



**UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE**  
**FACOLTA' DI INGEGNERIA**

---

*Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica*

**ANALISI E PROGETTAZIONE DI UNA DRIVE-LINE  
PER IL TESTING DI UNA POMPA D'INIEZIONE  
PER MOTORI FORMULA 1**

*Analysis and design of a drive-line for testing a high-  
performance Formula 1 engine's fuel pump*

Relatore:  
**Prof. Marco Sasso**

Tesi di Laurea di:  
**Andrea Cardinaletti**

A.A. 2023 / 2024



## ***Ringraziamenti***

Vorrei dedicare questo spazio per ringraziare tutte le persone che mi hanno supportato nella realizzazione di questa tesi e durante il periodo universitario.

Innanzitutto, ringrazio il Prof. Marco Sasso, relatore di questa tesi, per avermi aiutato nella stesura dell'elaborato.

Un ringraziamento speciale va all'impresa "Loccioni" presso la quale ho svolto il tirocinio su cui è basata la tesi. Sono stati dei mesi impegnativi ma che mi hanno permesso di entrare in contatto per la prima volta con il mondo lavorativo e devo ringraziarli per avermi concesso di entrare a far parte della loro famiglia, scoprendo un ambiente lavorativo sano e stimolante.

Ringrazio in particolar modo Federico Ricavi per avermi permesso di svolgere la tesi su un argomento che mi ha sempre appassionato e che fin dal primo giorno l'ho percepito come perfetto per me.

Ringrazio poi Valentino Goffi per avermi seguito costantemente durante il progetto, grazie alla sua esperienza e professionalità è sempre riuscito a darmi consigli e punti utili per svolgere al meglio il mio lavoro.

Infine, ringrazio tutti i collaboratori "Loccioni" che mi hanno fatto sentire fin dai primi giorni parte della loro famiglia allargata, sia sotto l'aspetto lavorativo che sotto quello umano.

Ora vorrei ringraziare le persone chiave che mi hanno aiutato in questo periodo universitario e senza le quali non sarebbe stato lo stesso.

Innanzitutto, ringrazio la mia famiglia, che mi ha sempre supportato in ogni scelta che ho preso e in ogni momento durante la mia vita. I loro consigli sono stati preziosissimi nel mio percorso fin dal primo giorno di lezioni.

Ringrazio specialmente e col cuore Marti (*pissi*), per la splendida persona che è. Lei che mi è sempre stata accanto sia nei momenti belli che in quelli più difficili, dandomi sempre una mano per superare le avversità.

Ringrazio poi tutti i miei amici "meccanici", Paolo, Filippo, Alessandro, Giovanni, Luca, Francesco e Simone, che sono stati fondamentali nel corso degli anni e con i quali si è creato un rapporto speciale che spero durerà molto a lungo.



# Indice

<b>Capitolo 1 Introduzione</b> .....	7
1.1 Obiettivo della tesi .....	7
1.2 Descrizione generale della drive-line .....	8
1.3 Specifiche di progettazione .....	9
1.4 Software utilizzati .....	9
1.4.1 Progettazione componenti: Solid Edge .....	9
1.4.2 Progettazione gruppo cuscinetti: Bearinx.....	10
1.4.3 Analisi agli elementi finiti (FEM): Ansys .....	10
<b>Capitolo 2 Progettazione della camma</b> .....	13
2.1 Tipologia di meccanismo a camma.....	13
2.2 Specifiche di progettazione .....	14
2.3 Disegno del profilo .....	15
2.3.1 Angolo di pressione.....	16
2.3.2 Coordinate polari e cartesiane.....	16
2.4 Calcolo della coppia sviluppata al contatto .....	18
<b>Capitolo 3 Layout della trasmissione</b> .....	21
3.1 Schema principale .....	21
3.2 Torsiometro .....	21
3.3 Giunto di trasmissione.....	23
3.4 Ruota fonica induttiva .....	24
3.5 Dimensionamento preliminare dell'albero a camma .....	25
3.6 Verifica della rigidità torsionale dell'albero a camma.....	26
3.7 Motore elettrico .....	27
3.8 Volano .....	28

3.9 Verifica delle frequenze critiche torsionali tramite modello a parametri concentrati .....	29
<b>Capitolo 4 Progettazione gruppo cuscinetti e Cam Box</b> .....	34
4.1 Progettazione del gruppo cuscinetti, Bearinx .....	34
4.1.1 Premessa alla scelta dei cuscinetti.....	34
4.1.2 Scelta dei cuscinetti.....	35
4.1.3 Calcolo della resistenza a fatica dell'albero a camma .....	37
4.1.4 Realizzazione del precarico .....	42
4.1.5 Risultati ottenuti dall'analisi Bearinx.....	44
4.1.6 Calcolo della prima velocità critica flessionale .....	49
4.2 Cam Box: design e schema di montaggio.....	51
4.3 Lubrificazione .....	55
<b>Capitolo 5 Analisi vibrazionale</b> .....	59
5.1 Analisi modale della trasmissione tramite Ansys .....	59
5.2 Studio del sistema antivibrante .....	63
<b>Conclusioni</b> .....	68
<b>Bibliografia</b> .....	69
<b>Appendice</b> .....	70
A Tavole tecniche .....	70
A.1 Cam Box (estratto della tavola d'assieme).....	70
A.2 Albero a camma (estratto della tavola componente).....	72
A.3 Boccia (estratto della tavola componente).....	73

# Capitolo 1

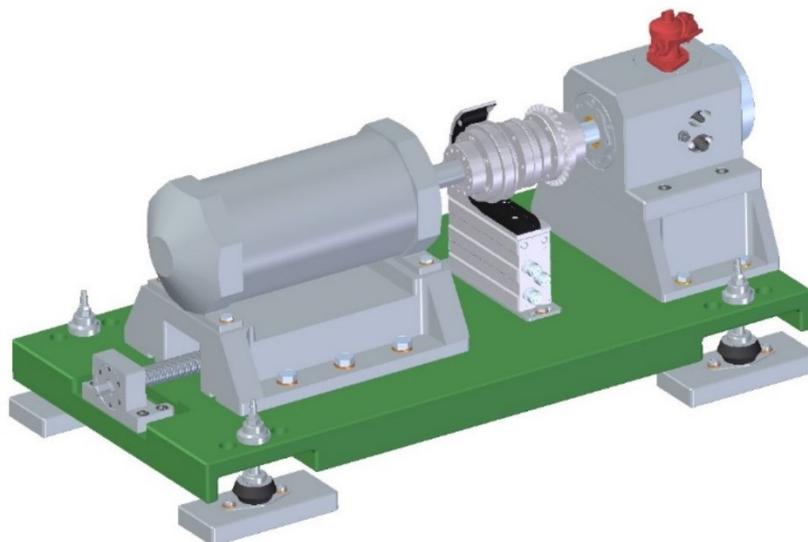
## Introduzione

### 1.1 Obiettivo della tesi

L'obiettivo di questa tesi è lo studio e la progettazione di una trasmissione meccanica per il testing di una pompa d'iniezione GDI in funzione su motori di Formula 1 ad alte prestazioni. La trasmissione fa parte di un banco test in cui l'azienda cliente esegue delle prove incentrate sull'iniezione di carburante nel motore termico.

Oltre alla trasmissione in questa tesi verrà approfondita anche la progettazione dell'albero a camma che muove la pompa e della Cam Box che la circonda ed infine verrà eseguita un'analisi delle vibrazioni della drive-line con progettazione di un sistema antivibrante apposito.

La trasmissione meccanica progettata è simile a quella dei banchi prova; tuttavia, le specifiche in gioco per questa determinata applicazione richiedono un livello di studio più alto. Nel particolare le elevate velocità di rotazione dei motori di Formula 1 e le coppie da trasmettere sono i parametri che più hanno reso impegnativa la progettazione ottimale della drive-line.



*Figura 1.1* Versione finale della drive-line (Modello CAD)

## 1.2 Descrizione generale della drive-line

La drive-line protagonista di questo studio fa parte di un banco test per il sistema di iniezione di motori di Formula 1. Gli elementi principali del banco sono: il motore elettrico che alimenta la drive-line, la Cam Box al cui interno è alloggiato un albero a camma collegato alla pompa e la trasmissione che li collega che ha il compito di simulare il funzionamento reale del sistema all'interno della vettura.

Il banco test di cui fa parte la drive-line è composto poi dall'intero sistema di iniezione della vettura: serbatoio benzina, pompa GDI, tubazioni, rail e iniettori. Il banco ha lo scopo di testare oltre che il corretto funzionamento della pompa anche il corretto funzionamento degli iniettori ed è caratterizzato da meccanismi indipendenti che permettono la prova d'insieme del sistema ma anche le prove singole di iniettori e pompa.

Sotto quest'aspetto va ricordato che l'impresa "Loccioni" è leader mondiale per il testing del sistema di iniezioni di autoveicoli grazie all'apparato di misurazione "Mexus", sviluppato internamente, in grado di misurare la portata istantanea di ogni singolo "shot" degli iniettori.

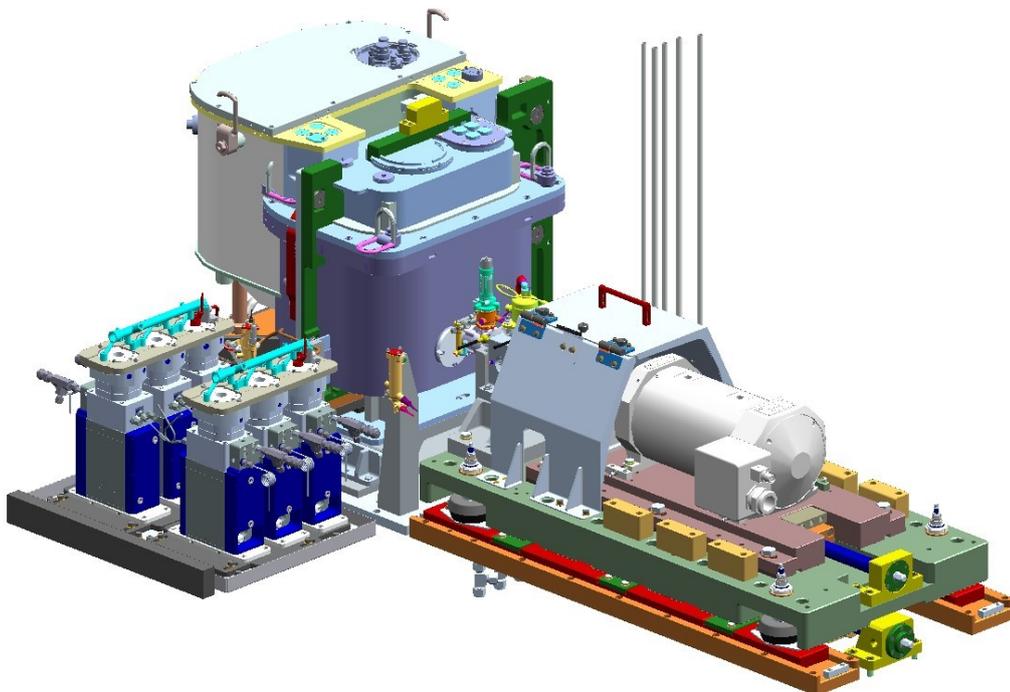


Figura 1.2 Banco test "Loccioni" (Modello CAD)

## 1.3 Specifiche di progettazione

Per la progettazione della drive-line ho fatto affidamento a determinate specifiche richieste dal cliente. Dovendo lavorare a velocità angolari molto elevate, questa è stata la specifica principale a cui ho fatto riferimento durante lo sviluppo; nel particolare la trasmissione dovrà funzionare in un range applicativo che va dai 3500 ai 15000 rpm con forze sviluppate al contatto tra camma e pompa che arrivano a sfiorare i 6000N.

Dovendo progettare il meccanismo a camma il cliente ha fornito anche il diagramma delle alzate in relazione all'angolo giro da cui ho potuto calcolare il profilo della camma, caratterizzata da due lobi e con un'alzata massima di 4.8mm (argomento approfondito nel capitolo 2).

Per quanto riguarda le condizioni di lavoro del banco, la drive-line può raggiungere una temperatura massima che si aggira intorno agli 80°C.

## 1.4 Software utilizzati

### 1.4.1 Progettazione componenti: Solid Edge

“Solid Edge” è un software CAD di progettazione ibrida 2D/3D sviluppato da Siemens PLM Software. Offre evolute funzionalità di modellazione e di progettazione dei componenti e degli assiemi, funzionalità che assistono i progettisti per la creazione veloce e precisa di un'infinita gamma di componenti o di assiemi contenenti anche migliaia di parti. L'aspetto più critico e importante del programma è la possibilità di creare modelli “robusti”, ossia modelli che, al variare di alcuni parametri della costruzione, si riescano a rigenerare autonomamente in maniera corretta.

Il “CAD” (Computer-Aided Design) è un modo di creare digitalmente disegni 2D e modelli 3D di prodotti del mondo reale, prima che siano mai stati fabbricati. Il CAD 3D permette di condividere, esaminare, simulare e modificare progetti in modo semplice, aprendo le porte a prodotti innovativi e differenziati con time-to-market ridotto.

In “Solid Edge” l'ambiente di progettazione di parti, assiemi e disegni, consolidato nel corso di decenni, si integra perfettamente con un portfolio di strumenti software accessibili e facili da usare, che consentono di gestire tutti gli aspetti del processo di sviluppo prodotto, dalla progettazione meccanica 3D alla progettazione

elettrica, dalla simulazione alla produzione e molto altro ancora, con il costante supporto della gestione dati integrata.

La particolarità di questo software, che lo differenzia dagli altri, è la “modalità sincrona” che si differenzia dalla classica “modalità ordinata” in quanto non basato sulla storia delle lavorazioni ma sulla cosiddetta “modellazione esplicita” che rende la modifica delle geometrie più facile e diretta.

### **1.4.2 Progettazione gruppo cuscinetti: Bearinx**

“Bearinx” è un software di calcolo lineare sviluppato dall’azienda tedesca Schaeffler, leader mondiale per la costruzione e lo sviluppo dei cuscinetti. Grazie al suo algoritmo di calcolo lineare, “Bearinx” è in grado determinare la sollecitazione reale in considerazione dei diversi carichi e del comportamento elastico dei cuscinetti lineari con guide e carrelli. La ripartizione interna del carico nel cuscinetto viene determinata con precisione fino alla pressione di contatto, tenendo conto del profilo del corpo volvente e delle diverse classi di precarico.

“Bearinx” consente di calcolare sistemi lineari multiasse e le interfacce utente, implementate su base Java, facilitano l’inserimento dei dati offrendo una panoramica del modello con un controllo dei dati inseriti tramite la rappresentazione grafica del modello e la panoramica oggetti.

I dati e la geometria dei cuscinetti lineari della gamma a catalogo Schaeffler sono disponibili in una banca dati integrata e possono essere importati al modello. I calcoli stessi vengono eseguiti su un server di calcolo performante Schaeffler.

I risultati dell’analisi del progetto vengono presentati all’utente con una documentazione chiara in formato HTML e con rappresentazioni grafiche delle pressioni e della distribuzione dei carichi sui cuscinetti che rendono l’analisi intuitiva e rapida.

### **1.4.3 Analisi agli elementi finiti (FEM): Ansys**

L’analisi FEM è un approccio numerico-ingegneristico utilizzato per la risoluzione di problemi fisici. Essa permette di calcolare il comportamento strutturale di un sistema scomponendo un oggetto complesso in un numero elevato di elementi che possono essere risolti in maniera molto più semplice. Eseguire un’analisi strutturale FEM significa ottenere grandi vantaggi in quanto è un’operazione che viene effettuata prima della produzione di un determinato oggetto. Precisione nella

realizzazione, progettazione di prototipi virtuali, riduzione dei tempi tecnici sono solo alcuni dei vantaggi derivanti dall'analisi FEM.

