile confermare che il movimento della camma sia conforme a quanto previsto;
- **Modal Analysis:** permette di ottenere le frequenze naturali del sistema. Di conseguenza è possibile verificare che queste siano al di fuori dell'intervallo operativo, prevenendo così fenomeni di risonanza;
- **Transient structural:** per determinare lo stress e le deformazioni a cui è sottoposto il sistema durante le fasi di salita e discesa.

Le analisi vengono condotte grazie all'utilizzo del software Ansys.

4.1. Verifica delle leggi di moto della camma

Attraverso il modulo **Rigid Dynamics** di Ansys, è stata simulata la dinamica dello scorrimento della rotella all'interno del profilo della camma per ottenere le caratteristiche cinematiche del sistema. Questo modulo non tiene conto della flessibilità dei materiali ed è particolarmente utile per lo studio delle leggi di moto. Per ridurre il costo computazionale, è stato utilizzato un modello semplificato, mantenendo comunque un livello di accuratezza adeguato.

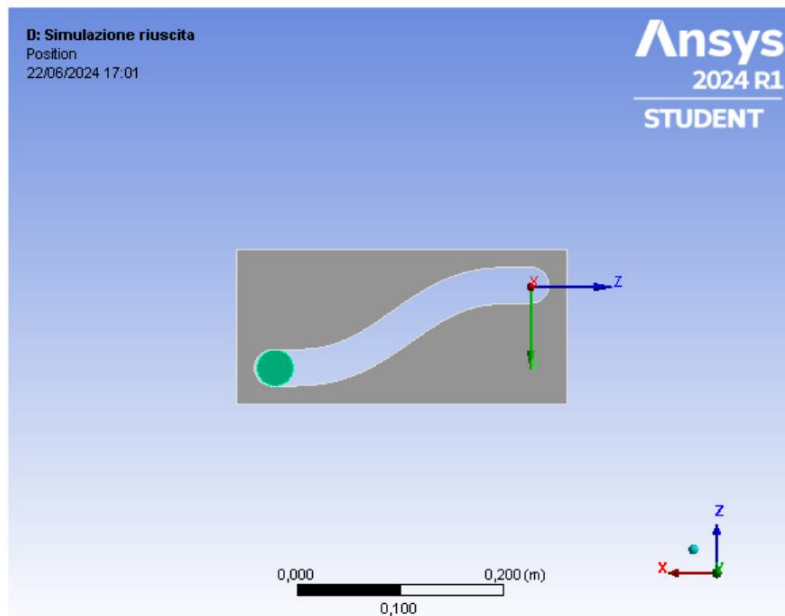


Figura 84. Modello utilizzato per eseguire le analisi in rigid dynamics

Per eseguire la simulazione si è utilizzato il seguente setup:

1. Viene impostato un *general joint* tra il segui camma e la pista della camma.

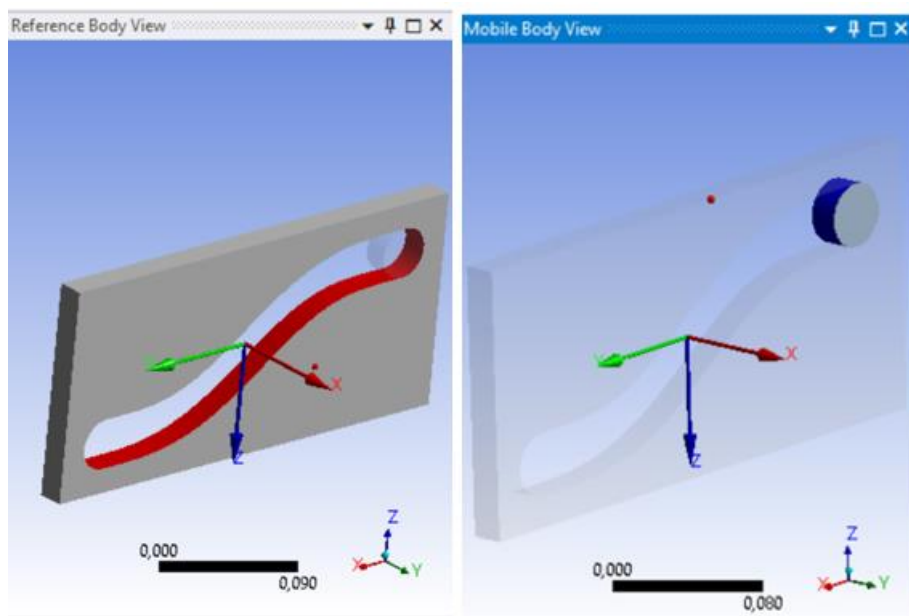


Figura 85. General joint tra pista della camma e segui camma

Gli spostamenti in Z e Y del segui camma vengono lasciati liberi, mentre vengono fissate le rotazioni e gli spostamenti lungo X. Viene impostata una velocità per il giunto lungo la direzione Y pari a 0,5 m/s. Inoltre, viene applicato sempre nelle stesse geometrie un contatto di tipo *no separation*.

2. Viene imposto un secondo *general joint* tra il ground e la piastra della camma. Viene lasciato libero solo lo spostamento lungo la direzione Y e vengono vincolati tutti gli altri gradi di libertà.
3. La mesh è ottenuta impostando un *sizing* nella pista della camma e nella superficie esterna della rotella, l'*element size* viene posto pari a 5 mm.

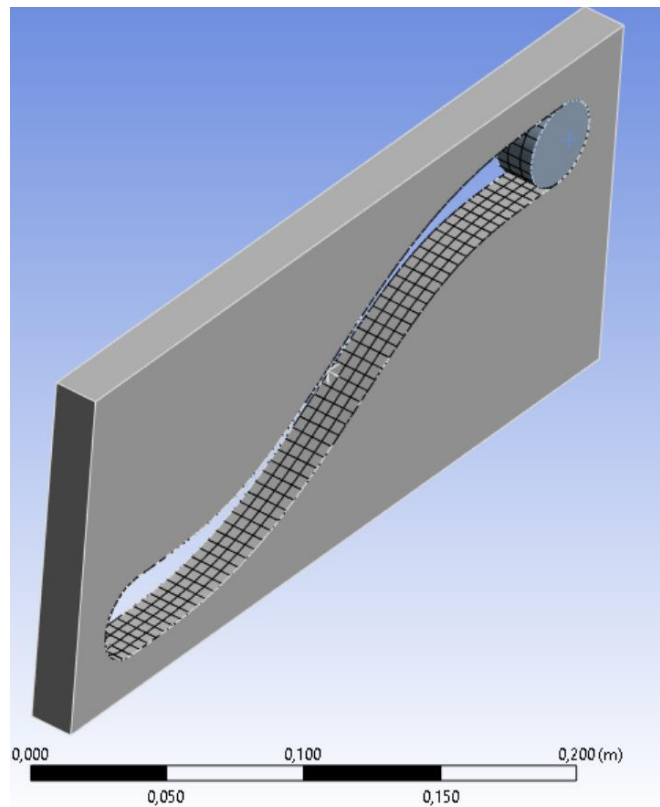


Figura 86. Mesh utilizzata per la simulazione in rigid dynamics

4. Dalla simulazione si ottengono i grafici di spostamento, velocità e accelerazione della rotella. I risultati ottenuti vengono successivamente confrontati con il modello analitico discusso al Paragrafo 3.1.