I dati di input che vengono inseriti all'inizio dell'analisi FEM (descrizione dei materiali e relativa definizione della qualità degli stessi, scelta dei vincoli, qualità della mesh, ecc.) devono essere molto accurati: solo in questo modo si possono ottenere risultati altrettanto precisi. Si rischia, altrimenti, di ottenere risultati poco corrispondenti alla realtà e quindi non utilizzabili.

Grazie ad un'analisi FEM si possono evidenziare spostamenti, eventuali deformazioni e/o tensioni presenti in un sistema strutturale. Di seguito si andrà ad analizzare nel dettaglio le fasi del processo di analisi che caratterizza il software utilizzato per la progettazione "Ansys".

### ***Pre-processing***

Inizialmente viene importata la geometria dal software di disegno (ad esempio Solid Edge) e ne viene effettuata una semplificazione volta ad eliminare smussi, raccordi, scavi e altri elementi che renderebbero il processo di calcolo troppo complesso. Dopo la semplificazione il modello viene poi collegato al tipo di analisi da effettuare (statica, dinamica, modale, termica, ecc.).

In questa fase viene definito il modello ad elementi finiti assieme ad una serie di elementi: tipologia di analisi, tipologia di elementi finiti, materiali, vincoli e carichi applicati.

Durante la fase del *pre-processing* avviene anche la scomposizione: il modello iniziale viene suddiviso in tanti piccoli elementi di forma ridotta e definita riducendo di fatto la complessità del problema (di qui prende il nome di analisi di elementi finiti); in genere le forme scelte per la scomposizione sono elementari (quadrato, cerchio, triangolo...) e compongono una griglia, la *mesh*.

Su ogni singolo elemento ridotto in forma elementare, la soluzione del problema viene espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma, *shape functions*.

## ***Processing***

Questa è la fase centrale e decisiva in cui interviene il software per il calcolo strutturale con solutore FEM integrato che ha il compito di risolvere in forma discreta e approssimata i sistemi di equazioni alle derivate parziali sul dominio computazionale precedentemente discretizzato.

Nella fase successiva viene valutata questa soluzione.

## ***Post-processing***

Nella terza ed ultima fase avviene l'elaborazione e la visualizzazione grafica dei risultati ottenuti. Ci si rende conto se il design scelto per una applicazione specifica, anche in base ai vincoli e ai carichi definiti, è in grado di soddisfare o meno i requisiti progettuali. Se non dovesse soddisfare tali requisiti, si torna indietro e si applicano modifiche al pezzo o all'assieme creato per poi ripetere l'analisi.

## Capitolo 2

# Progettazione della camma

### 2.1 Tipologia di meccanismo a camma

Il meccanismo a camma è 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.

I meccanismi a camma possono essere classificati in base alla tipologia di moto del movente e del cedente che può essere di tipo rotatorio o traslatorio. Le camme, invece, possono essere classificate in base alla forma come piane o cilindriche.

Il meccanismo a camma piano più diffuso, sviluppato anche all'interno di questo studio, è quello che effettua la trasformazione del moto rotatorio della camma in un moto alterno traslatorio o rotatorio del cedente. Nel primo caso ci troveremo di fronte ad un meccanismo definito di prima specie, il cedente viene chiamato punteria, mentre nel secondo caso il meccanismo viene definito di seconda specie ed il cedente chiamato bilanciere.

Nel caso di punteria si può ancora distinguere fra punteria centrata, se il suo asse e il centro della coppia rotoidale della camma sono allineati, e punteria eccentrica se ciò non avviene.

Le punterie vengono classificate in base alla forma che assume l'elemento cinematico a contatto con la camma:

- a coltello o a spigolo vivo: contatto a strisciamento, usate molto raramente solo per forze modeste;
- a rotella: contatto di rotolamento fra camma e cedente che riduce attrito ed usura, molto utilizzate;
- a piattello; contatto a strisciamento che realizza meccanismi compatti e robusti, impiegate in casi specifici come i motori endotermici alternativi;

L'ultima classificazione importante riguarda il contatto tra il movente ed il cedente che può essere garantito in due modi: un contatto di forza, in genere prodotto da molle di richiamo o dalla semplice forza di gravità, in cui il contatto è garantito da

una forza impressa sul cedente e un contatto di forma, ad esempio impegnando la rotella cedente in una pista, in cui l'accoppiamento stesso impedisce il distacco tra movente e cedente.

Il meccanismo a camma analizzato in questo studio è un meccanismo a camma piana centrato di prima specie con punteria a rotella e contatto di forza, come specificato dalla richiesta del cliente che voleva un meccanismo della stessa tipologia di quello reale e con la stessa curva di alzata.

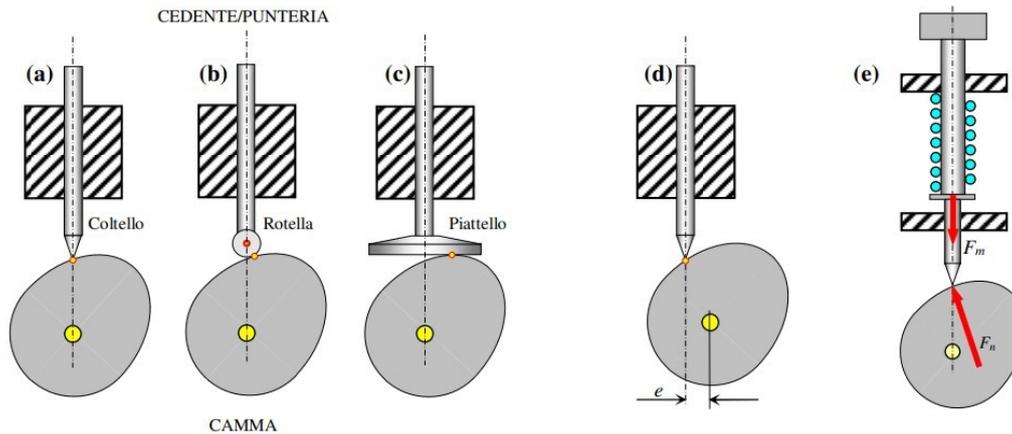


Figura 2.1 Tipologie di meccanismi a camma piana [3]

## 2.2 Specifiche di progettazione

Per determinare il profilo della camma sono partito dai dati forniti dal cliente per quanto riguarda l'alzata della rotella in relazione all'angolo di rotazione (Figura 2.2) e la forza sviluppata al contatto tra movente e cedente (Figura 2.3).

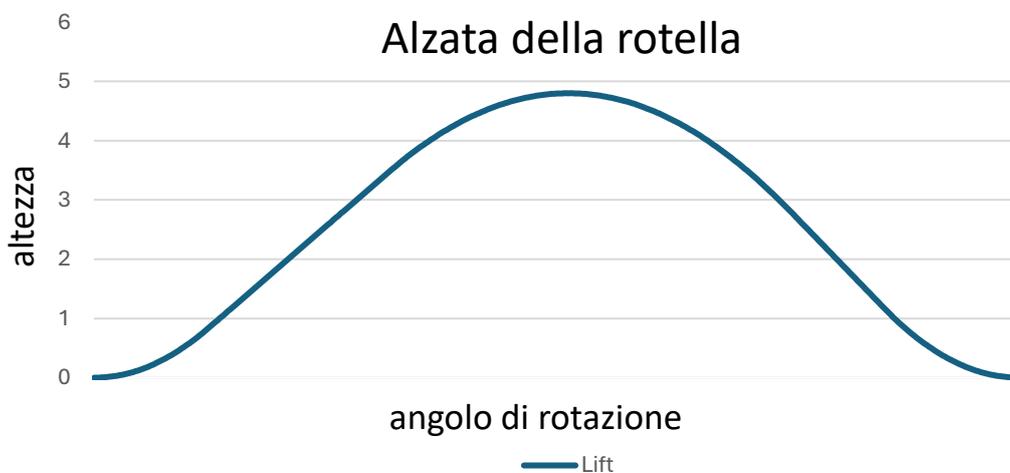


Figura 2.2 Diagramma delle alzate della rotella (foglio di calcolo Excel)

## Forza scambiata al contatto

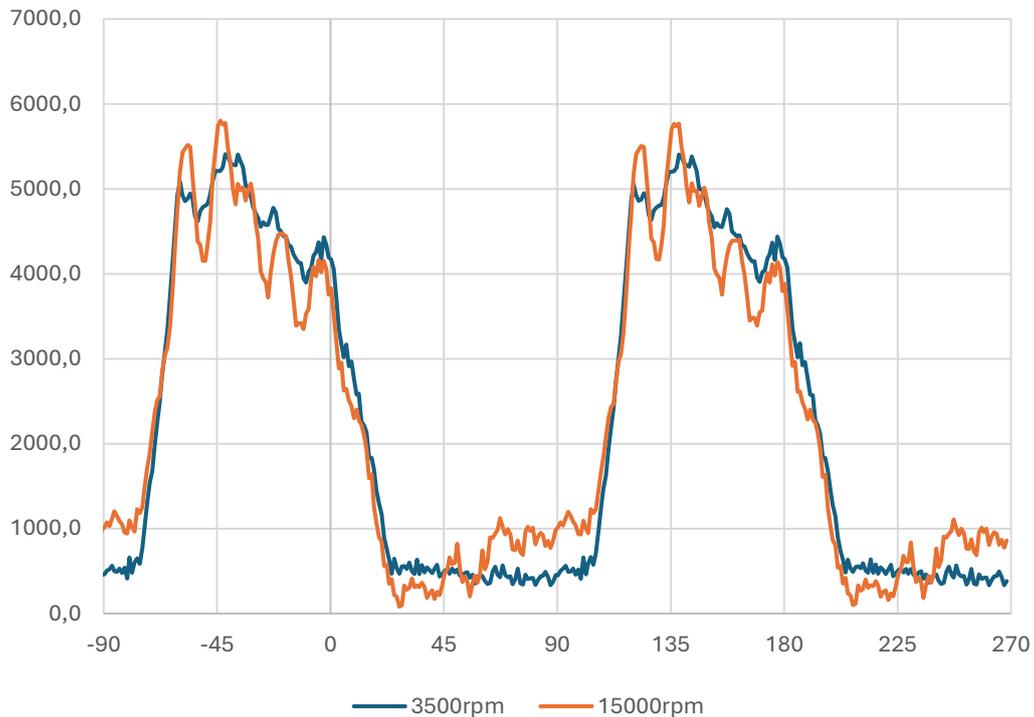
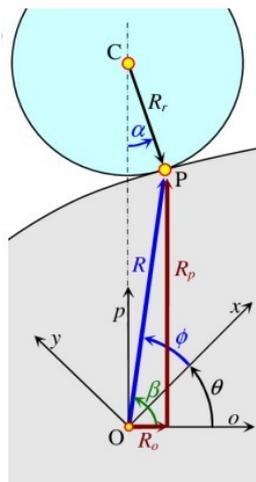


Figura 2.3 Diagramma della forza sviluppata al contatto tra cedente e movente (Foglio di calcolo Excel)

## 2.3 Disegno del profilo

Per la determinazione del profilo della camma i dati di ingresso sono costituiti dalle funzioni di spostamento, velocità e accelerazione della punteria,  $s(\vartheta)$ ,  $s'(\vartheta)$  e  $s''(\vartheta)$ , dall'eventuale valore di eccentricità  $e$ , dal raggio di base della camma  $r_b$ , dal raggio della punteria a rotella  $r_r$ . Le coordinate del profilo camma possono essere



ottenute mettendo in relazione le coordinate del punto di contatto P con l'angolo di rotazione  $\vartheta$  in un sistema di assi x-y solidale alla camma e con origine nel centro di rotazione O. Il sistema o-p, invece, rappresenta un sistema fisso con assi ortogonali e paralleli all'asse della punteria e origine in O.

L'angolo tra l'asse x, solidale con la camma, e l'asse o coincide con l'angolo di rotazione della camma  $\vartheta$ .

Figura 2.4 Sistemi di coordinate polare e cartesiano del punto P [3]

### 2.3.1 Angolo di pressione

L'angolo di pressione  $\alpha$  è l'angolo compreso tra la normale di contatto e la direzione del moto della punteria. La velocità del punto tracciatore C del cedente,  $v_a$ , ha direzione parallela all'asse della punteria e può essere espressa come somma della velocità di trascinamento della camma,  $v_t$ , che ruota a velocità angolare  $\omega$  attorno al centro O, e della velocità relativa tra camma e punteria,  $v_r$ .

$$v_a = v_t + v_r$$

Il vettore  $v_r$  ha direzione tangente al profilo della camma ed è inclinato dell'angolo  $\alpha$  rispetto all'asse della punteria.

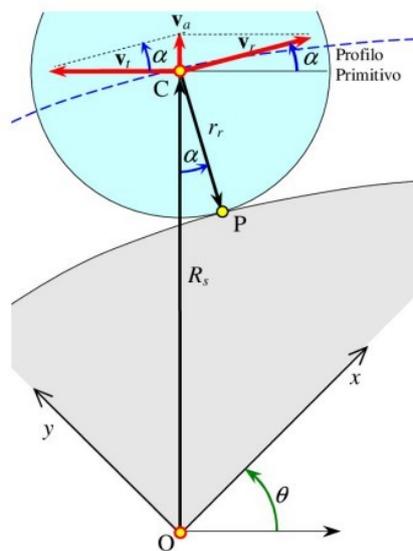


Figura 2.5 Determinazione dell'angolo di pressione  $\alpha$  nel caso di punterie centrate [3]

La formula, infine, per calcolare l'angolo di pressione che si sviluppa al contatto tra camma e rotella centrata è data da:

$$\alpha = \tan^{-1}[s'/(r_b + s)]$$

### 2.3.2 Coordinate polari e cartesiane

Una volta conosciuto l'angolo di pressione tra camma e rotella, il passo successivo è rappresentato dalla ricerca delle coordinate che descrivono il profilo della camma.

Il raggio del cerchio primitivo è dato dalla somma del raggio base e del raggio della rotella, inoltre la rotella e la camma sono tangenti nel punto di contatto P che è spostato rispetto all'asse della punteria proporzionalmente al raggio della rotella, per cui il segmento congiungente il centro della rotella e il punto di contatto è inclinato dell'angolo di pressione  $\alpha$  rispetto all'asse della punteria.

La componente di R ortogonale all'asse della punteria  $R_o$  (Figura 2.6) può essere espressa come

$$R_o = r_r \sin \alpha$$

La componente  $R_p$  (Figura 2.6) invece può essere determinata dalla differenza tra la lunghezza  $R_s$  e la proiezione del raggio della rotella lungo l'asse della punteria

$$R_p = r_0 + s - r_r \cos \alpha$$

Conoscendo le componenti di R posso calcolare le coordinate polari dei punti che rappresentano il profilo della camma.

$$R = \sqrt{R_p^2 + R_o^2}$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{R_p}{R_o} - \vartheta$$

Ottenute le coordinate polari, effettuando pochi passaggi, è possibile ricavare direttamente le coordinate cartesiane del profilo.

$$x = (r_0 + s) \sin \vartheta - r_r (\cos \alpha \sin \vartheta - \sin \alpha \cos \vartheta)$$

$$y = (r_0 + s) \cos \vartheta - r_r (\cos \alpha \cos \vartheta + \sin \alpha \sin \vartheta)$$

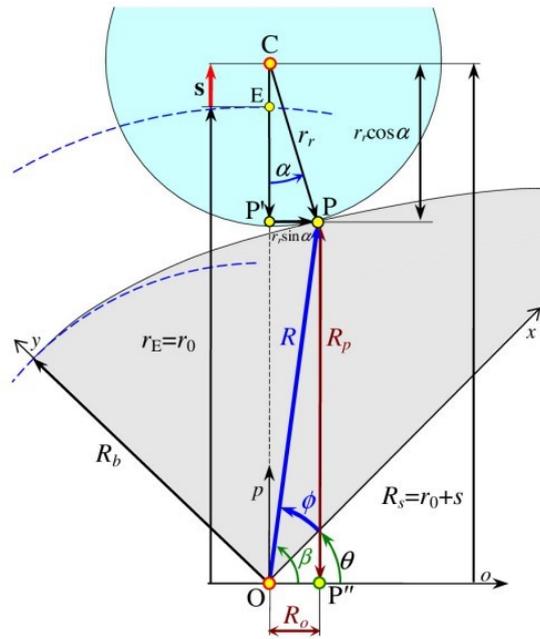


Figura 2.6 Determinazione parametri  $R_p$  e  $R_o$  per punteria a rotella centrata [3]

## 2.4 Calcolo della coppia sviluppata al contatto

Ai fini del dimensionamento, l'analisi delle forze agenti sul meccanismo viene effettuata considerando camma e punteria come corpi rigidi e trascurando l'attrito in corrispondenza del punto di contatto. Le sollecitazioni che si sviluppano al contatto hanno un andamento ciclico che può causare cedimenti per fatica.

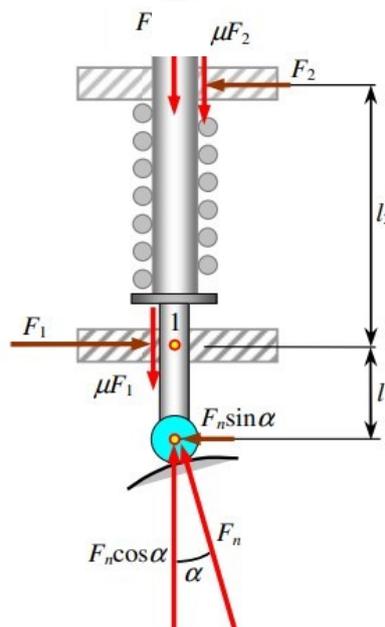


Figura 2.7 Forze scambiate al contatto tra punteria e camma [3]

In figura 2.7 sono rappresentate le forze che si sviluppano sulla punteria e che possono essere schematizzate in tre tipologie:

- $F_n$ , forza scambiata tra camma e punteria
- $F_1$  e  $F_2$ , forze trasmesse alle guide
- $F_p$ , forza trasmessa alla punteria dall'esterno, dalle masse collegate e dalla massa della punteria stessa

La forza  $F_n$  agisce in corrispondenza del punto di contatto tra camma e punteria con direzione perpendicolare rispetto alla superficie della camma, inclinata dell'angolo di pressione  $\alpha$ . Essendo inclinata può essere scomposta nelle due componenti cartesiane individuando come forza utile alla generazione del moto della rotella  $F_n \cos \alpha$ . L'altra componente della forza invece provoca delle forze di reazione sui lati della guida,  $F_1$  e  $F_2$ , in corrispondenza dei suoi estremi, e possono essere poste in relazione tramite le equazioni di equilibrio alle rotazioni e alle traslazioni.

La forza  $F_p$  è risultante di tutte le forze che si oppongono al moto della punteria, escluse quelle di attrito, e può essere calcolata come la somma

$$F_p = F_e + F_m + (M_e + M_p)g + \left(M_e + M_p + \frac{M_m}{3}\right)\ddot{s}$$

Definendo:

- $F_e$ , forza esterna che resiste al movimento della punteria
- $F_m$ , forza della molla di ritorno
- $M_e$ , massa degli elementi del meccanismo esterno collegato al cedente
- $M_p$ , massa della punteria
- $M_m$ , massa della molla

Una volta che la forza  $F_p$  è stata calcolata, si può inserire quest'ultima all'interno dell'equazione di equilibrio per ricavare la forza di contatto  $F_n$ .

Esplicitando l'equazione rispetto alla  $F_n$  si ottiene

$$F_n = \frac{F_p}{\cos \alpha - \mu \frac{2l_1 + l_2}{l_2} \sin \alpha}$$

La formulazione non appena trovata mostra come la forza di contatto, oltre che dai carichi esterni e dalla forza della molla, dipenda anche dall'accelerazione  $s''(t)$  e dall'angolo di pressione  $\alpha$  che, a loro volta, dipendono dalla legge del moto della camma  $s(t)$ , dal raggio base e dal raggio primitivo.

Per il seguente lavoro la legge di moto è descritta dal diagramma delle alzate, fedele alle specifiche cliente fornite da "Loccioni" per eseguire la progettazione del banco di collaudo (Figura 2.2), mentre la forza di contatto è rappresentata nel diagramma delle forze scambiate tra camma e rotella anch'esso fedele alle specifiche cliente (Figura 2.3).

Una volta a conoscenza della forza di contatto che si sviluppa tra movente e cedente, è possibile calcolarne la coppia risultante applicata all'albero. La spinta viene generata grazie alla forza  $F_n$  che crea una coppia resistente variabile nel tempo con una frequenza corrispondente al doppio della velocità di rotazione essendo la camma costituita da due lobi simmetrici.

Per il calcolo ho scomposto la coppia nelle sue due componenti dipendenti rispettivamente da  $F_n \cos \alpha$  e  $F_n \sin \alpha$  ed ho poi sommato i due risultati per ottenere il dato finale.

Il braccio delle due componenti è rappresentato dalla scomposizione del vettore  $R$  che collega il centro della camma al punto di contatto.

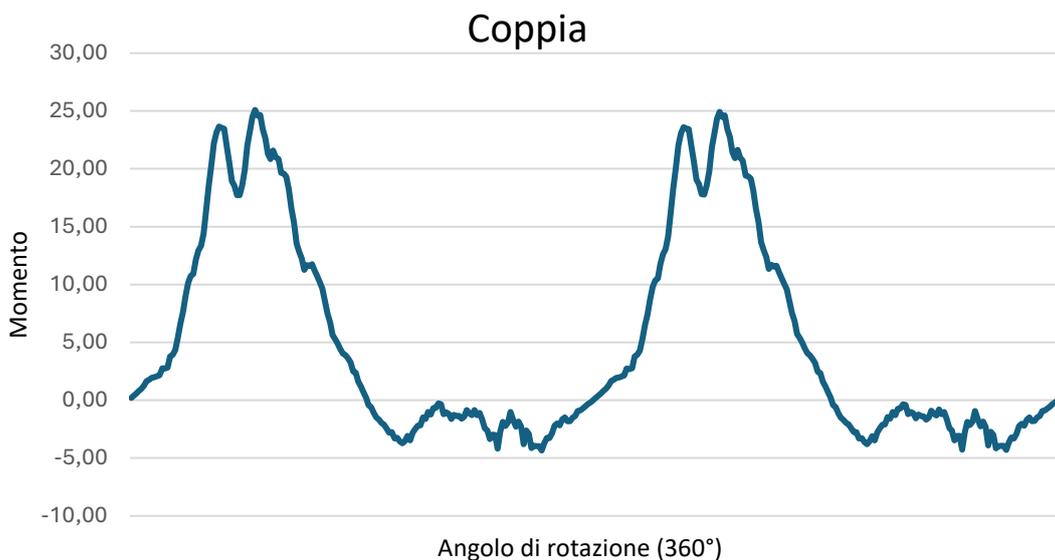


Figura 2.8 Diagramma della coppia sviluppata al contatto tra cedente e movente (Foglio di calcolo Excel)

# Capitolo 3

## Layout della trasmissione

### 3.1 Schema principale

Lo schema principale del sistema rispecchia quello del banco test illustrato in Figura 1.2 dove i componenti principali sono: il motore elettrico, la trasmissione meccanica, la Cam Box e la pompa GDI. Di seguito verrà approfondita la descrizione del layout della trasmissione e la scelta del motore per la presente applicazione .

In particolare, la trasmissione è costruita con i seguenti componenti, approfonditi nei successivi capitoli:

- Torsiometro
- Giunto di trasmissione
- Ruota fonica
- Albero a camma
- Gruppo cuscinetti
- Motore elettrico

### 3.2 Torsiometro

Il torsiometro è uno strumento misuratore dell'angolo di rotazione relativa di due sezioni di un albero di macchina attraverso il quale si trasmette una coppia. Dalla misura di tale angolo, dipendente dalle caratteristiche elastiche dell'albero, si risale al momento della coppia e, conoscendo la velocità angolare, alla potenza trasmessa. Il torsiometro va applicato all'albero della macchina, e opportuni dispositivi devono amplificare l'angolo di rotazione di valore molto piccolo.

Misurare la coppia con alta precisione, specialmente su organi rotanti, è fondamentale per migliorare ulteriormente l'efficienza e il rendimento dei motori, dei propulsori e per il controllo dei processi industriali. Data la sua importanza strategica nel sistema in esame, va scelto e posizionato accuratamente per evitare qualsiasi tipo di disturbo al segnale letto.

Per questa applicazione ci si è rivolti all'azienda tedesca HBM, leader del settore nonché uno dei migliori fornitori di strumenti di misura. La tipologia di torsiometro

che è stato scelto è un torsionometro a flangia, composto da una parte rotante (rotore) ed una parte bloccata a terra (statore), è un trasduttore di precisione che consente di raggiungere incertezza di misura molto basse. Dopo una rapida analisi del catalogo fornito dal fornitore il campo di ricerca si è ristretto a due prodotti: il T12HP e il T40B.

Il T12HP ha un intervallo di misura che va dai 100Nm ai 10kNm e una classe di precisione molto elevata pari a 0,02. Essendo un torsionometro di ultima generazione, consente di mantenere questi livelli di precisione a velocità di rotazione molto elevate fino a 22.000rpm, rendendolo ottimo ad esempio per banchi test sulla mobilità elettrica.

Il T40B invece, ha un intervallo di misura che va dai 50Nm ai 10kNm ma una classe di precisione inferiore a quella precedente, con valore di 0,05. Anche in questo caso il torsionometro riesce a raggiungere velocità elevatissime, fino a 23.000rpm, però è caratterizzato da una rigidità a torsione minore rispetto al T12HP ed essendo questo un valore molto importante ai fini del mio studio ho deciso, in fase di progettazione, di scartare questa seconda scelta e di utilizzare il T12HP.



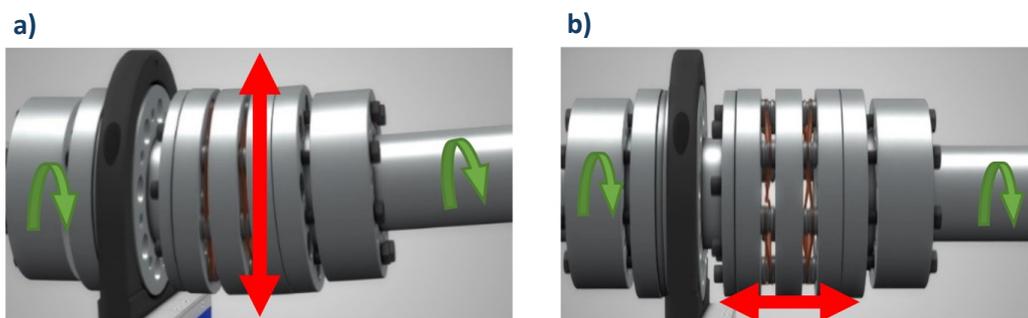
**Figura 3.1** Torsionometro HBM T12HP [8]

### 3.3 Giunto di trasmissione

Un giunto è un dispositivo capace di collegare tra loro due elementi meccanici distinti, permettendone il moto relativo. Tra gli utilizzi più frequenti vi sono quello di collegamento tra due alberi coassiali o disassati per trasmettere un momento torcente da uno all'altro.

I giunti possono essere di vario tipo; quello utilizzato in questa applicazione è un giunto elastico, ovvero in grado di assorbire, grazie alla presenza di un elemento flessibile, le vibrazioni torsionali che sono la principale causa delle rotture degli organi meccanici. A grandi velocità qualsiasi piccolo errore di allineamento potrebbe portare a grandi errori di misura, è per questo che un giunto elastico è essenziale per la trasmissione.

Nel caso in esame il giunto utilizzato è un giunto a pacco lamellare, componente di compensazione elastico ma allo stesso tempo rigido alla torsione, in grado quindi di compensare quasi del tutto gli spostamenti tra gli assi. L'impiego di tali componenti aumenta la precisione del trasduttore e, allo stesso tempo, protegge dall'usura i cuscinetti montati.



**Figura 3.2** Compensazione disallineamenti tra gli alberi: a) scostamento angolare, b) scostamento assiale [9]

La scelta del fornitore è ricaduta sull'azienda tedesca MAYR, specialista del settore e che più volte ha collaborato con "Loccioni" negli ultimi anni. Si è partiti dunque dalle specifiche tecniche principali del sistema, vale a dire una velocità massima di 15000 rpm ed una coppia massima di 25 Nm.

In particolare, l'azienda MAYR produce una tipologia di giunti a pacco lamellare ideali per l'accoppiamento con i torsimetri HBM chiamata ROBA-DS 9110, in grado di essere utilizzati in molteplici banchi con diverse caratteristiche grazie a vari tipi di costruzioni e combinazioni; controllando sul catalogo è stato individuato il prodotto

che si sposava meglio con le specifiche di progetto e la scelta è ricaduta sul ROBA-DS 16F.

Questo giunto permette un funzionamento con velocità di rotazione fino a 18.000 rpm e una coppia massima di 285Nm, valori più che accettabili per la presente applicazione.



*Figura 3.3* Giunto a pacco lamellare MAYR (vista sezionata) [9]

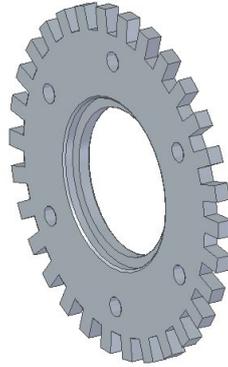
### **3.4 Ruota fonica induttiva**

La ruota fonica è un componente meccanico che fa parte dei dispositivi per il controllo del moto, può presentare denti posti sulla circonferenza o feritoie poste sulla superficie e può essere di varie tipologie. Queste ruote servono per la determinazione della velocità di rotazione o della posizione angolare di un qualsiasi perno, motore o altro componente meccanico.

Il principio della ruota fonica induttiva si basa sulla legge di Faraday o dell'induzione elettromagnetica. L'allontanarsi ed avvicinarsi delle prominente, costruite in materiale ferromagnetico, causa una variazione del flusso del campo magnetico nelle vicinanze di un sensore di prossimità, detto "pick up", costituito da una bobina avvolta attorno ad un magnete permanente e collegata al terminale di rilevamento della velocità angolare. La variazione di flusso fa nascere nella bobina una corrente indotta alternata (ad impulsi di tipo sinusoidale), che viene letta dal terminale; ad ogni impulso corrisponde una prominente o dente. I terminali (generalmente elettronici) calcolano in base al numero di "denti" della ruota (magnetica-induttiva) la velocità angolare di rotazione della ruota e del perno ad essa vincolato.

Per la progettazione della ruota fonica mi sono basato essenzialmente sui dati forniti dalla specifica cliente che indicava un diametro di base di 96,25mm, altezza e spessore dei denti e numero totale dei denti che doveva essere pari a 30.

Lo spessore della ruota è di 5mm ed è collegata al resto della trasmissione tramite un accoppiamento di tipo maschio/femmina.