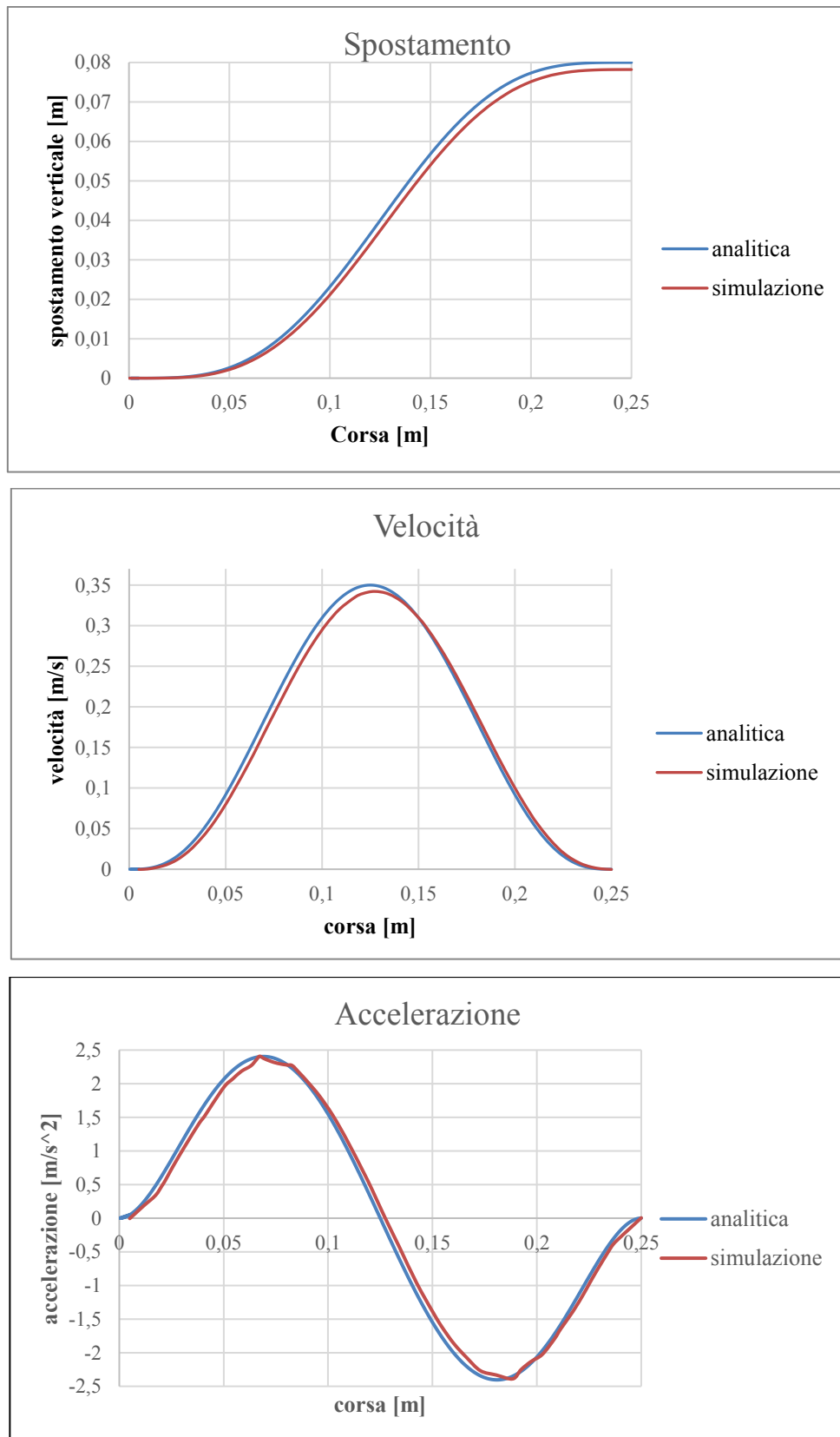


Figura 87. Confronto tra dati analitici e dati ottenuti dalla simulazione

Il confronto mostra una buona corrispondenza tra i dati analitici e quelli simulati, confermando che il profilo della camma progettato permette di ottenere le prestazioni richieste.

4.2. Verifica della resistenza dell'elemento custom in caso d'impuntamento

Attraverso il modulo **Static Structural** di Ansys, viene simulato il caso in cui la rotella all'interno della pista della camma si impunti. In questa situazione, il cilindro elettrico continua a spingere, scaricando così tutta la forza sull'elemento custom. Per effettuare la simulazione viene utilizzato un modello con geometria semplificata.

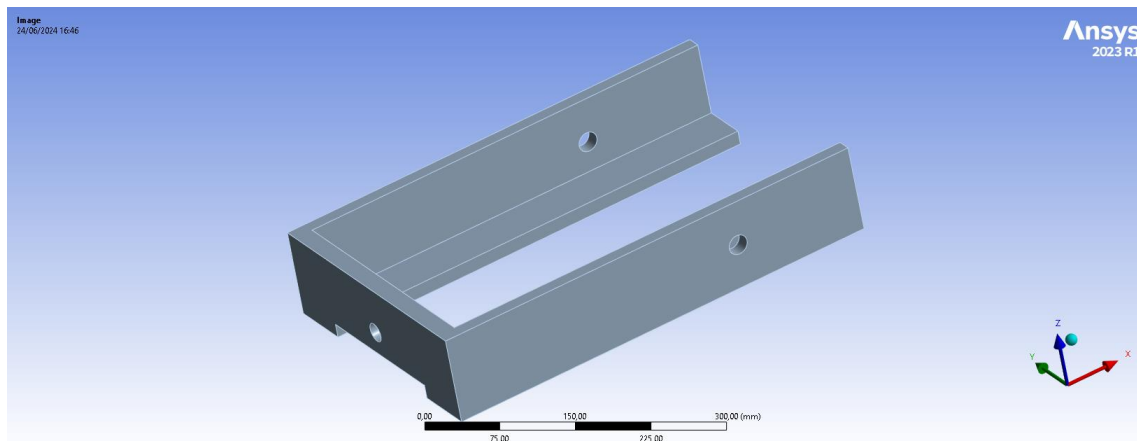


Figura 88. Modello semplificato della componente custom

Per svolgere la simulazione viene utilizzato il seguente setup:

1. viene applicata una forza pari alla F_{push} in corrispondenza del foro di collegamento con il cilindro elettrico;
2. in corrispondenza dei fori delle rotelle vengono impediti le traslazioni lungo Z e X;
3. nella zona di collegamento con i pattini vengono impediti le traslazioni lungo Z e Y.

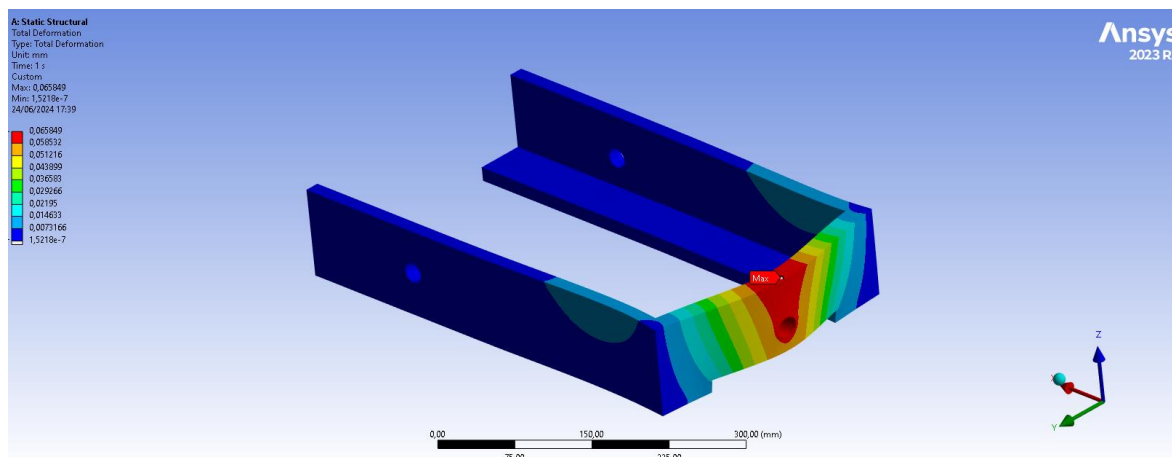


Figura 89. Deformazione elemento custom

I risultati mostrano una deformazione massima di 0,065 mm che può essere ritenuta accettabile. Viene successivamente valutata anche la tensione equivalente di Von Mises:

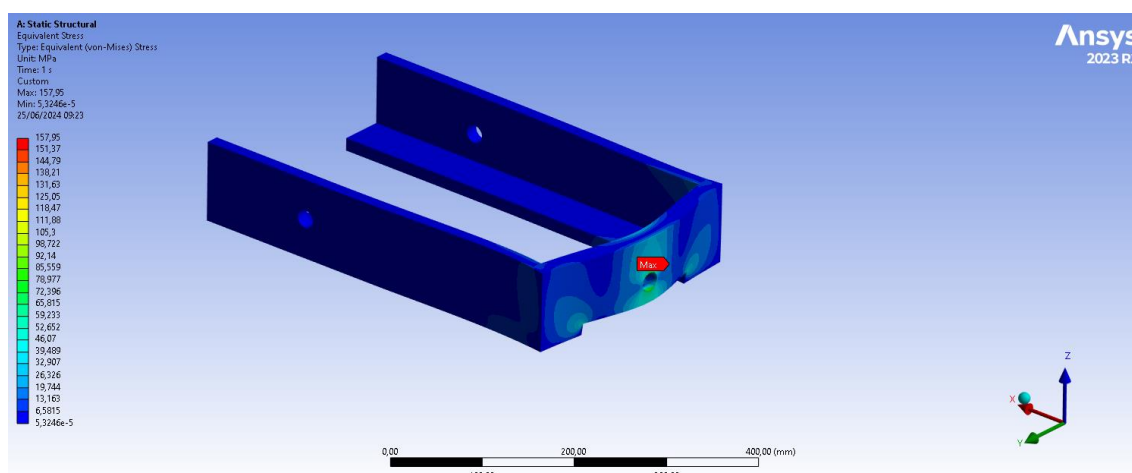


Figura 90. Tensione equivalente elemento custom

La tensione massima risulta essere di 157,98 MPa, valore inferiore alla tensione ammissibile per un acciaio strutturale. Dato che la condizione di impuntamento rappresenta una situazione al di fuori del normale ciclo operativo, i risultati indicano che il sistema è in grado di sopportare questa specifica condizione senza incorrere in criticità significative. Ciò implica che, anche in situazioni anomale come l'impuntamento della rotella, il sistema mantiene la sua integrità strutturale.