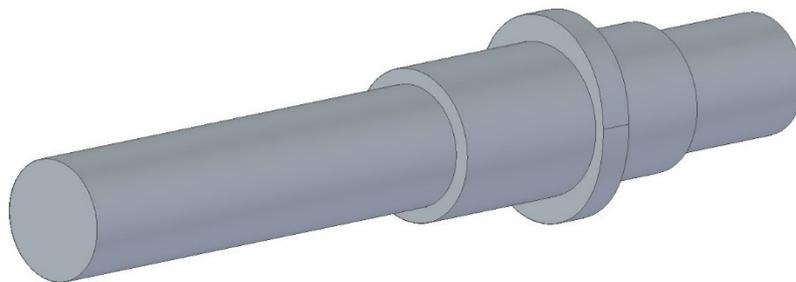


*Figura 3.4 Ruota fonica (Modello CAD)*

### **3.5 Dimensionamento preliminare dell'albero a camma**

L'albero a camma è uno degli elementi principali all'interno della trasmissione poiché permette di collegare il motore elettrico alla pompa da testare. In questa applicazione l'albero deve essere dimensionato per essere il più rigido possibile, in particolar modo deve garantire un ottimo comportamento flessionale essendo sottoposto a forze molto elevate.

Per garantire l'accoppiamento con il giunto e una rigidità abbastanza elevata è stato ipotizzato un diametro iniziale di 35mm, in più sono stati aggiunti due spallamenti per l'alloggiamento dei cuscinetti ai lati della zona in cui è stata posta la camma.



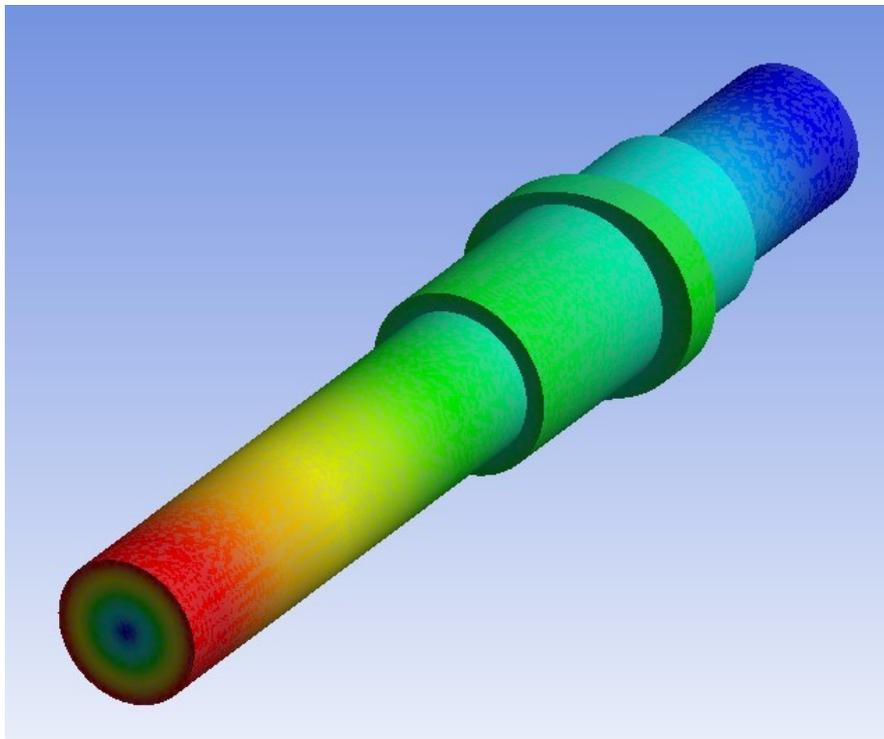
*Figura 3.5 Albero a camma preliminare (Modello CAD)*

### 3.6 Verifica della rigidità torsionale dell'albero a camma

Il dimensionamento, anche se preliminare, dell'albero a camma ha permesso di sviluppare una verifica per garantire la rigidità torsionale che l'albero deve avere per essere considerato idoneo per l'applicazione in questione. Il valore limite di deformazione angolare dell'albero è pari a  $0,05^\circ$  per 1Nm di coppia applicata, se l'albero ottiene una deformazione minore potrà essere considerato accettabile.

La verifica è stata sviluppata sul software "Ansys", è stato importato il modello dell'albero "Solid Edge" ed è stato aperto un file di calcolo per l'analisi "Static" sul programma. La geometria è stata bloccata applicando un "fixed support" (supporto fisso) ad un lato dell'albero, mentre dall'altra parte è stata applicata una coppia di 1Nm.

Il risultato è stato calcolato utilizzando il "flexible rotation probe" che permette di calcolare le deformazioni angolari a cui è sottoposto un corpo rotante; dall'analisi è emersa una deformazione pari a  $0,03^\circ$  inferiore al valore limite. Si può affermare che l'albero, anche se preliminare, è abbastanza rigido torsionalmente per la presente applicazione.



*Figura 3.6* Verifica della rigidità torsionale dell'albero a camma (Ansys)

### 3.7 Motore elettrico

Il motore elettrico è l'elemento all'interno della drive-line che fornisce la coppia necessaria al funzionamento del sistema ed è essenziale ai fini del test che riesca a simulare perfettamente la condizione di lavoro reale della pompa d'iniezione. Per farlo è necessario quindi un motore che sia in grado di sostenere velocità elevate almeno fino a 15.000rpm, picchi di coppia superiori a 25Nm e che permetta rampe di accelerazione di almeno 10.000rpm/s.

Per questa applicazione è stato deciso di affidarsi all'azienda tedesca "Siemens", leader a livello mondiale nel settore tecnologico e della mobilità. A causa delle specifiche particolari del sistema la selezione del giusto motore per questo banco è stata piuttosto ardua e la scelta finale è ricaduta su una tipologia di motori elettrici chiamata "Built-In M-1FE", disponibili nelle varianti asincrona e sincrona con raffreddamento ad acqua e con la possibilità di scegliere tra i modelli per alte coppie o alte velocità.

Nel particolare il motore utilizzato è un "Built-In M-1FE1072-4WH11" caratterizzato da una curva di funzionamento continuo superiore ai 25Nm (curva S1 a 100K in Figura 3.7) e una velocità massima di 24.000rpm, inoltre permette rampe di accelerazione fino a 12.000rpm/s. Per trovare il punto di funzionamento in condizioni limite del motore, a 15.000rpm, è stato considerato il valore quadratico medio della coppia pari a 10,3Nm. Intersecando le due rette si trova graficamente la condizione di lavoro limite del motore e si può notare dalla Figura 3.7 che si trova ampiamente all'interno dello spazio di funzionamento continuo.

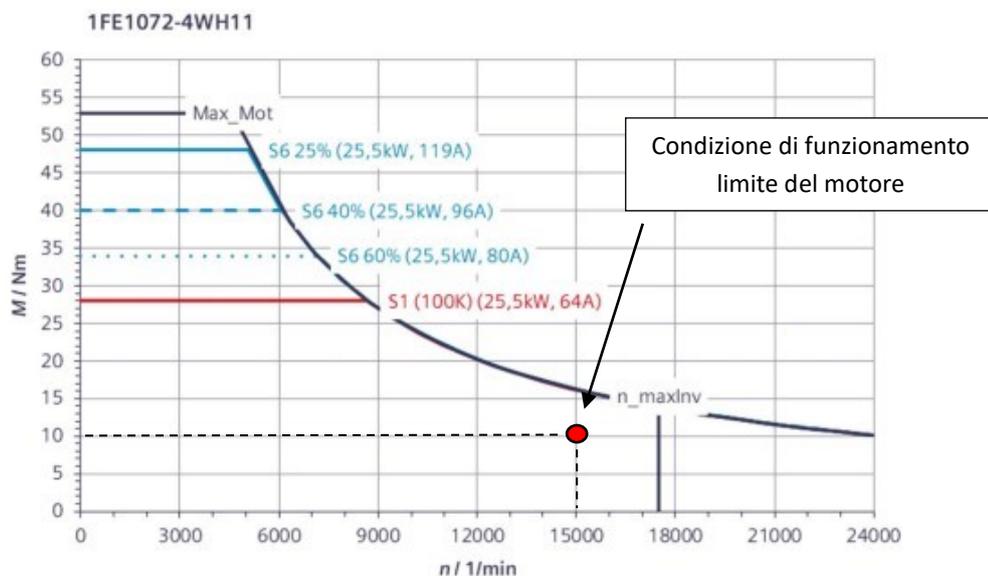


Figura 3.7 Curva di funzionamento del motore scelto [16]



*Figura 3.8 Motori Siemens Simotics M1-FE1 [18]*

### 3.8 Volano

Il volano è un organo meccanico atto a limitare gli eccessi di energia meccanica motrice sul lavoro meccanico totale in macchine a regime periodico; ciò si riduce a mantenere costante la velocità angolare dell'albero motore. Il volano ha la forma di una ruota o di un disco, appositamente sagomato per aumentare il momento d'inerzia dell'albero al quale è applicato e tende ad opporsi ad ogni tentativo di variazione della sua velocità angolare. Il volano può anche essere utilizzato per accumulare l'energia meccanica, prodotta da un motore di bassa potenza durante un lungo periodo, per rilasciarla ad alta potenza in un breve istante.

L'energia cinetica accumulata da un volano è

$$E = \frac{1}{2}I\omega^2$$

dove  $I$  è il momento d'inerzia della massa rispetto all'asse di rotazione e  $\omega$  è la velocità angolare. Poiché il momento d'inerzia di un sistema di particelle è proporzionale alla massa delle particelle ed al quadrato della distanza di queste dall'asse di rotazione rispetto al quale se ne voglia calcolare il momento d'inerzia, si ha che la capacità di accumulo di energia in un volano aumenta, oltre che con l'aumentare della massa, anche con il crescere della distanza di questa dall'asse di rotazione.

Nella presente applicazione però, l'uso del volano risulta superfluo perché le variazioni di velocità angolare che si verificano durante il moto sono direttamente controllate e corrette dal motore grazie alla presenza dell'inverter.

L'inverter o invertitore di corrente è un componente elettronico di ingresso/uscita in grado di convertire una corrente continua in ingresso in una corrente alternata in uscita e di variarne i parametri di ampiezza e frequenza. Per questo vengono spesso utilizzati all'interno dei motori elettrici per variarne la velocità di rotazione e stabilizzarne il moto.

### 3.9 Verifica delle frequenze critiche torsionali tramite modello a parametri concentrati

Una volta dimensionato preliminarmente l'albero a camma e una volta definita l'intera catena cinematica della trasmissione è possibile calcolare analiticamente le frequenze critiche torsionali del sistema. Innanzitutto, si deve conoscere la frequenza di funzionamento massima della trasmissione: considerando che la camma presenta due lobi e che la velocità di rotazione massima del sistema è di 15.000rpm, la frequenza di funzionamento massima vale

$$f_f = 2 \frac{n}{60} = 500 \text{ Hz}$$

L'obiettivo dell'analisi sarà quindi di progettare la trasmissione in modo da ottenere una prima frequenza propria sufficientemente lontana dalla frequenza appena determinata. A tale scopo verranno accettati valori superiori del 20% a  $f_f$ , ovvero superiori a 600Hz.

In alberi a gomito o alberi rettilinei su cui sono calettati più dischi si sono notate sperimentalmente, per prolungato funzionamento a particolari velocità di rotazione, rotture a fatica senza osservare particolari elevate vibrazioni flessionali né sull'albero, né sul supporto. Tali rotture sono imputabili a vibrazioni torsionali a cui gli stessi alberi possono essere sottoposti. Possiamo ora definire come velocità critiche torsionali  $\omega_m$ , le velocità di rotazione in corrispondenza delle quali la pulsazione  $\Omega$  (o un suo multiplo) coincide con una delle pulsazioni proprie torsionali dell'albero  $\omega_i$ .

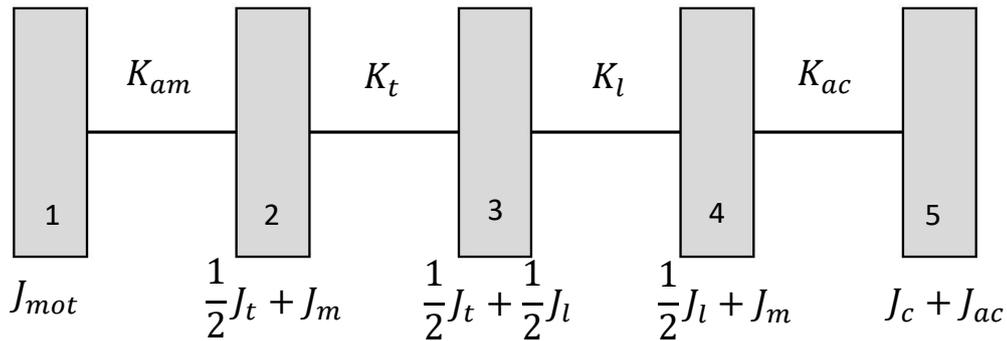
Al fine di rendere più facile lo studio di questi sistemi gli stessi vengono tradizionalmente schematizzati con modelli più semplici dinamicamente equivalenti, che consistono in un rotore rettilineo privo di massa che supporta un certo numero di dischi sottili che riproducono le inerzie dei diversi elementi collegati all'albero. Tali dischi sono considerati come corpi rigidi dotati di momenti di inerzia equivalenti collegati tra di loro da elementi elastici torsionali equivalenti.

I dischi sono, di solito, posizionati in corrispondenza del centro di ciascun componente. Schemi più raffinati permettono di riprodurre analiticamente anche la reale distribuzione di massa e di rigidità. La schematizzazione deve comprendere ovviamente tutta la linea d'assi comprensiva di motore, trasmissione e utilizzatore.

Con tale approccio, l'analisi delle velocità critiche torsionali deve essere quindi preceduta da calcoli preliminari basate sull'analisi statica del sistema completo per definire le rigidità equivalenti dei singoli tratti di rotore e sull'analisi dinamica al fine di determinare i momenti di inerzia equivalenti delle singole parti rotanti.

Definito dunque lo schema dinamicamente equivalente è possibile successivamente valutare sia le frequenze proprie e i relativi modi di vibrare del sistema libero sia la risposta del sistema forzato dalle coppie agenti sullo stesso motori e resistenti.

Lo schema dinamicamente equivalente della trasmissione si presenta come segue:



Dove il valore dei cinque volani è calcolato con le seguenti formule:

$$J_1 = J_{motore} = 0,01387 \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = \frac{1}{2}J_{torsiometro} + J_{giunto} = 0,00278 \text{ kgm}^2$$

$$J_3 = \frac{1}{2}J_{torsiometro} + \frac{1}{2}J_{lamellare} = 0,00218 \text{ kgm}^2$$

$$J_4 = \frac{1}{2}J_{lamellare} + J_{giunto} = 0,00246 \text{ kgm}^2$$

$$J_5 = J_{camma} + J_{albero\ camma} = 0,00026 \text{ kgm}^2$$

Mentre le rigidezze torsionali valgono:

$$K_{albero\ motore} = 130.137 \frac{Nm}{rad}$$

$$K_{torsiometro} = 230.000 \frac{Nm}{rad}$$

$$K_{giunto\ lamellare} = 72.500 \frac{Nm}{rad}$$

$$K_{albero\ camma} = 52.381 \frac{Nm}{rad}$$

L'equazione di moto del sistema è del tipo

$$[M]\ddot{x} + [K]x = 0$$

Ipotizzando una soluzione di primo tentativo  $x = Xe^{i\omega t}$  e sostituendola nell'equazione si ottiene

$$-[M]\omega^2 Xe^{i\omega t} + [K]Xe^{i\omega t} = 0$$

Dunque, per risolvere questo tipo di sistemi è opportuno utilizzare un modello a parametri concentrati; tale approccio trasforma il sistema di studio in un sistema dinamico equivalente ad  $n$  gradi di libertà.

A questo punto si devono trovare le due matrici dell'equazione: la matrice della massa generalizzata  $[M]$  e la matrice della rigidezza generalizzata  $[K]$ .

- Massa generalizzata)

$$[M] = [\lambda_m]^T [M_F] [\lambda_m]$$

$$[M_F] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 \end{bmatrix} \quad [\lambda_m] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- Rigidezza generalizzata)

$$[K] = [\lambda_k]^T [K_F] [\lambda_k]$$

$$[K_F] = \begin{bmatrix} K_{am} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{ac} \end{bmatrix} \quad [\lambda_k] = \begin{bmatrix} -1 & +1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & +1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & +1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & +1 \end{bmatrix}$$

Ora si può risolvere l'equazione di moto, così da ricavare le frequenze proprie, sempre nel medesimo modo quindi si ipotizza una soluzione esponenziale per l'equazione di moto omogenea, che si deriva e si sostituisce all'interno dell'equazione del moto; trascurando poi la soluzione banale ottengo

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{i\omega t}$$

$$\dot{\vartheta} = \vartheta_0 i\omega e^{i\omega t}$$

$$\ddot{\vartheta} = -\vartheta_0 \omega^2 e^{i\omega t}$$

Sostituisco questi valori nell'equazione del moto e la risolvo

$$-[M]\vartheta_0 \omega^2 e^{i\omega t} + [K]\vartheta_0 e^{i\omega t} = 0$$

Semplifico la soluzione ed ottengo

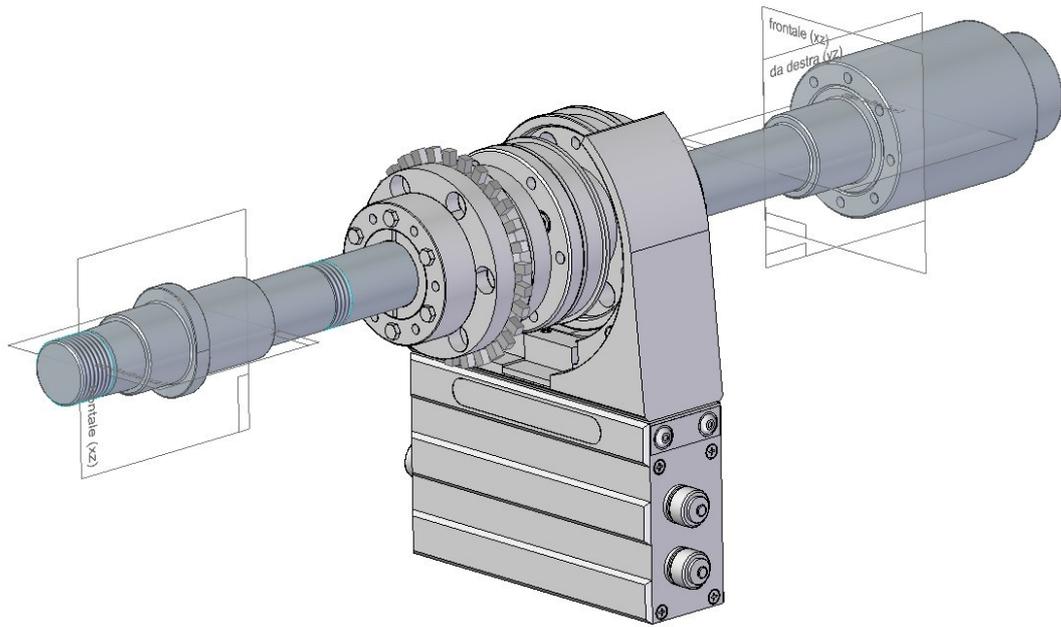
$$\det(-[M]\omega^2 + [K]) = 0$$

Risolvendo l'equazione del determinante ottengo le pulsazioni naturali del sistema che posso trasformare in frequenze ottenendo

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = 620 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = 1208 \text{ Hz}$$

I valori sopra riportati rappresentano le prime due frequenze proprie della trasmissione e si può notare come entrambe siano superiori al limite minimo di 600Hz che era stato posto inizialmente. Per questo motivo è possibile affermare che la trasmissione ha una rigidezza torsionale complessiva accettabile per la presente applicazione.



**Figura 3.9** Vista d'assieme della trasmissione (Modello CAD)

# Capitolo 4

## Progettazione gruppo cuscinetti e Cam Box

### 4.1 Progettazione del gruppo cuscinetti, Bearinx

#### 4.1.1 Premessa alla scelta dei cuscinetti

Il cuscinetto è un meccanismo utilizzato per ridurre l'attrito tra due componenti in movimento rotatorio o lineare tra loro. Questo elemento, importantissimo nelle applicazioni meccaniche, è costituito da due anelli di diverso diametro, uno esterno e uno interno, entro i quali sono posizionati gli elementi principali ai quali è affidata la funzione di: supportare l'elemento rotante, diminuire l'attrito di rotazione e preservare la sede di rotazione.

I cuscinetti utilizzati per questa applicazione sono dei cuscinetti volventi in cui il movimento è facilitato dall'interposizione tra parte fissa e mobile di elementi volventi (sfere o rulli). I cuscinetti a seconda della loro versione e tipologia hanno un'applicazione specifica e problematiche differenti; l'utilizzo di un cuscinetto a discapito di un altro richiede un'attenta analisi delle caratteristiche costruttive e prestazionali del cuscinetto, cioè un'analisi del tipo di prestazioni che devono essere rispettate e un'analisi dell'ambiente in cui vengono allocati.

Date le elevate velocità di rotazione richieste dal sistema la giusta categoria di cuscinetti per questo tipo di applicazioni è quella dei cuscinetti "Super-precision". Riguardo al fornitore ci si è subito rivolti a uno dei più grandi produttori al mondo: l'azienda tedesca Schaeffler, che ha anche fornito il software "Bearinx" utilizzato per la progettazione del gruppo.

Gli unici parametri iniziali presi in considerazione sono il diametro dell'albero, ovvero 35mm, e la massima velocità di rotazione del sistema, 15000 rpm. Partendo da questi dati si può proseguire con la scelta al catalogo in base alle caratteristiche volute.

Dopo aver scelto il cuscinetto più idoneo, è necessario prendere in esame anche diversi altri fattori:

- forma ed esecuzione più opportune degli altri componenti del sistema

- gli accoppiamenti appropriati e il gioco interno dei cuscinetti o il loro precarico
- dispositivi di bloccaggio
- le protezioni più idonee
- metodi di montaggio e smontaggio

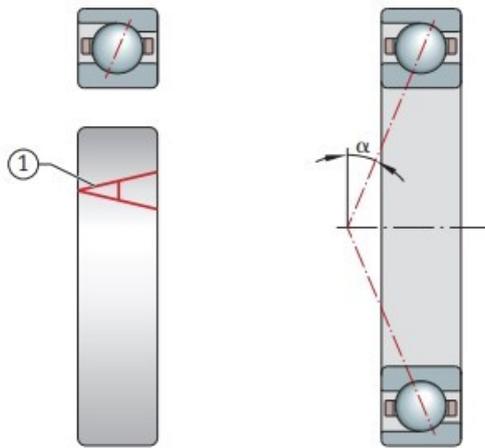
#### **4.1.2 Scelta dei cuscinetti**

Alla scelta dei cuscinetti contribuiscono numerosi fattori, questi sono i più importanti da valutare:

- precisione
- rigidità
- spazio disponibile
- velocità
- carichi
- spostamento assiale
- sistemi di tenuta

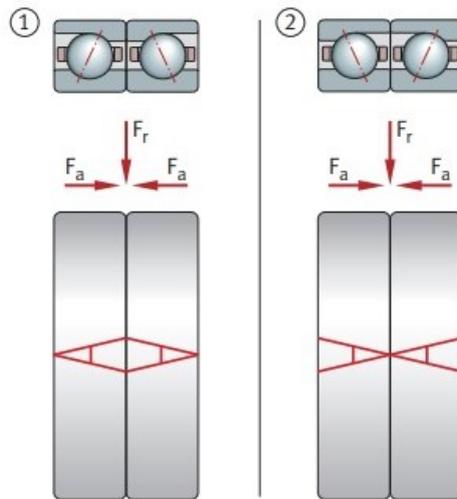
Il gruppo cuscinetti ideato per questa applicazione è formato da una coppia di cuscinetti obliqui a sfere, in grado di sopportare carichi sia radiali che assiali, e da un cuscinetto a doppia corona di rulli, in grado di sopportare solo carichi radiali ma molto più rigido degli altri due.

Un aspetto importantissimo nella scelta dei cuscinetti obliqui è l'angolo di contatto tra le sfere e le ralle sul piano radiale, ovvero l'angolazione della direzione del carico che viene trasmesso da una ralla all'altra del cuscinetto. L'azienda fornitrice all'interno del suo catalogo offre tre diverse tipologie di cuscinetti con angoli diversi in base all'applicazione per cui vengono progettati (15°, 17° e 25°): un angolo di contatto maggiore consente un grado di rigidità più elevato e una maggiore capacità di carico assiale; tuttavia, vengono ridotte la capacità di sopportare le velocità, la rigidità radiale e la capacità di carico radiale. In questi cuscinetti, i carichi radiali inducono forze assiali che devono essere bilanciate da forze contrarie, perciò vengono sempre registrati contro un secondo cuscinetto oppure vengono utilizzati in gruppi.



**Figura 4.1** Angolo di contatto dei cuscinetti obliqui [11]

Questo tipo di cuscinetti viene sempre montato in coppia con un compagno identico in due tipologie di arrangiamenti, ad “O” o ad “X”, così da poter sopportare i carichi assiali in entrambe le direzioni, come anche i momenti.



**Figura 4.2** Disposizione cuscinetti: 1) disposizione ad “O”, 2) disposizione ad “X” [11]

L’azienda “Schaeffler” costruisce i cuscinetti obliqui a sfere con tre design principali (B, M ed H) che si differenziano per la grandezza delle sfere, gli angoli di contatto disponibili, capacità di carico, rigidità e per le velocità massime di applicazione. Inoltre, ogni cuscinetto è disponibile sia con sfere in acciaio che in ceramica, per applicazioni ancora più estreme.

La scelta finale, per quanto riguarda la coppia di cuscinetti obliqui a sfere, è ricaduta sul B7207-C-T-P4S, con disposizione ad "O". Questo prodotto è caratterizzato da delle sfere di grandi dimensioni in acciaio, angolo di contatto di 15°, spiccate capacità di carico e rigidità e velocità massima di 34.000rpm, se lubrificato con olio. Sono ottimi per questa applicazione perché, entrando in gioco forze assiali ridotte, un angolo di inclinazione di 15° permette un assorbimento ancora maggiore dei carichi radiali.

Per il cuscinetto a rulli invece è stato scelto un NN3007-D-K-TVP-SP-XL3 con doppia corona di rulli e superficie interna conica. La loro particolarità sta nel design "X-Life", sviluppato dalla Schaeffler, che permette una capacità di carico ancora più elevata insieme ad una riduzione dell'attrito e un aumento della velocità massima del 35%, tutto ciò implica una durata del cuscinetto ancora maggiore. In particolare, il cuscinetto scelto ha una velocità limite di 20.900rpm, se lubrificato con olio, che lo rende adatto per il progetto della drive-line.



*Figura 4.3* Cuscinetti Schaeffler: a sinistra il B7207, a destra l'NN3007 [11]

### **4.1.3 Calcolo della resistenza a fatica dell'albero a camma**

Dopo aver scelto i cuscinetti che supporteranno l'albero, e quindi a conoscenza di tutti i carichi e i vincoli a cui è sottoposto l'albero, è possibile verificare la resistenza a fatica del componente.

Per effettuare questa verifica è fondamentale innanzitutto conoscere quali sono i carichi da prendere in considerazione; per questa applicazione si è deciso di considerare sia il momento flettente che il momento torcente, ovvero un carico combinato.

Il momento torcente è equivalente al momento ciclico sviluppato dalla forza di contatto tra rotella e camma calcolato al Paragrafo 2.4, mentre per ottenere il momento flettente si deve risolvere l'equazione di equilibrio al momento.

Sull'albero a camma sono applicate, oltre alla forza di contatto sulla camma, anche le forze peso e di sbilanciamento di giunto e ruota fonica, mentre le reazioni vincolari sono collocate sull'alloggiamento dei cuscinetti. Per questa analisi non sono state considerate le forze assiali in quanto la forza di contatto alla camma è puramente radiale; inoltre, le uniche forze assiali che si creano durante la rotazione, a causa della deformazione del giunto lamellare, sono trascurabili.

Per calcolare gli sbilanciamenti dei corpi rotanti della trasmissione mi sono basato sui dati presenti nei cataloghi dei vari fornitori. Conoscendo la classe di bilanciamento dei componenti e la velocità di rotazione massima si può ottenere lo sbilanciamento specifico mediante la norma ISO 1940-1:

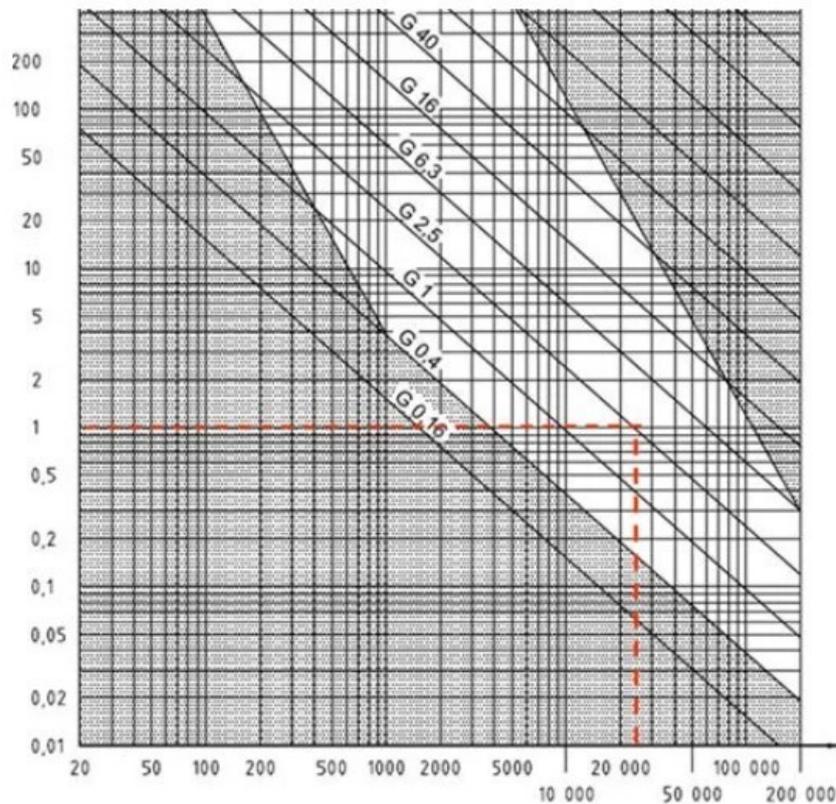


Figura 4.4 ISO 1940-1, sbilanciamento specifico

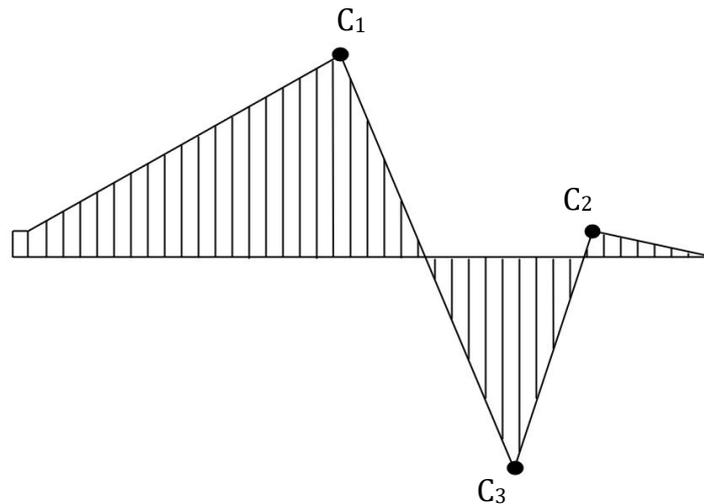
La forza di sbilanciamento non è nient'altro che una forza centrifuga che, ovviamente, aumenta con la velocità di rotazione

$$F = Un^2$$

Dove  $F$  è la forza di sbilanciamento,  $n$  è il numero di giri in rpm e  $U$  rappresenta lo sbilanciamento specifico. Una volta a conoscenza dello sbilanciamento, conoscendo la massa del corpo rotante, è possibile infine calcolare l'eccentricità come

$$e = \frac{U}{m}$$

A questo punto, una volta risolte le equazioni di equilibrio, il grafico del momento flettente è il seguente:



**Figura 4.5** Grafico del momento flettente sull'albero a camma

Dai calcoli è emerso che la sezione più a rischio di rottura è la  $C_1$  (spallamento cuscinetti obliqui), in quanto è quella con diametro minore e momento applicato maggiore pari a 130,86Nm. Il carico flettente risulta essere un carico alternato in quanto, pur considerando delle forze costanti, la rotazione dell'albero crea delle tensioni opposte nell'angolo giro prima di trazione e poi di compressione; da tale osservazione se ne deduce che la tensione data dalla flessione sarà una tensione alterna, mentre la tensione media sarà nulla.