4.3. Verifica strutturale del sistema durante la fase di test

Attraverso il modulo **Static Structural** di Ansys, viene simulato il comportamento strutturale del sistema durante la fase di test. Viene utilizzato un modello semplificato del sistema:

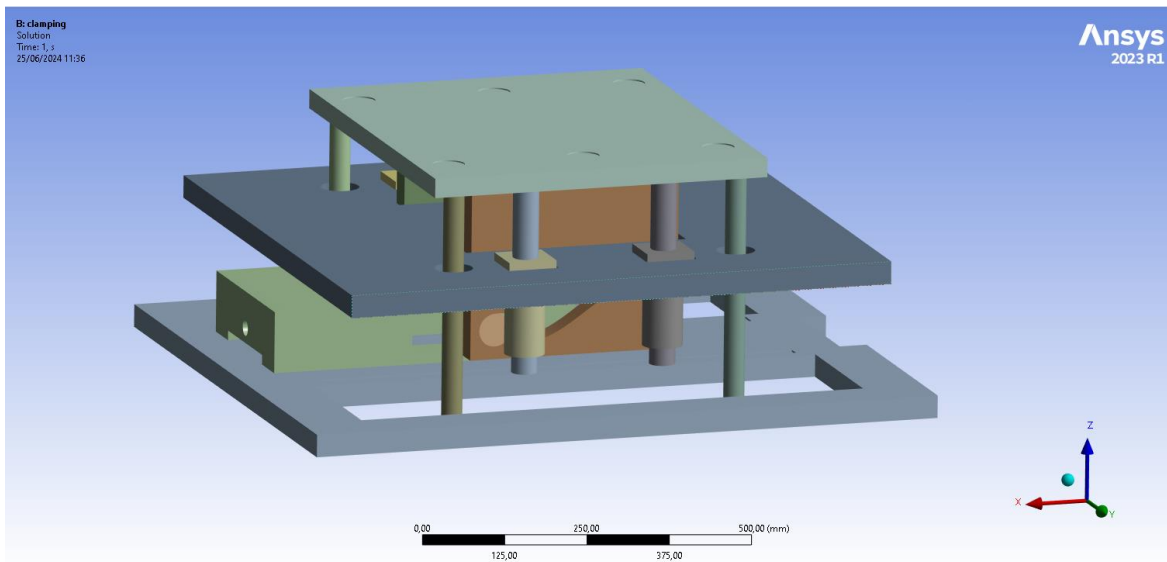


Figura 91. Modello utilizzato per la simulazione in fase di test

Per eseguire la simulazione è stato utilizzato il seguente setup:

1. viene impostata una massa distribuita pari a 500 kg sulla piastra di sollevamento;
2. viene applicato un collegamento di tipo *bonded* tra gli alberi di guida e la piastra di sollevamento, tra la flangia dei manicotti e la piastra di supporto e tra l'elemento custom e l'albero della rotella;
3. le rotelle vengono collegate alla pista della camma attraverso un collegamento *frictional* con un coefficiente d'attrito pari a 0,2;
4. per una corretta valutazione del comportamento dei manicotti, questi vengono simulati come se fossero delle molle con una rigidezza radiale pari a $1e+013$ N/m fornita dal costruttore;
5. l'elemento custom viene vincolato attraverso un fixed support applicato nel foro di collegamento con il terminale della vite senza fine. In questo modo viene

simulato il comportamento del cilindro elettrico che, quando non è azionato, blocca la traslazione;

- viene impedita la traslazione degli alberi dei freni lungo Z attraverso un *general joint*, lasciando però libere le traslazioni lungo X, Y e le rotazioni;

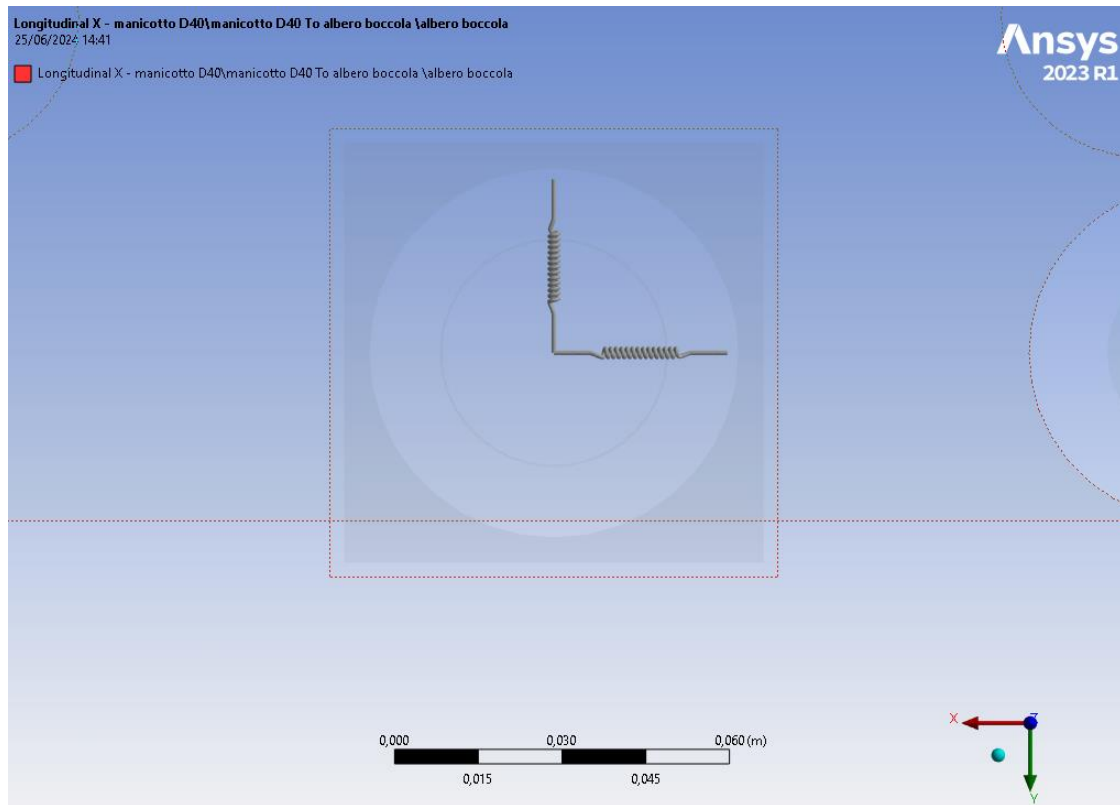


Figura 92. Simulazione della rigidezza del manicotto

- vengono imposti due *fixed support*, uno alla piastra di supporto e un altro alla piastra del basamento (posti sui bordi in modo tale che le due piastre possano deformarsi);
- sulla piastra di sollevamento viene applicata una forza pari a 40000 N che simula l'azione del sistema di clamping. Inoltre, il motore durante la fase di test esercita sulla piastra di sollevamento un momento pari a 2900 Nm;
- per applicare la forza peso viene attivato lo *standard earth gravity*.

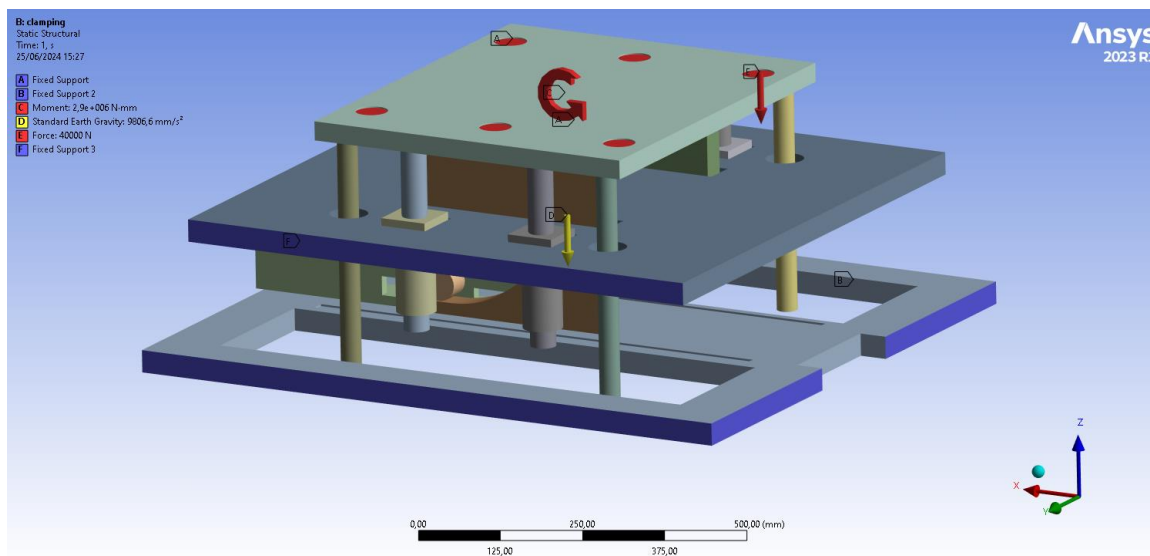


Figura 93. Simulazione del carico agente sul sistema

Vengono analizzati successivamente i risultati in termini di deformazione e tensione:

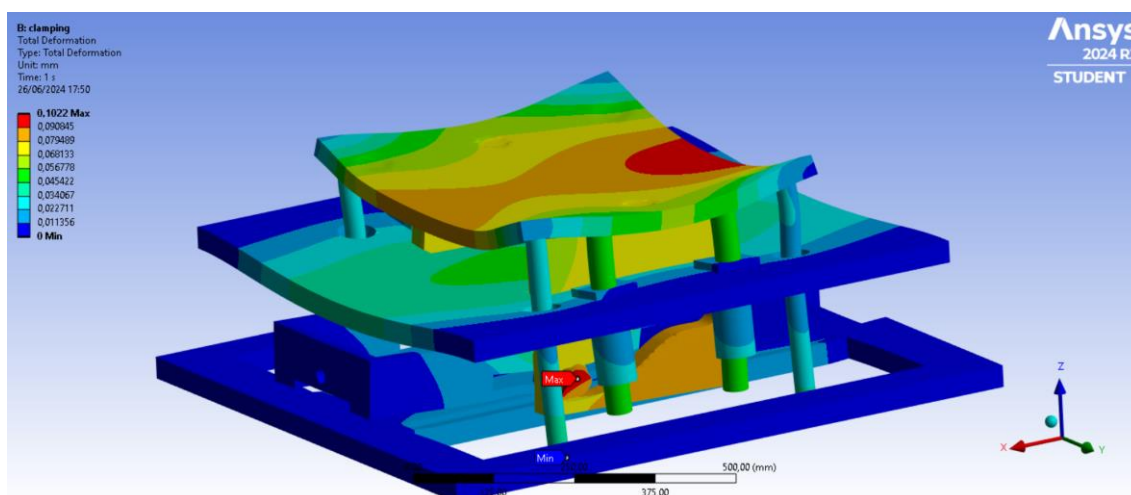


Figura 94. Deformazione del sistema durante la fase di test

La simulazione restituisce una deformazione massima di 0,1 mm in corrispondenza della rotella. Questo fenomeno è attribuibile alla flessione della piastra di supporto che induce una deformazione nelle rotelle. Tale deformazione comporta, nel peggiore dei casi, uno spostamento delle rotelle di qualche centesimo di millimetro. Altro aspetto molto importante da considerare è la deformazione degli alberi all'interno dei freni che non deve superare i 0,05 mm, motivo per cui il sistema in Figura 31 è stato scartato.

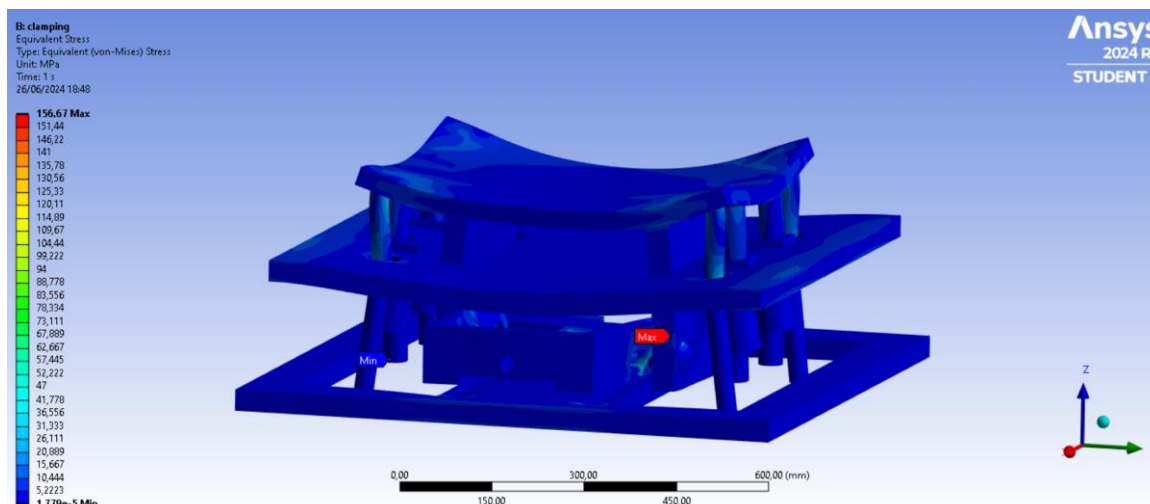


Figura 95. Tensione equivalente di Von Mises del sistema

La tensione massima risulta essere di 156,67 MPa in corrispondenza del punto di contatto tra la rotella e la pista della camma. Nel resto del sistema non si rilevano particolari criticità.

4.4. Analisi modale del sistema

Attraverso il modulo **Modal** di Ansys, viene effettuata l'analisi modale dell'intero sistema durante la fase di test, inclusivo del basamento. Il setup dell'analisi modale rimane praticamente invariato rispetto all'analisi strutturale, con alcune semplificazioni. Ad esempio, il collegamento *frictional* delle rotelle viene rimosso e sostituito con un collegamento *bonded*.

L'analisi modale ha l'obiettivo di identificare i primi sei modi di vibrare del sistema. Questo permette di verificare che il sistema non entri in risonanza durante la fase di test, considerando le vibrazioni generate dall'assale durante il suo funzionamento. La risonanza potrebbe causare interferenze con i sistemi di misurazione; quindi, è importante assicurarsi che le frequenze operative dell'assale non coincidano con le frequenze naturali del sistema.

Il modello utilizzato per eseguire quest'analisi è il seguente:

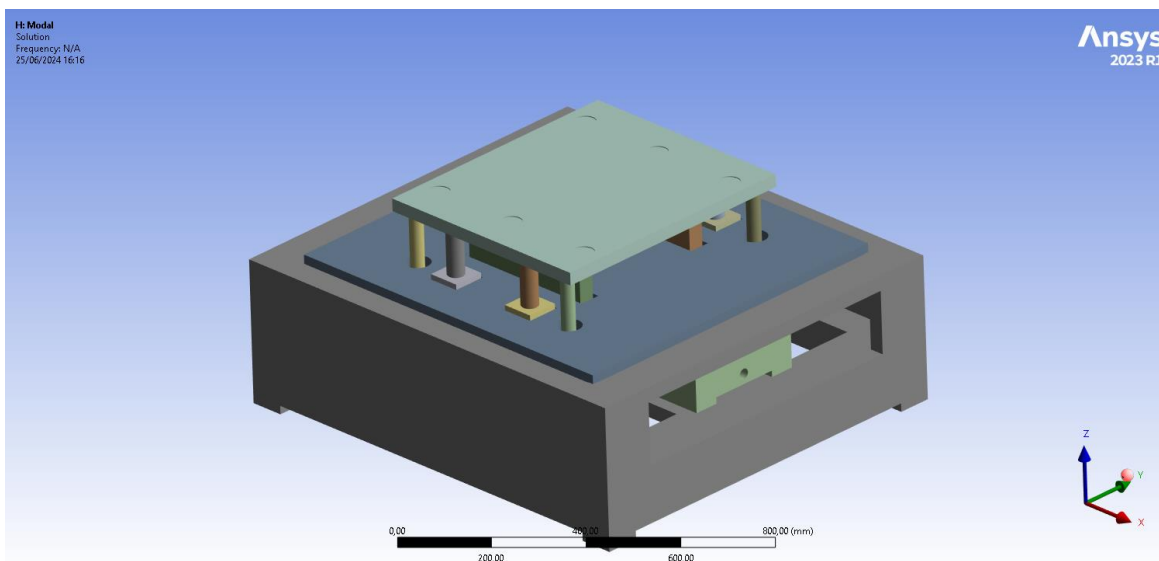


Figura 96. Modello utilizzato per l'analisi modale

Il motore durante la fase di test ha una velocità di rotazione massima pari a 3000 RPM, a cui corrisponde una frequenza massima di 50 Hz. La frequenza operativa dell'assale viene confrontata con le frequenze naturali del sistema trovate grazie alla simulazione.

<i>Modo</i>	<i>Frequenza [Hz]</i>
1°	77,00
2°	90,47
3°	99,79
4°	123,00
5°	201,54
6°	204,13

Figura 97. Modi di vibrare del sistema

Dal confronto si può concludere che le frequenze naturali del sistema non rientrano nel campo di lavoro dell'assale, per cui il rischio che il sistema vada in risonanza è minimo.