Per la torsione invece, essendo il carico ciclico, avente l'andamento raffigurato in Figura 2.8, sia la tensione alterna che quella media saranno diverse da 0.

Applicando i vari coefficienti di influenza alle tensioni normali e tangenziali ottengo

$$\sigma_{a,flessione} = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} = 66,90 \text{ MPa} \quad \tau_{a,torsione} = K_{fs} \frac{32T_a}{\pi d^3} = 3,19 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m,flessione} = 0 \text{ MPa} \quad \tau_{m,torsione} = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} = 2,25 \text{ MPa}$$

Dopo un'attenta analisi è stato scelto come acciaio per l'albero il 40NiCrMo4, rinvenuto a 540°C, con  $\sigma_r = 1170\text{MPa}$ ,  $\sigma_s = 1080\text{MPa}$  e  $\sigma_f = 585\text{MPa}$  che applicando i fattori di modifica diventa

$$\sigma_f = 332 \text{ MPa}$$

Dove:

- $\sigma_r$  è il limite di rottura del materiale
- $\sigma_s$  è il limite di snervamento del materiale
- $\sigma_f$  è il limite di vita infinita del materiale

Una volta trovate le tensioni a cui è sottoposto l'albero, grazie al criterio stabilito da Von Mises dell'energia di distorsione, è possibile calcolare le tensioni equivalenti risultanti.

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 3(\tau_a)^2} = 67,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 3(\tau_m)^2} = 3,89 \text{ MPa}$$

Per calcolare il valore della resistenza a fatica è stato utilizzato il criterio di danneggiamento di Goodman, rappresentato da una linea retta da  $[0, \sigma_f]$  a  $[\sigma_r, 0]$ . Nel diagramma seguente è rappresentato comparandolo con gli altri criteri di danneggiamento.

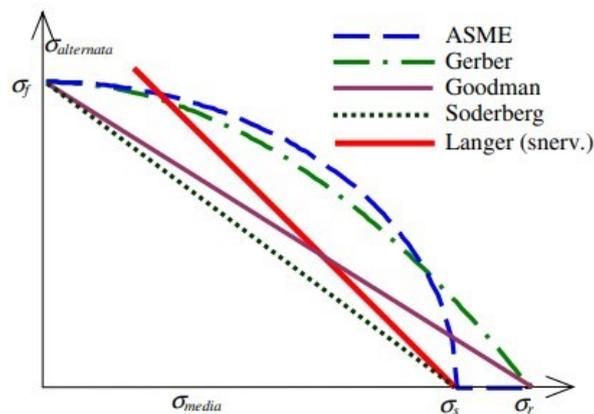


Figura 4.6 Criteri di danneggiamento nel piano  $\sigma_m$ - $\sigma_a$  [3]

Per ottenere la  $\sigma_f$  con il criterio di Goodman l'equazione risultante è la seguente:

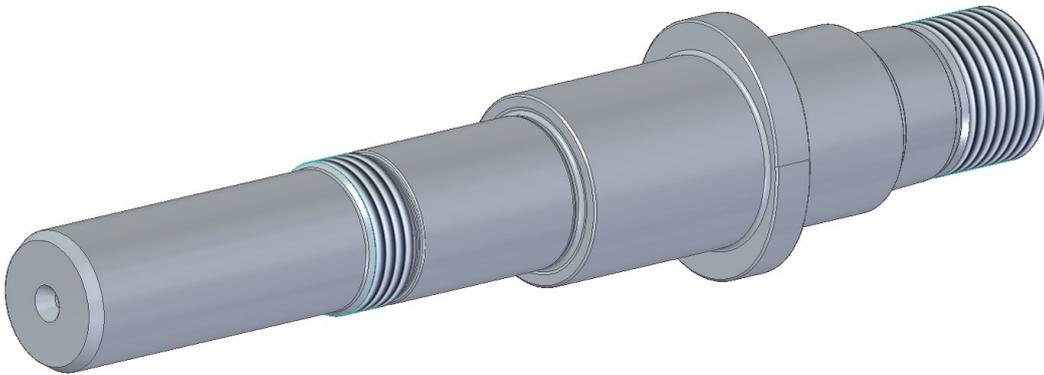
$$\sigma_f = \frac{K_f \sigma'_a}{\frac{b}{X} - b \left( \frac{\sigma'_m}{\sigma_r} \right)} = 272 \text{ MPa}$$

Dove:

- $K_f$  è il coefficiente di concentrazione delle tensioni a fatica per l'albero
- $b$  è il coefficiente correttivo della resistenza a fatica per effetto delle dimensioni e della finitura superficiale
- $X$  è il coefficiente di sicurezza

Il valore ottenuto di  $\sigma_f$  è minore della resistenza a vita infinita del materiale, l'albero quindi è idoneo per essere utilizzato in questo banco. Il valore della tensione è stato trovato ponendo un coefficiente di sicurezza  $X = 1,5$ .

Una volta verificata la resistenza dell'albero è stata progettata più nel dettaglio la sua geometria.

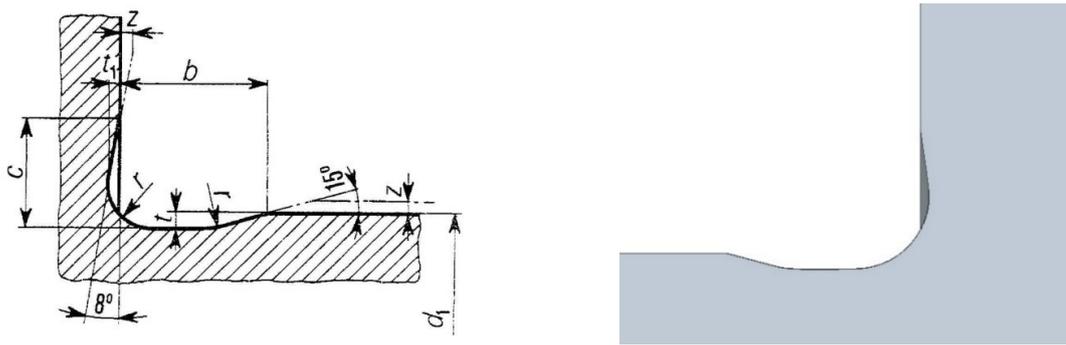


*Figura 4.7* Versione finale dell'albero a camma (Modello CAD)

Analizzando la figura si può notare che sono presenti due fori per il centraggio dell'albero, uno per lato, disegnati secondo norma UNI 3220. I due spallamenti, uno per ogni lato della camma, servono per l'alloggiamento dei cuscinetti, mentre le filettature per le ghiera di bloccaggio degli stessi. In aggiunta si può notare come all'estremità di sinistra, che andrà ad accoppiarsi con il giunto, è stato realizzato uno smusso con angolo di  $30^\circ$ , come indicato da catalogo "Angst+Pfister", per l'inserimento ottimale in fase di montaggio della tenuta radiale in gomma che sigillerà la Cam Box.

Infine, la superficie di accoppiamento del cuscinetto con l'albero, per essere correttamente lavorata a fresatura, è caratterizzata da una gola di scarico  $F1 \times 0,2$ , disegnata secondo norma UNI 4386.

In Figura 4.8 è rappresentato il tipo di scavo indicato dalla norma e il confronto con quello realizzato realmente sull'albero.



**Figura 4.8** Gola di scarico: a sinistra le dimensioni previste dalla norma [7],  
a destra la gola realizzata sull'albero (Modello CAD)

#### 4.1.4 Realizzazione del precarico

Il precarico è una forza che agisce tra gli elementi volventi e gli anelli dei cuscinetti, non è determinata da carichi esterni e si può considerare come gioco interno negativo; nella maggior parte delle applicazioni ad alta precisione, il precarico serve per aumentare la rigidità del sistema.

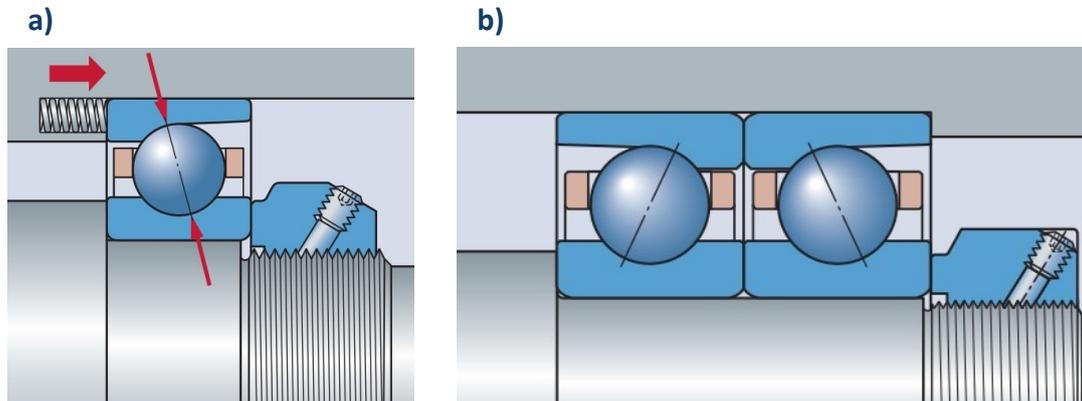
I singoli cuscinetti obliqui a sfere “Super-precision” non possono essere precaricati finché un secondo cuscinetto non realizza il vincolo nella direzione opposta, per questo vengono progettati sempre in coppia.

Esistono tre diverse classi di precarico per soddisfare i requisiti in termini di velocità di rotazione, rigidità e temperatura di esercizio. L'entità del precarico dipende dalla serie del cuscinetto, dall'angolo di contatto, dalla geometria interna e dalle dimensioni del cuscinetto e si applica ai gruppi di cuscinetti in disposizione a “O” oppure a “X”.

Dopo il montaggio, i cuscinetti appaiati possono presentare un precarico maggiore, rispetto a quello stabilito. L'aumento del precarico dipende soprattutto dalle tolleranze per le sedi sull'albero e nell'alloggiamento, ma anche dall'eventuale accoppiamento con interferenza delle sedi con gli anelli dei cuscinetti. L'aumento del precarico può inoltre essere causato da scostamenti dalla forma geometrica dei componenti correlati, quali cilindricità, perpendicolarità o concentricità delle sedi dei cuscinetti. Per questo le tolleranze in fase di progettazione dovranno essere molto strette.

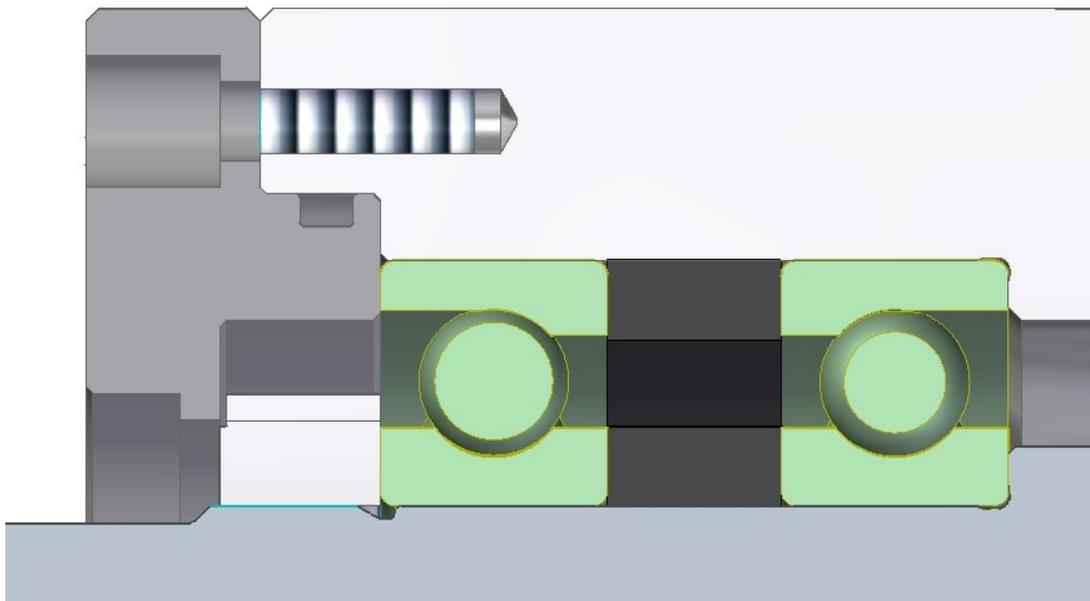
Il precarico dei cuscinetti può essere realizzato sia con forza costante, mediante l'uso di molle calibrate, posizionate tra un anello esterno del cuscinetto e lo spallamento dell'alloggiamento, sia con spostamento assiale, registrando reciprocamente gli anelli del cuscinetto in direzione assiale, questo metodo offre

vantaggi significativi in termini di rigidità del sistema. I gruppi di cuscinetti appaiati vengono prodotti in modo tale che, se montati idoneamente, consentono di ottenere lo spostamento assiale predeterminato e valori adeguati di precarico.



**Figura 4.9** Precarico cuscinetti: a) precarico costante a molla, b) precarico con spostamento assiale [10]

Il precarico scelto per questa applicazione è un precarico di classe media rigido, e perciò realizzato tramite spostamento assiale; in particolare dalla Figura 4.10 si può notare come il precarico sia stato fornito alle ralle dei cuscinetti e come questi siano stati bloccati.



**Figura 4.10** Applicazione precarico e bloccaggio dei cuscinetti (Modello CAD)

Dalla Figura 4.10 si può notare come il coperchio esterno della Cam Box sia stato opportunamente progettato per sviluppare il giusto precarico sulla ralla esterna del cuscinetto. Per quanto riguarda il fissaggio del coperchio è stato ideato un collegamento tramite 6 viti a testa cilindrica con esagono incassato M6x20 di classe 12.9 ed è stata appositamente calcolata la coppia di fissaggio di ogni organo di collegamento con il seguente procedimento:

- Calcolo della rigidità del pezzo da fissare (coperchio e cuscinetti)

$$k = \frac{EA}{l}$$

Dove  $E$  rappresenta il modulo di Young del materiale,  $A$  la superficie ed  $l$  la lunghezza del sistema da fissare considerando sia il coperchio che i cuscinetti;

- Calcolo della forza applicata dalle viti

$$F_i = \frac{1}{6}(k\Delta x) = 10,78 \text{ kN} < F_{max}$$

Il valore calcolato rappresenta la forza applicata dalla  $i$ -esima vite per fissare il coperchio correttamente alla Cam Box con uno scorrimento  $\Delta x$  di 0,02mm. La forza calcolata deve essere inferiore alla forza massima che la vite può fornire: dato indicato dalle tabelle e con un valore di 14,28kN;

- Calcolo della coppia applicata sulle viti

$$M_i = \zeta F_i d_v = 10 \text{ Nm}$$

Dove  $\zeta$  rappresenta il coefficiente d'attrito considerato tra vite e madrevite, per questa applicazione è stato considerato un valore medio di 0,15;  $d_v$  è il diametro della vite, in questo caso essendo un M6 ha un valore di 6mm.

#### 4.1.5 Risultati ottenuti dall'analisi Bearinx

L'analisi del gruppo cuscinetti all'interno del software "Bearinx" è un metodo veloce per progettare una delle parti più importanti della drive-line e si basa in principio su un "load case" specifico fornito inizialmente dall'utente. Nel caso in analisi questo è definito dalla velocità di rotazione e dalla temperatura di esercizio, entrambi presi al loro valore massimo, rispettivamente 15.000rpm e 80°C.

Dopo aver inserito all'interno del programma tutti i dati relativi alla geometria del gruppo cuscinetti e alla tipologia di cuscinetti scelti, è stato possibile ottenere i dati relativi alle rigidità e i carichi in gioco sui vari cuscinetti nonché anche la durata della vita degli stessi.

All'interno del software è stato possibile inserire i carichi che gravano sull'albero a camma, sia per quanto riguarda le forze applicate, ovvero quella al contatto con la camma e le forze di sbilanciamento dei componenti, ma anche per quanto riguarda le forze peso dei componenti stessi, ovvero il giunto e la ruota fonica. Ovviamente, considerando i carichi come costanti durante l'applicazione, è stato possibile agire solamente sulla geometria del gruppo cuscinetti e sulla tipologia di cuscinetti scelti. La progettazione dei cuscinetti è stata effettuata tenendo sotto controllo diversi parametri messi in luce dal programma:

- Relazione "Spin to Roll" dei cuscinetti obliqui a sfera

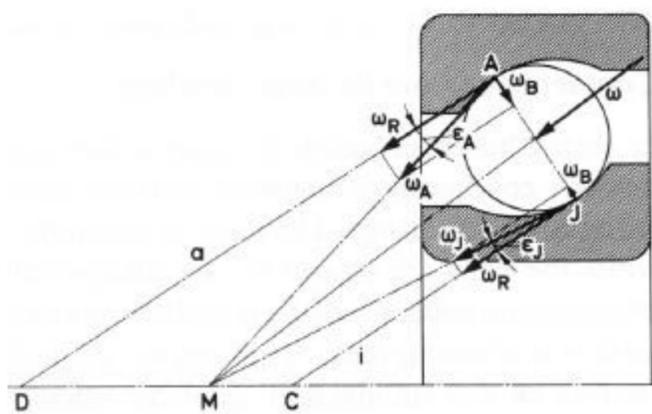


Figura 4.11 Relazione "Spin to Roll" nei cuscinetti obliqui a sfera [5]

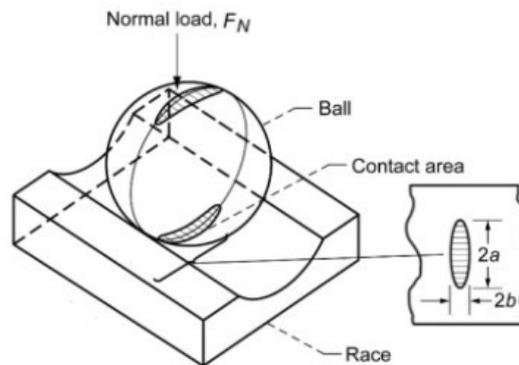
Nei cuscinetti obliqui a sfera, la sollecitazione combinata di carichi radiali e assiali crea dei microslittamenti nella zona di contatto tra la sfera e la guida. Nel particolare questo fenomeno è accentuato dall'angolo di contatto, questi microslittamenti si verificano per ogni angolo di contatto maggiore di  $0^\circ$ .

Su entrambi i punti di contatto delle sfere con gli anelli il vettore  $\omega_b$  rappresenta il moto di *spin* della sfera, ovvero la rotazione attorno all'asse determinato dai due punti di contatto, mentre il vettore  $\omega_r$  il moto di *roll*, ovvero di rotolamento della sfera sulla sua sede.

Per una performance accettabile del cuscinetto questo valore deve essere inferiore a 0,5.

- Spostamento assiale relativo al precarico che, essendo di valore medio, il programma ha calcolato essere pari a  $\pm 0,0195 \text{ mm}$ . Alla ralla del cuscinetto di sinistra corrisponde il valore negativo mentre a quella di destra il valore positivo.

- Pressione Hertziana sviluppata sui corpi volventi



**Figura 4.12** Pressione Hertziana che si sviluppa al contatto delle sfere [3]

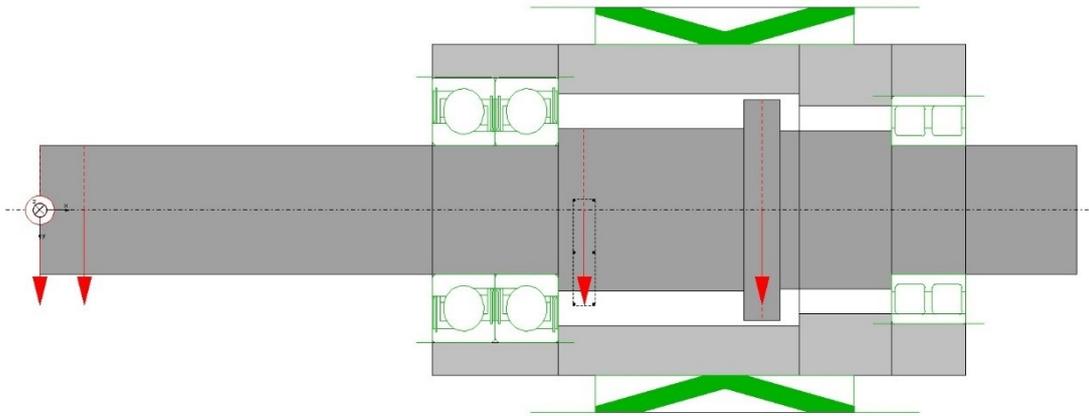
Quando viene applicato un carico sul cuscinetto si forma una piccola area di contatto tra le sfere e le guide creando elevate tensioni sulle loro superfici, queste tensioni vengono chiamate tensioni di Hertz. Idealmente il contatto tra una superficie sferica ed una piana avviene in un punto rendendo la pressione infinita, nella realtà questo valore non sarà mai infinito e si può calcolare conoscendo il valore dell'area di contatto e della forza agente sui due corpi.

La pressione hertziana ha un effetto molto significativo sulla capacità di carico e sulla durata della vita utile dei cuscinetti, le tensioni che si creano sulla superficie di contatto causano fatica sulle sfere, per questo il valore in questione è di estrema importanza durante la progettazione del gruppo cuscinetti.

L'azienda fornitrice "Schaeffler", all'interno del catalogo dei cuscinetti "Super-precision", indica un valore massimo per i cuscinetti scelti per la presente applicazione di 2000Mpa.

Durante il processo di ingegnerizzazione sono state proposte diverse ipotesi variando sia la geometria dei supporti che la tipologia dei cuscinetti. Alla conclusione di questo processo iterativo è stato riscontrato che l'utilizzo dei cuscinetti presentati al Paragrafo 4.1.2 ha comportato una evoluzione della geometria del gruppo cuscinetti. A tale scopo è stato inserito un distanziale tra i cuscinetti obliqui e lo spallamento di sinistra dell'albero è stato spostato di 20mm lontano dalla camma.

Di seguito in Figura 4.11 è stato inserito il gruppo cuscinetti schematizzato tramite Bearinx.



**Figura 4.13** Schema del gruppo cuscinetti (Bearinx)

I risultati finali riguardanti rigidezze e durate dei cuscinetti, ottenuti grazie al software di calcolo, sono stati riportati nelle seguenti tabelle.

Tipologia del cuscinetto	$C_r$ N/mm	$C_a$ N/mm	$C_k$ Nm/rad
B7207-C-T-P4S sx	163.279	32.790	12.832
B7207-C-T-P4S dx	174.795	39.141	13.891
NN3007-D-K-TVP-SP-XL	595.096	-	15.981

**Tabella 1** Rigidezza dei cuscinetti (Bearinx)

Dove:

- $C_r$ : rigidezza radiale
- $C_a$ : rigidezza assiale
- $C_k$ : rigidezza angolare

Tipologia del cuscinetto	$L_{hm}$ h	$L_{nm}$ $10^6$ cicli	$L_{h10}$ h	$L_{10}$ $10^6$ cicli
B7207-C-T-P4S sx	168.773	151.900	3375	3038
B7207-C-T-P4S dx	298.533	268.700	5971	5374
NN3007-D-K-TVP-SP-XL	70.292	63.270	4364	3928

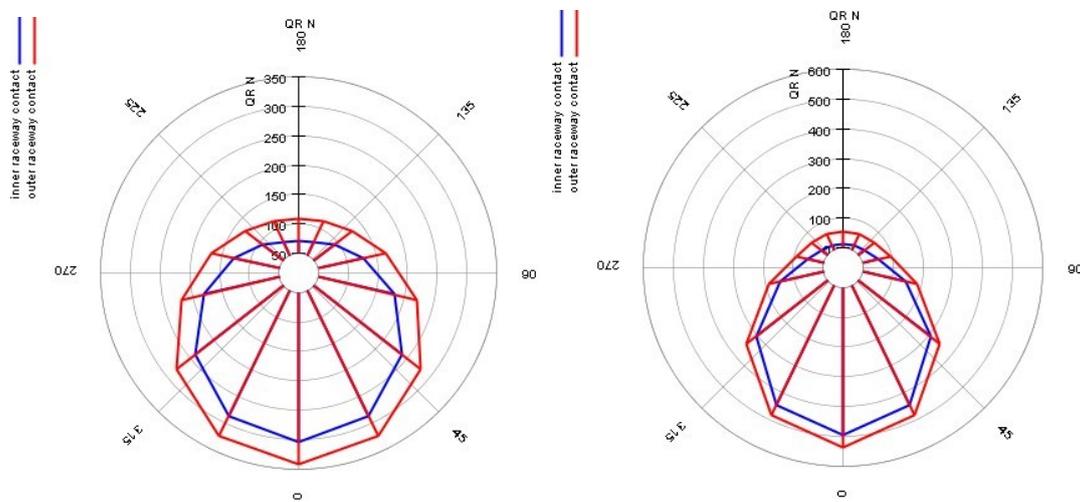
**Tabella 2** Durata della vita dei cuscinetti (Bearinx)

Dove:

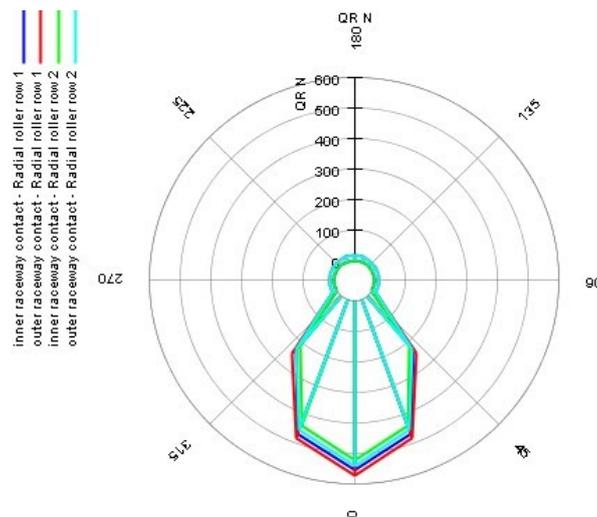
- $L_{hm}$ : durata dei cuscinetti in ore, caso con lubrificazione
- $L_{nm}$ : durata dei cuscinetti in milioni di cicli, caso con lubrificazione
- $L_{h10}$ : durata dei cuscinetti in ore, caso senza lubrificazione
- $L_{10}$ : durata dei cuscinetti in milioni di cicli, caso senza lubrificazione

Va specificato che in questa tabella i dati relativi alla seconda e alla terza colonna fanno riferimento alla lubrificazione del gruppo cuscinetti, argomento che verrà approfondito al Paragrafo 4.3.

Di seguito si inseriscono i grafici riguardanti i carichi che si sviluppano sui singoli cuscinetti.



**Figura 4.14** Forze di contatto delle sfere sulle guide nei cuscinetti obliqui: a sinistra il B7207-C-T-P4S sx, a destra il B7207-C-T-P4S dx (Bearinx)



**Figura 4.15** Forze di contatto dei rulli sulle guide nel NN3007-D-K-TVP-SP-XL (Bearinx)

### 4.1.6 Calcolo della prima velocità critica flessionale

Il software “Bearinx” è un programma che permette di analizzare, oltre che la corretta progettazione del gruppo cuscinetti, anche la deformazione e il comportamento vibrazionale degli alberi sui cui questi vengono applicati. Per questo motivo, è stato utilizzato questo programma per calcolare le velocità critiche flessionali dell’albero a camma in due casi: un primo caso scarico e un secondo caso caricato; quest’analisi è risultata molto utile per capire come il comportamento vibrazionale dell’albero si modifichi al variare dei carichi che vengono applicati su di esso.

Per definizione, la velocità critica flessionale di un rotore è la velocità angolare alla quale si verifica la sua massima deformazione flessionale. Essendo il rotore sbilanciato staticamente per la sua geometria, durante la rotazione su di esso agirà una forza centrifuga che porterà alla deformazione del componente. All’aumentare della velocità angolare  $\omega$  la deformazione aumenterà in modo quadratico fino a raggiungere il valore  $\omega^*$ , dopodiché si può notare come la deformazione inizi a decrescere all’aumentare della velocità.

In corrispondenza della velocità di rotazione  $\omega^*$  ci si aspetta quindi la deformazione flessionale massima del rotore, questa velocità viene perciò denominata velocità critica flessionale.

Si può affermare, con una buona stima, che la velocità critica flessionale coincide con la velocità di pulsazione del rotore

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Questo è un risultato importantissimo perché, essendo  $\omega_n$  dipendente solo dalla rigidità del materiale e dalla sua massa, possiamo già in fase di progetto prevenire la deformazione massima del rotore, definendone così le velocità di funzionamento sicure e le percentuali di rischio di rottura.

Detto ciò, l’analisi sviluppata in questo paragrafo ha il compito di mettere in luce come il comportamento vibrazionale dell’albero a camma possa variare quando viene caricato rispetto al caso in assenza di carichi. In seguito nel prossimo capitolo verrà poi effettuato un test agli elementi finiti in cui si metterà in evidenza come il collegamento dell’albero al resto della trasmissione vada ulteriormente a correggere la velocità critica flessionale del componente.

Per quest'analisi si è scelto nuovamente come software di calcolo Bearinx. Inizialmente è stata effettuata una prova di comparazione tra questo programma e il software di calcolo FEM "Ansys", leader del settore, per valutare l'attendibilità dei risultati ottenuti.

A differenza dell'analisi del gruppo cuscinetti, in questo caso è stato selezionato un calcolo dinamico del sistema, questo ha permesso di capire come l'insieme composto da albero, cuscinetti e carcassa esterna si comporti al variare della velocità di rotazione.