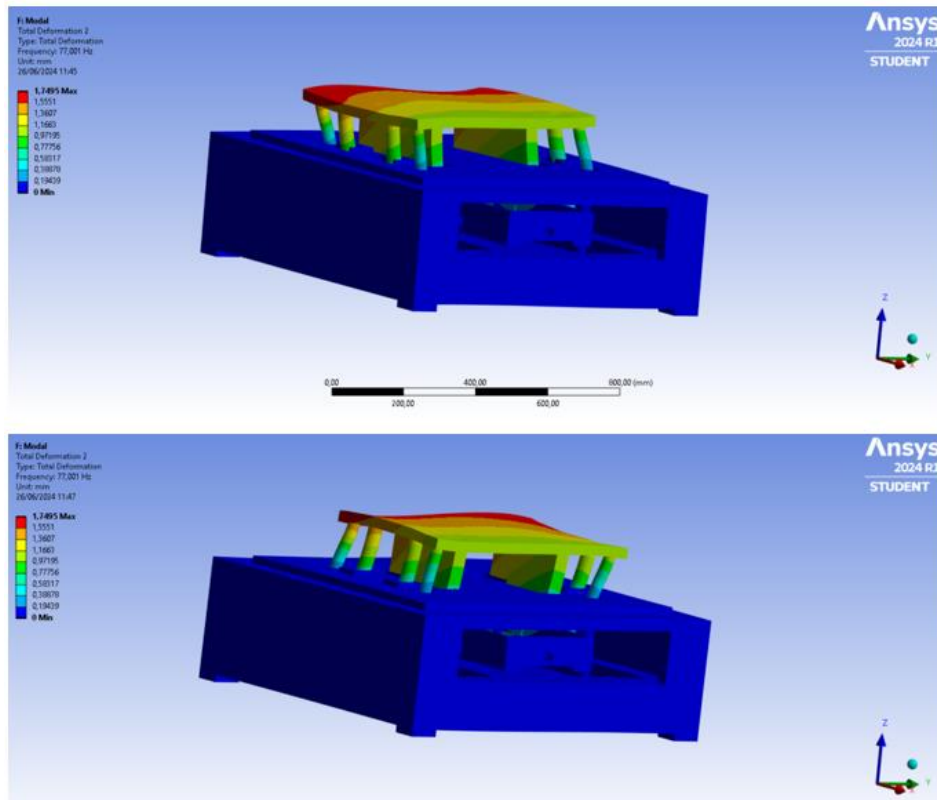


Figura 98. Primo modo di vibrare del sistema

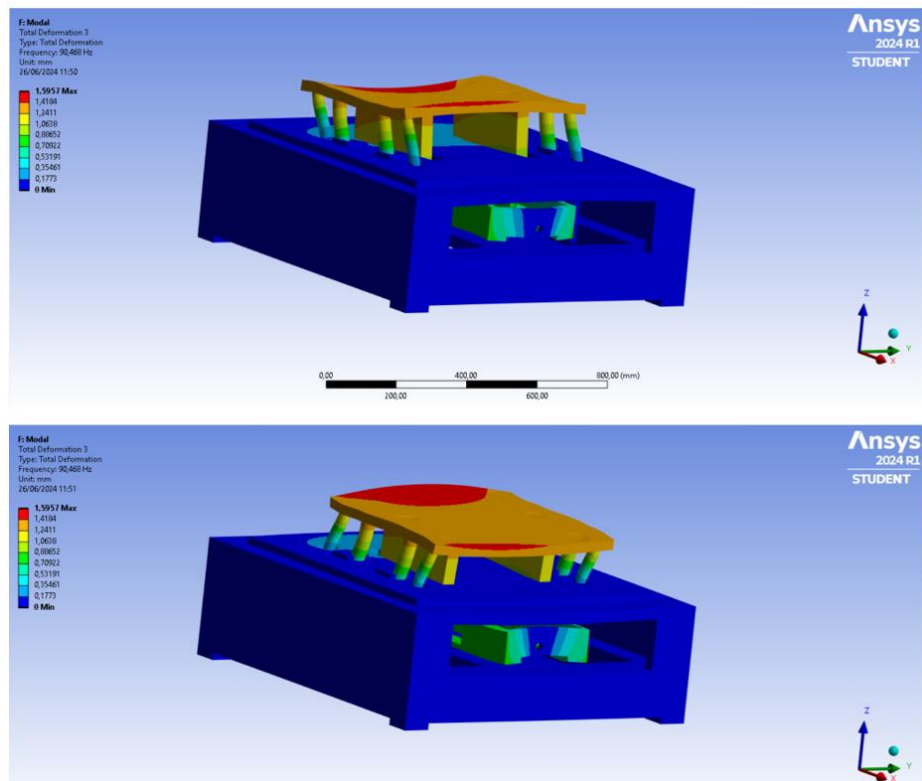


Figura 99. Secondo modo di vibrare del sistema

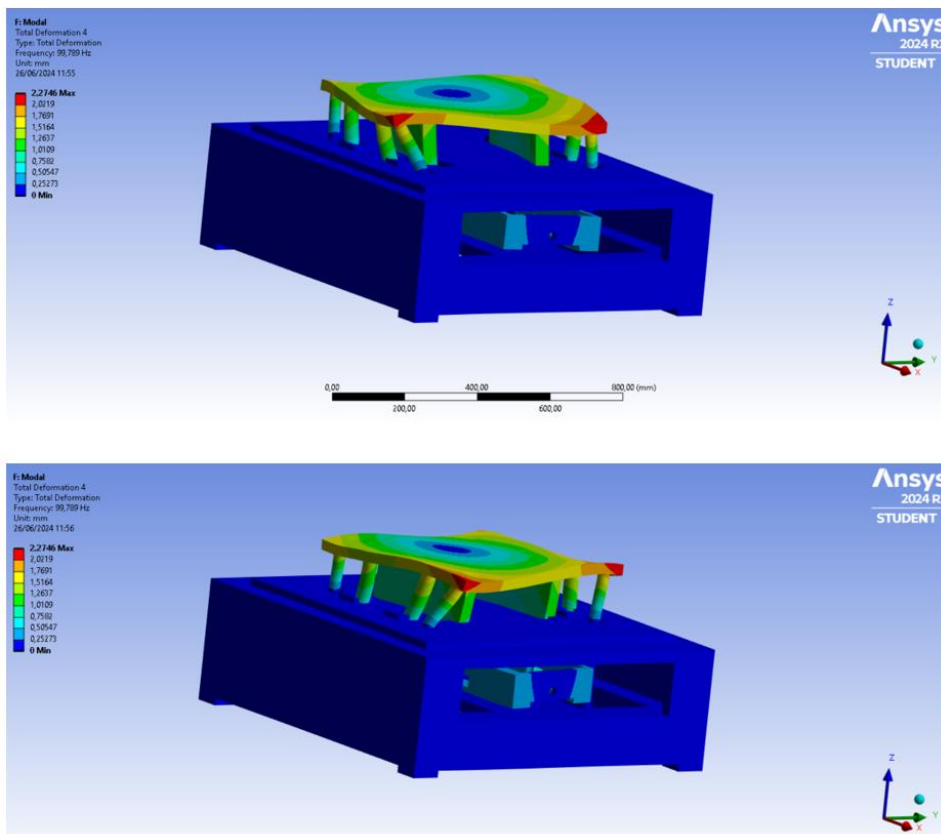


Figura 100. Terzo modo di vibrare del sistema

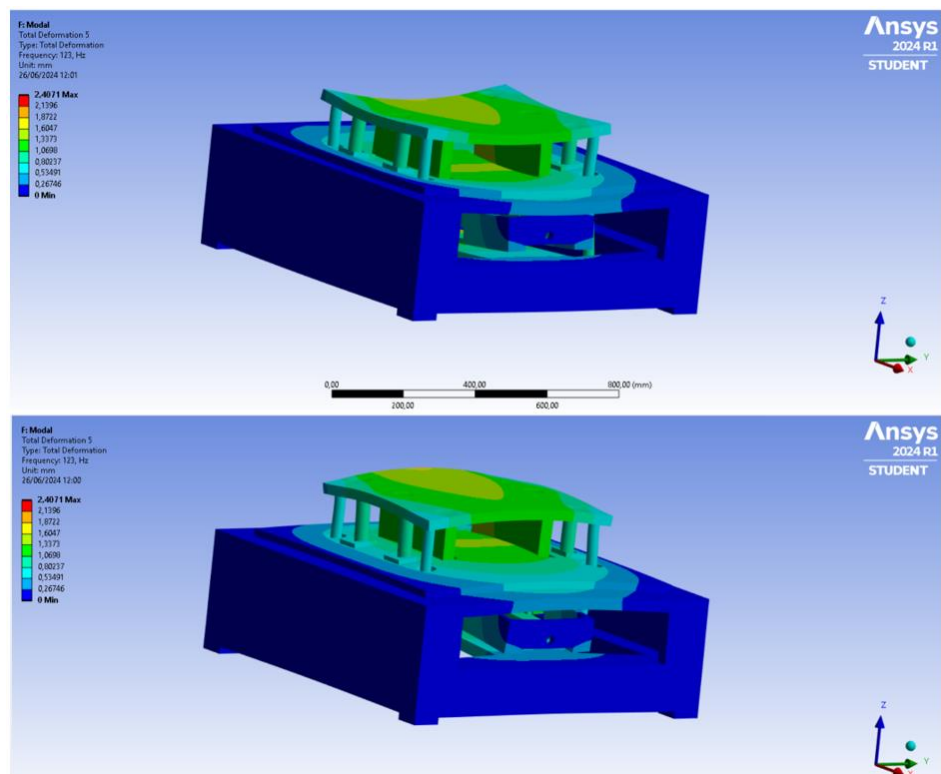


Figura 101. Quarto modo di vibrare del sistema

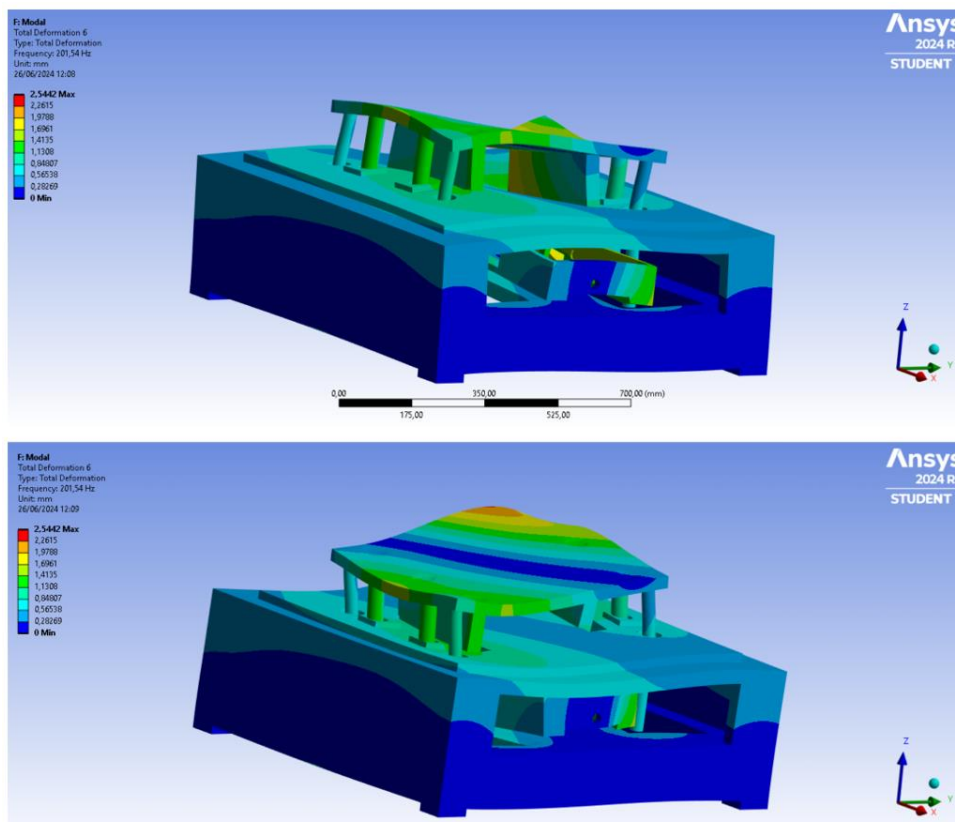


Figura 102. Quinto modo di vibrare del sistema

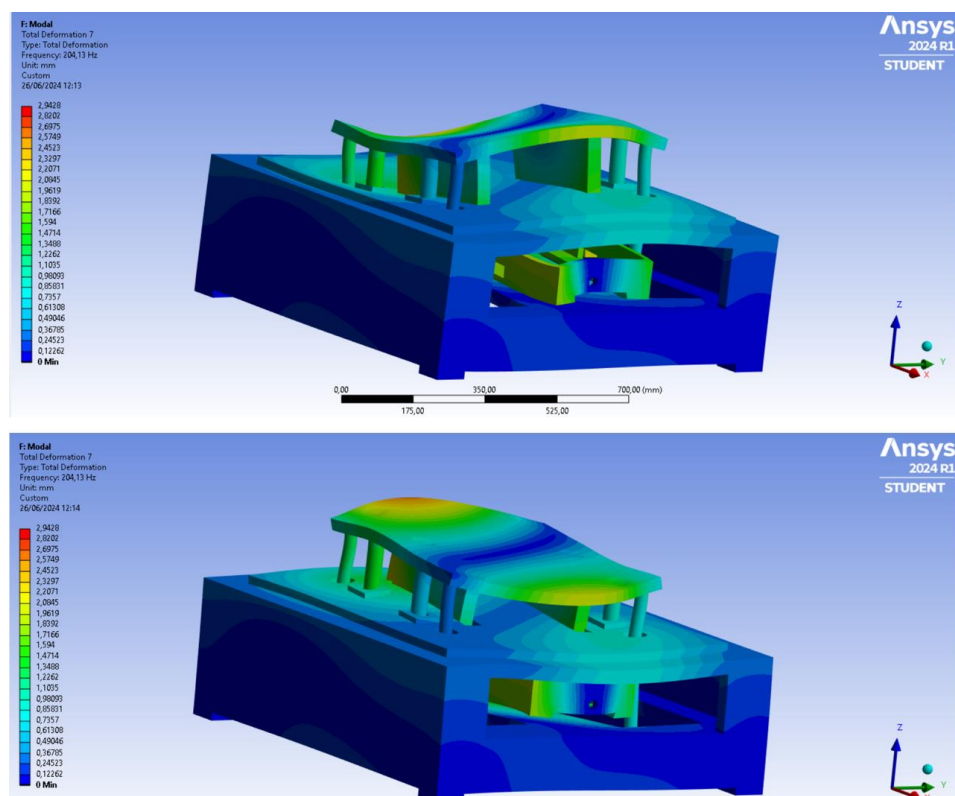


Figura 103. Sesto modo di vibrare del sistema

4.5. Simulazione transiente del sistema

Per effettuare questa simulazione si utilizza il modulo **Transient Structural** di Ansys. Attraverso questo modulo si simulano le fasi di salita e discesa valutando le caratteristiche strutturali del sistema in funzione del tempo. In particolare, vengono valutate le pressioni di contatto tra la rotella e la pista della camma durante le fasi di salita e discesa.

Il modello utilizzato è lo stesso dell'analisi strutturale. Il setup viene semplificato: i manicotti non vengono simulati con le loro rigidità ma semplicemente come *general joint* con un grado di libertà lungo l'asse Z. Lo stesso vale per le colonne dei freni. Il contatto tra la rotella e la pista della camma viene impostato come *frictionless* per diminuire il costo computazionale e viene imposto un *velocity joint* all'elemento custom nella direzione X mentre gli altri gradi di libertà vengono bloccati. La simulazione viene divisa in due step: il primo rappresenta la fase di salita, durante la quale viene imposta una velocità di avanzamento lungo l'asse X pari a 0,5 m/s, mentre nel secondo step, corrispondente alla fase di discesa, viene imposta una velocità pari a -0,5 m/s.

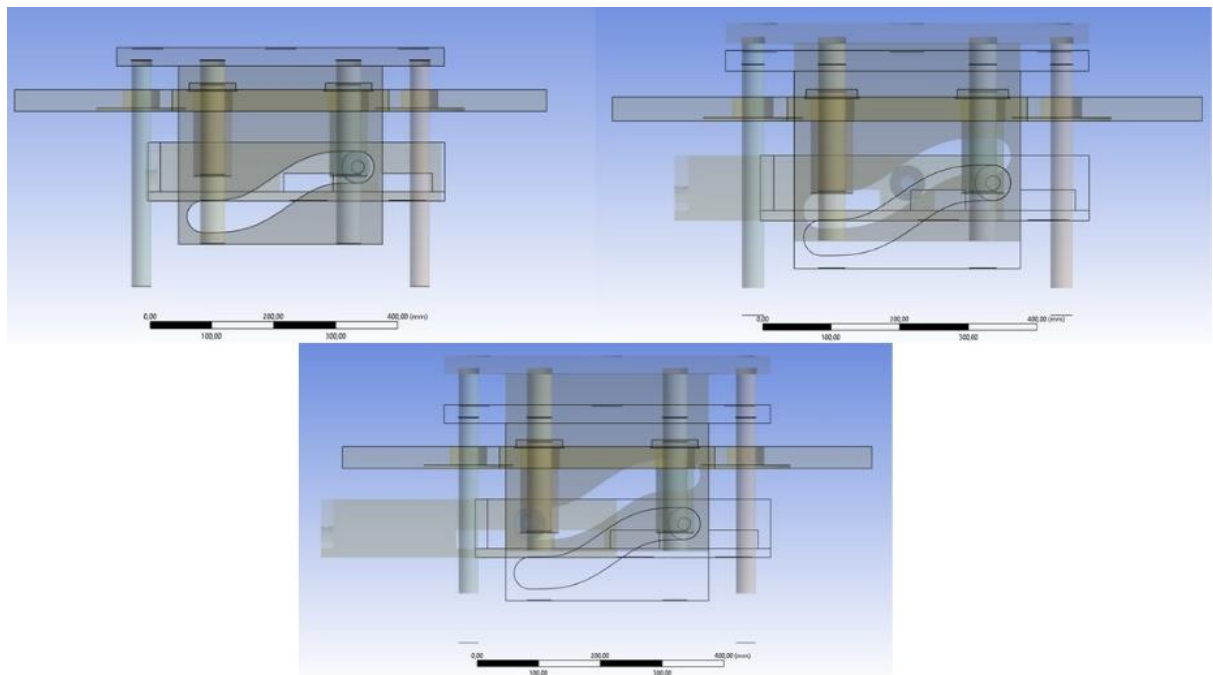


Figura 104. Simulazione transiente delle fasi di salita e discesa del sistema

Vengono successivamente analizzate lo stato e le pressioni di contatto tra pista della camma e rotella all'istante di tempo 0,25 s (corrispondete a metà corsa).

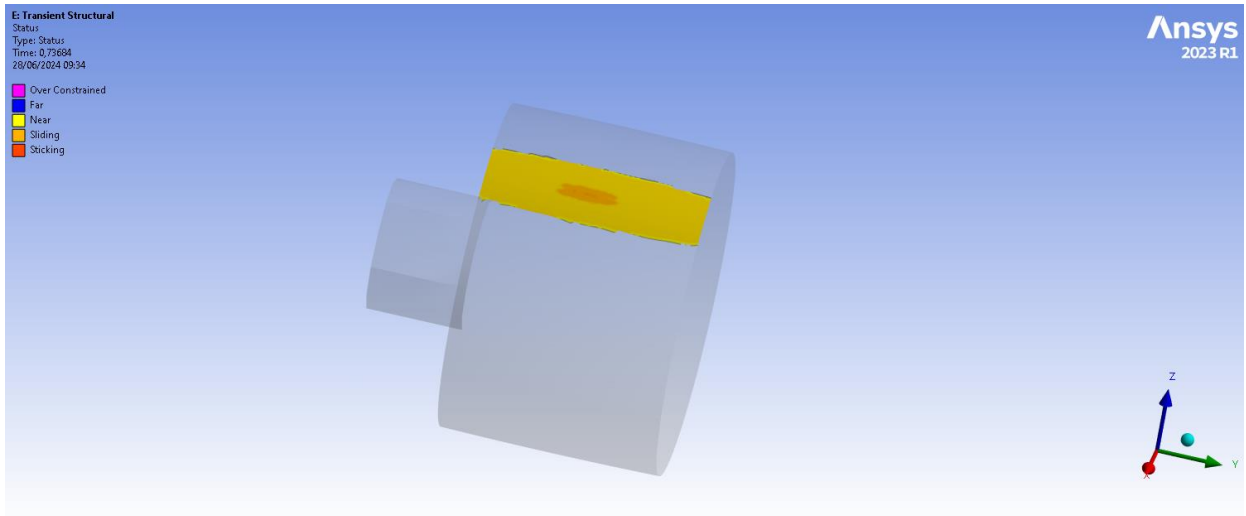


Figura 105. Stato del contatto tra rotella e pista della camma

Dai risultati di questa analisi si può concludere che, a causa delle deformazioni del sistema, la zona di contatto effettiva tra la rotella e la pista della camma non riguarda l'intero spessore della rotella, ma solo la parte centrale risulta effettivamente a contatto con la pista. Da questo deriva che le pressioni di contatto avranno il seguente andamento:

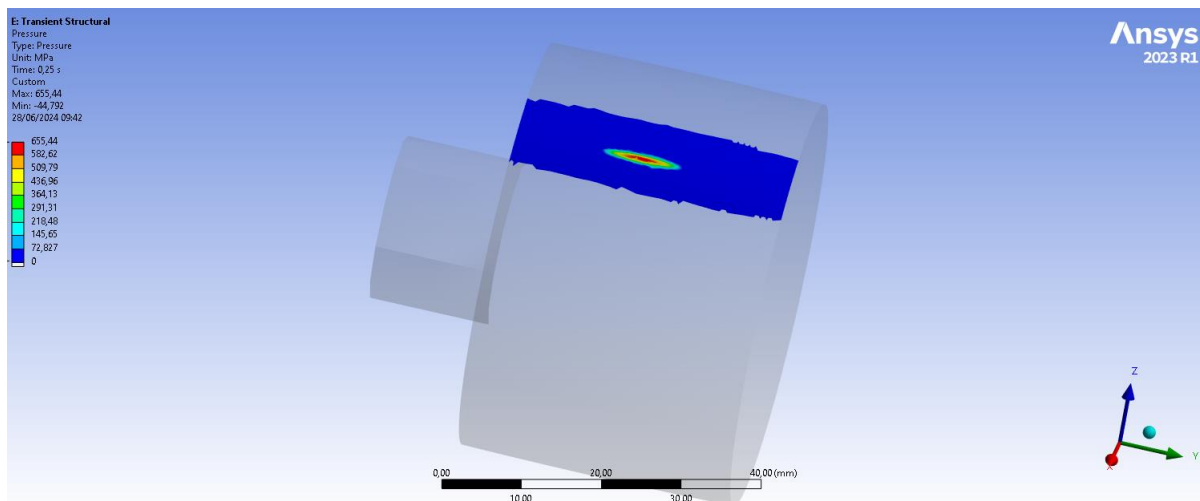


Figura 106. Pressione di contatto sulla rotella

La pressione massima risulta essere di 655,44 MPa, un valore decisamente maggiore rispetto a quello calcolato nel capitolo precedente. Questo perché nel calcolo analitico viene considerata una superficie di contatto pari all'intero spessore della rotella; in realtà, come si evince dallo stato del contatto, questo non è vero. La zona di contatto risulta essere minore e, di conseguenza, la pressione aumenta. Inoltre, il valore della pressione media nella zona di contatto risulta essere di 364,13 MPa, un valore prossimo a quello calcolato con la teoria di Hertz.

CONCLUSIONE

L'elaborato presentato è stato scritto con l'obiettivo di progettare un nuovo sistema di sollevamento e bloccaggio da inserire all'interno del banco di test per gli assali elettrici, sostituendo quello attuale con uno più compatto e più facile da mantenere. Studiando dettagliatamente le esigenze tecniche e funzionali del banco di test, è stata individuata una soluzione basata su un meccanismo a camma, dimostratasi efficace nel soddisfare i requisiti fissati.

Nella prima parte del lavoro, è stata effettuata un'analisi delle prove a cui gli assali elettrici vengono sottoposti e del banco di test. Attraverso le analisi svolte è stato possibile comprendere il funzionamento del sistema esistente. In particolare, sono stati esaminati i sistemi di clamping, trasmissione e basamento, che corrispondono ai macrosistemi costituenti del banco di test.

Successivamente, nella seconda parte del lavoro, sono stati definiti gli obiettivi del nuovo sistema e le specifiche tecniche che esso deve rispettare. Questo ha portato all'individuazione dell'architettura finale del sistema di sollevamento, ponendo l'attenzione sul meccanismo a camma. Le analisi cinematiche e dinamiche svolte hanno permesso di determinare le forze agenti sul sistema e di dimensionare correttamente le componenti sia commerciali sia custom.

Le simulazioni FEM eseguite hanno contribuito a confermare la validità del progetto. L'analisi in dinamica rigida ha verificato la corrispondenza tra le leggi di moto analitiche e quelle ottenute dalle simulazioni. La simulazione di impuntamento ha permesso di valutare eventuali danneggiamenti della componente custom, mentre la simulazione statica ha evidenziato le sollecitazioni durante la fase di test. L'analisi modale ha confermato che le frequenze naturali del sistema sono al di fuori del campo di lavoro dell'assale, evitando fenomeni di risonanza. Infine, la simulazione strutturale transiente ha valutato il comportamento del sistema nelle fasi di salita e discesa, garantendo il corretto funzionamento del sistema e valutando la pressione di contatto tra la rotella e la pista della camma durante l'intero ciclo operativo.

I dati forniti per la progettazione del sistema erano particolarmente gravosi. Di conseguenza, il sistema risultante ha un ingombro troppo elevato a causa delle

componenti selezionate. Dunque, se si considerassero condizioni operative reali, come quelle effettivamente utilizzate nella pratica, il sistema risulterebbe più compatto. Questo indica che considerando condizioni di funzionamento meno severe si potrebbe giungere a una riduzione delle dimensioni del sistema, migliorandone ulteriormente la facilità di integrazione nei banchi di test.

Nonostante il sistema risulti accessibile attraverso le piastre di ispezione applicate e con un sistema di azionamento a vista, è comunque necessario prevedere, come sviluppo futuro, l'implementazione di ulteriori punti di controllo e di manutenzione. Questo permetterebbe di facilitare ulteriormente le operazioni di manutenzione, montaggio e smontaggio.

Concludendo, il progetto del nuovo sistema di sollevamento e bloccaggio per i banchi di test dei motori elettrici ha raggiunto gli obiettivi prefissati, proponendo una soluzione compatta e di facile manutenzione, che potrebbe essere migliorata con ulteriori accorgimenti.

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1. Esempio di configurazione di un assale elettrico.....	3
Figura 2. Schema configurazione Offset	5
Figura 3. Schema configurazione Concentrica	5
Figura 4. Esempio di sorgenti di vibrazioni e rumori in un veicolo	7
Figura 5. Trasduttori di coppia.....	9
Figura 6. Il principio di misurazione della coppia in linea	9
Figura 7. Banco test per assali elettrici.....	10
Figura 8. Sistema di clamping (evidenziate in giallo).....	11
Figura 9. Leva con sistema di movimentazione anteriore.....	12
Figura 10. Assale sottoposto a clampaggio.....	12
Figura 11. Punti di applicazione delle forze di clampaggio	13
Figura 12. Dinamo, gruppo di trasmissione, guida a pattini	14
Figura 13. Sistema di trasmissione dall'assale alle dinamo	14
Figura 14. Basamento del banco test	15
Figura 15. Flowchart dei passaggi effettuati per il raggiungimento del sistema finale	18
Figura 16. Catena cinematica.....	21
Figura 17. Tipologie di camma.....	22
Figura 18. Camma utilizzata nel sistema di sollevamento	23

Figura 19. Camma integrata alla piastra di sollevamento	24
Figura 20. Seguace della camma	24
Figura 21. Cilindro elettrico a vite senza fine	25
Figura 22. Componente custom di collegamento	26
Figura 23. Collegamento tra cilindro elettrico e camma.....	27
Figura 24. giunto auto allineante	27
Figura 25. Catena cinematica completa	28
Figura 26. Piattaforma di sollevamento con applicati i manicotti a ricircolo di sfere	29
Figura 27. Freni pneumatici applicati al sistema.....	29
Figura 28. Architettura completa del sistema.....	30
Figura 29. Piastra di sollevamento con i sei pin di posizionamento pallet.....	31
Figura 30. Transizione da quota nulla alla quota di test.....	31
Figura 31. Sistema ottenuto a seguito della prima iterazione, con installata la piastra di base	33
Figura 32. Sistema integrato con il basamento del banco test	34
Figura 33. Vista anteriore della soluzione finale	35
Figura 34. Vista posteriore della soluzione finale	35
Figura 35. Banco test con sistema di sollevamento integrato.....	36
Figura 36. Dimensioni di massima del sistema [mm]	37
Figura 37. Grafico angolo di pressione in funzione della lunghezza orizzontale del profilo	41
Figura 38. Diagramma delle alzate del cedente	41

Figura 39. Velocità geometrica	42
Figura 40. Accelerazione geometrica.....	43
Figura 41. Impulso	44
Figura 42. Profilo della camma	45
Figura 43. Collegamento della camma alla piastra di sollevamento	46
Figura 44. Piano inclinato per determinare forze agenti sul sistema	46
Figura 45. Sezione del cilindro elettrico	48
Figura 46. Diagramma delle forze sul cilindro elettrico durante la fase di salita	49
Figura 47. Profilo di velocità attuatore.....	51
Figura 48. Curve forza-allungamento per diverse taglie di cilindro elettrico	52
Figura 49. Curve velocità-corsa per diverse taglie di cilindro elettrico	53
Figura 50. Curve velocità-forza per diverse taglie di cilindro elettrico	54
Figura 51: Datasheet cilindro elettrico	55
Figura 52. Dimensione cilindro elettrico [mm]	55
Figura 53. Morsetti per il fissaggio del cilindro elettrico	56
Figura 54. Piastra ad L per il posizionamento del cilindro elettrico	56
Figura 55. Struttura generale di un cam follower	57
Figura 56. Rotella con perno e cuscinetti conici	58
Figura 57. Datasheet del cam follower selezionato	59
Figura 58. Profilo di velocità ipotizzato per la rotella	59

Figura 59. Contatto ruota-rotaia	61
Figura 60. Guide lineari a pattini	62
Figura 61. Pattini connessi all'elemento custom	63
Figura 62. Configurazione usata per il dimensionamento	63
Figura 63. Dimensioni del pattino.....	66
Figura 64. Datasheet pattini	66
Figura 65. Caratteristiche della guida	67
Figura 66. Forza considerata per la verifica della saldatura	68
Figura 67. Stato tensionale cordone di saldatura	69
Figura 68. Dimensioni di massima componente custom [mm]	70
Figura 69. Rinvio angolare a cinghia.....	71
Figura 70. Datasheet rinvio angolare.....	72
Figura 71. Sezione di un freno pneumatico.....	73
Figura 72. Tabella per stabilire nomenclatura freno	75
Figura 73. Datasheet freno pneumatico.....	76
Figura 74. Dimensioni freno pneumatico	76
Figura 75. Servomotore	78
Figura 76. Curva di velocità del motore.....	78
Figura 77. Coppia di attrito in funzione della velocità di avanzate.....	79
Figura 78. Curve caratteristiche motore	82

Figura 79. Datasheet servomotore	83
Figura 80. Dimensioni servomotore [mm].....	84
Figura 81. Manicotto a ricircolo di sfere	85
Figura 82. Datasheet manicotto	86
Figura 83. Disposizione dei manicotti.....	87
Figura 84. Modello utilizzato per eseguire le analisi in rigid dynamics	89
Figura 85. General joint tra pista della camma e segui camma	89
Figura 86. Mesh utilizzata per la simulazione in rigid dynamics	90
Figura 87. Confronto tra dati analitici e dati ottenuti dalla simulazione	91
Figura 88. Modello semplificato della componente custom	92
Figura 89. Deformazione elemento custom	93
Figura 90. Tensione equivalente elemento custom	93
Figura 91. Modello utilizzato per la simulazione in fase di test.....	94
Figura 92. Simulazione della rigidità del manicotto	95
Figura 93. Simulazione del carico agente sul sistema.....	96
Figura 94. Deformazione del sistema durante la fase di test.....	96
Figura 95. Tensione equivalente di Von Mises del sistema	97
Figura 96. Modello utilizzato per l'analisi modale	98
Figura 97. Modi di vibrare del sistema.....	98
Figura 98. Primo modo di vibrare del sistema.....	99

Figura 99. Secondo modo di vibrare del sistema	99
Figura 100. Terzo modo di vibrare del sistema	100
Figura 101. Quarto modo di vibrare del sistema	100
Figura 102. Quinto modo di vibrare del sistema	101
Figura 103. Sesto modo di vibrare del sistema	101
Figura 104. Simulazione transiente delle fasi di salita e discesa del sistema	102
Figura 105. Stato del contatto tra rotella e pista della camma	103
Figura 106. Pressione di contatto sulla rotella.....	103

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

Norton, Robert L., Cam Design and Manufacturing Handbook. Industrial Press, 2020

camme.pdf (unife.it)

Camme (unipa.it)

D15000100122267.PDF (festo.com)

D15000100122179.PDF (festo.com)

D15000100144190.PDF (festo.com)

https://math.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/vibroacustica-del-veicolo-testing-e-simulazione/materiale-didattico/testing/materiale-didattico/B_01_NVH_overview.pdf

https://www.boschrexroth.com/media/7d61c841-4a2a-48ac-a5ed-d618f30361d1

https://www.boschrexroth.com/media/f593c39a-63b9-4c8d-b120-dfbcf90cd861

https://www.researchgate.net/publication/336364551_Electric_Propulsion_Systems_Design_Supported_by_Multi-Objective_Optimization_Strategies

k_381_v11_en_19_01_2022.pdf (mayr.com)

PF191IT.pdf (nadella.it)

Rainer Schicker, Georg Wegener. Measuring torque correctly Dokument: (hbm.com)

What is Automotive Noise, Vibration, and Harshness (NVH?) (ansys.com)

RINGRAZIAMENTI

In primo luogo, un sentito ringraziamento al mio relatore, il Professor Marco Rossi, per la sua disponibilità durante tutto il periodo della mia tesi.

Un sincero grazie al mio tutor aziendale, Federico Ricavi, per avermi accolto nell'impresa e per avermi fornito l'opportunità di svolgere questa esperienza.

Un particolare ringraziamento va al mio tutor di tirocinio, Davide Amadio, per avermi seguito con dedizione. La sua disponibilità nel rispondere alle mie domande e i suoi consigli hanno reso il mio percorso di tirocinio un'esperienza formativa e arricchente.

Ringrazio di cuore tutta l'impresa Loccioni e i suoi collaboratori.

Un ringraziamento speciale alla mia famiglia, per il loro supporto costante durante tutto il mio percorso di studi.

Grazie di cuore a Benedetta, la mia ragazza, per la sua pazienza, comprensione e per essere sempre stata al mio fianco, anche nei momenti più difficili.

Un grazie sincero ai miei amici, per il loro incoraggiamento e per i momenti di svago che mi hanno permesso di ricaricare le energie.

Infine, un caloroso ringraziamento al mio collega e amico, Michele Casci Ceccaci, con cui ho condiviso questo percorso di studi.