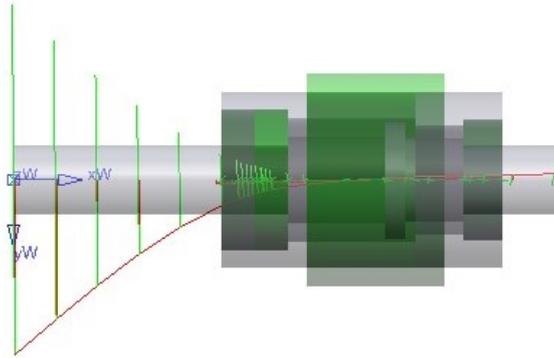
Inizialmente è stato effettuato un test con albero scarico, semplicemente appoggiato sui cuscinetti. Questo ha dato come risultati valori molto elevati della velocità critica flessionale, superiori a 50.000rpm o 830Hz, nettamente al di sopra della velocità di rotazione massima di funzionamento.

A seguire è stato effettuato il test con albero carico applicando sia la forza sviluppata al contatto della camma con la rotella sia le forze peso dei componenti a sbalzo collegati all'albero stesso. Dall'analisi è emersa una velocità critica flessionale molto inferiore rispetto a quella precedentemente calcolata, pari a 11.400rpm o 190Hz, perciò all'interno del range di funzionamento.

Grazie al presente risultato si può affermare che i carichi applicati all'albero incidono notevolmente sulla sua velocità critica flessionale. Nel particolare, in questa applicazione, il carico che causa quest'abbassamento non è la forza di contatto, bensì le masse a sbalzo; la forza di contatto invece, tende ad aumentare la velocità critica.

Secondo la teoria sviluppata dal matematico inglese Dunkerley, l'aggiunta di masse volaniche ad un rotore ne diminuisce notevolmente la velocità critica flessionale, in quanto aumentano le forze centrifughe che spingono la massa del rotore verso l'esterno. Analiticamente è stato verificato, seguendo tale metodo, come le masse a sbalzo in questa applicazione influiscano sulla velocità critica ottenendo un risultato finale analogo a quello del software.

La deformazione dovuta alle forze peso a sbalzo inflette l'albero verso l'alto nella zona compresa tra i due cuscinetti, in quella stessa zona però agisce anche la forza della camma che tende a correggere questa deformazione e riavvicinare l'asse alla sua posizione originale (si può osservare questo fenomeno in Figura 4.16); questo fa sì che la deformazione venga attenuata e che quindi la velocità critica flessionale dell'albero aumenti.



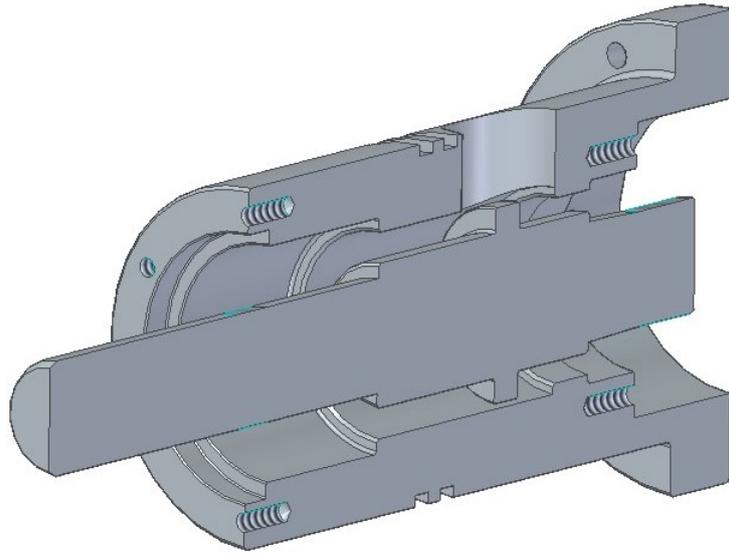
*Figura 4.16 Flessione critica dell'albero a camma caricato, 11.400rpm (Bearinx)*

Va specificato che, successivamente a questa analisi, verrà effettuata una prova agli elementi finiti (approfondita nel prossimo capitolo) per ottenere la velocità critica flessionale dell'intera trasmissione. È stato infatti verificato che, collegando l'albero a camma al resto dei componenti, la velocità critica tende ad aumentare raggiungendo valori non all'interno del range di applicazione e quindi accettabili.

## **4.2 Cam Box: design e schema di montaggio**

Nella drive-line progettata la Cam Box è sicuramente uno degli elementi più importanti, i supporti del gruppo cuscinetti rappresentano un elemento fondamentale per tutta la trasmissione meccanica e perciò vanno realizzati con estrema precisione. Lo schema principale seguito è stato quello di inserire i cuscinetti all'interno di una boccia che a sua volta è stata inserita all'interno della carcassa esterna della Cam Box per poi chiudere il tutto attraverso due coperchi da entrambi i lati. Tutti i componenti sono stati progettati, attraverso il software "Solid Edge", partendo da un pezzo cilindrico e poi lavorati tramite tornitura e fresatura, così da avere una geometria finale estremamente assialsimmetrica.

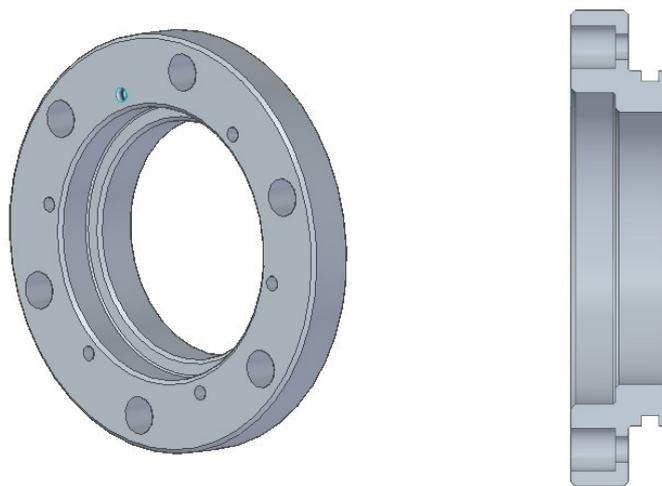
Il componente principale della Cam Box è la boccia che viene inserita all'interno della carcassa. È stata realizzata con due spallamenti al suo interno per l'alloggiamento dei cuscinetti, uno spallamento più esterno per l'inserimento del coperchio e con un foro trasversale per l'inserimento della pompa. Ai lati sono presenti dei fori filettati per il collegamento dei due coperchi, entrambi effettuati con 6 viti M6, mentre per quanto riguarda le sedi O-Ring che si possono notare nella Figura 4.16, queste fanno parte del sistema di lubrificazione approfondito nel prossimo paragrafo.



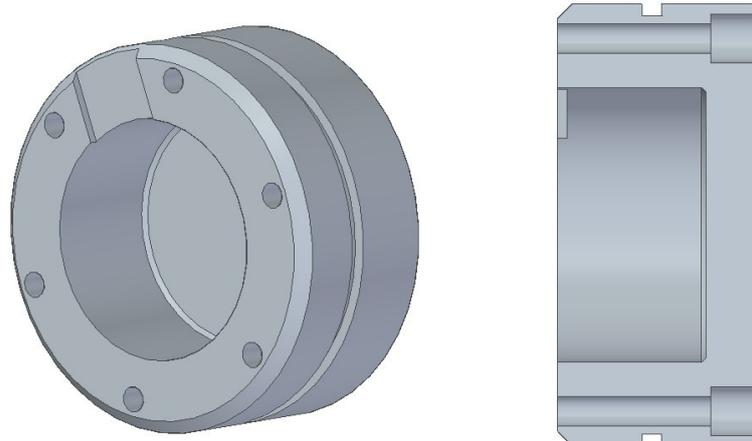
**Figura 4.17** Vista sezionata della boccola con all'interno l'albero a camma (Modello CAD)

Per il collegamento della boccola sulla carcassa esterna della Cam Box è stato sviluppato un accoppiamento a flangia con 8 viti M8x35.

Dopo aver inserito i cuscinetti nelle apposite sedi questi vengono bloccati tramite l'utilizzo di due ghiera filettate: una SKF KMT-7 per il cuscinetto a rulli ed una IBC MMR per i cuscinetti obliqui, entrambe hanno una filettatura M35x1,5. La boccola così può essere inserita all'interno della carcassa e fissata, poi vengono posizionati i coperchi: il coperchio di destra è chiuso e non permette la fuoriuscita del lubrificante verso l'esterno mentre essendo il secondo aperto, è necessario l'utilizzo di una tenuta radiale, per questo il coperchio di sinistra presenta uno spallamento per il suo alloggiamento.



**Figura 4.18** Coperchio di sinistra: vista in prospettiva e sezione (Modello CAD)



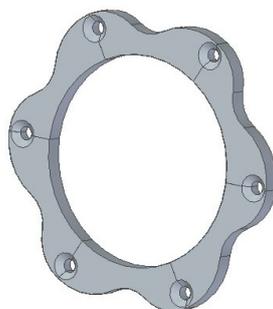
**Figura 4.19** Coperchio di destra: vista in prospettiva e sezione (Modello CAD)

Per la tenuta radiale in questa applicazione è stato scelto come fornitore l'azienda tedesca "Angst+Pfister", leader del settore, che spesso ha collaborato con "Loccioni". La scelta è ricaduta su una tenuta di tipo AS, caratterizzata da un labbro di tenuta tagliato e gabbia metallica rivestita sul diametro esterno con un ottimo effetto sigillante. Inoltre, questa tipologia specifica presenta un labbro di protezione aggiuntivo antipolvere.



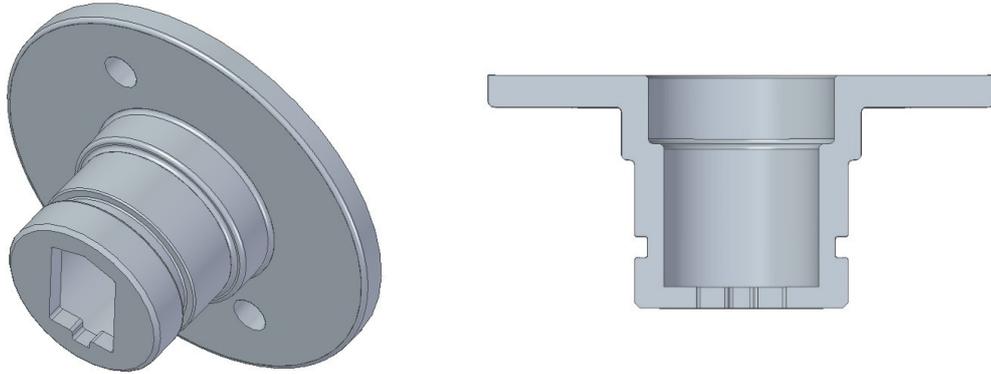
**Figura 4.20** Sezione del profilo della tenuta radiale AS [12]

Per bloccare la tenuta all'interno della sua sede è stato progettato un anello di chiusura che va collegato tramite 6 viti M4x14 al coperchio di sinistra.



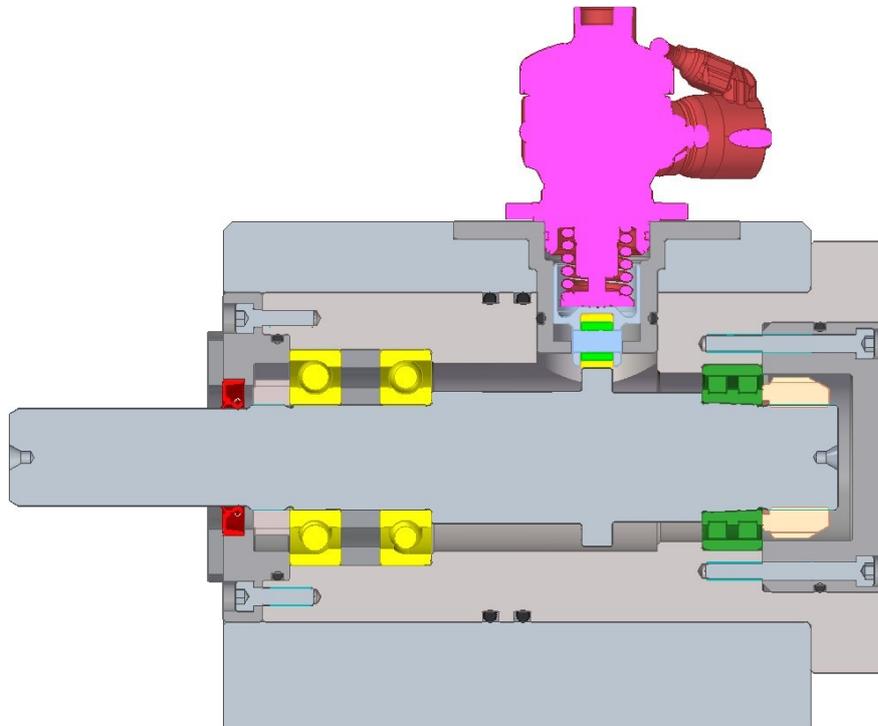
**Figura 4.21** Anello di chiusura per la tenuta radiale (Modello CAD)

Per ultimare l'assemblaggio della Cam Box si inserisce la pompa all'interno della sua sede fissandola tramite 2 viti M5 alla carcassa esterna. Per permettere lo scorrimento degli organi interni della pompa è stato realizzato un cilindro di scorrimento esterno al corpo della pompa, opportunamente sagomato per fare da guida al corpo traslante.



**Figura 4.22** Cilindro di scorrimento: vista in prospettiva e sezione (Modello CAD)

Di seguito, in Figura 4.23, è stata inserita la sezione della Cam Box a montaggio ultimato.



**Figura 4.23** Sezione della Cam Box ultimata (Modello CAD)

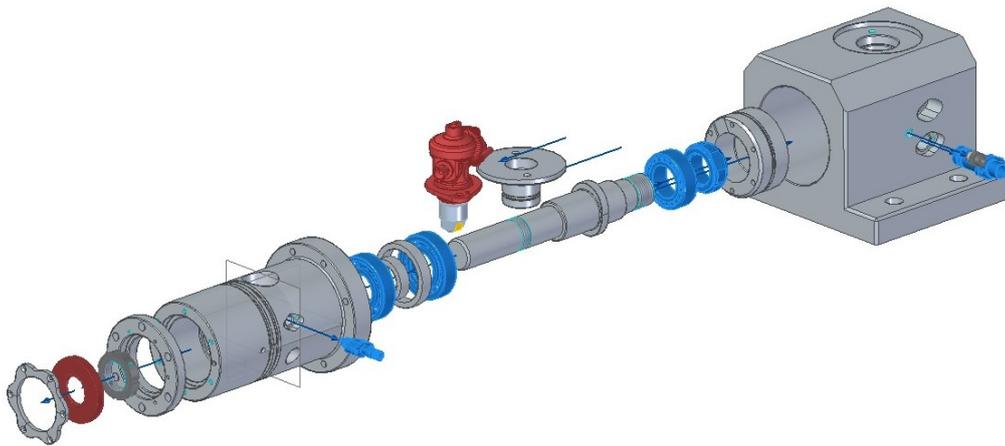


Figura 4.24 Vista esplosa della Cam Box ultimata (Modello CAD)

### 4.3 Lubrificazione

La lubrificazione e la manutenzione sono importanti per ottenere un funzionamento affidabile, una durata operativa adeguata, un funzionamento senza usura e un basso livello di vibrazioni nei cuscinetti “Super-precision”. La condizione del film lubrificante è determinata dal rapporto di viscosità  $k$ , che è definito come il quoziente tra la viscosità operativa  $\nu$  e la viscosità di riferimento  $\nu_1$ .

La viscosità di esercizio è la viscosità effettiva del lubrificante durante il funzionamento. È una funzione della temperatura di esercizio e della viscosità di base del lubrificante e può essere determinata dal diagramma V/T.

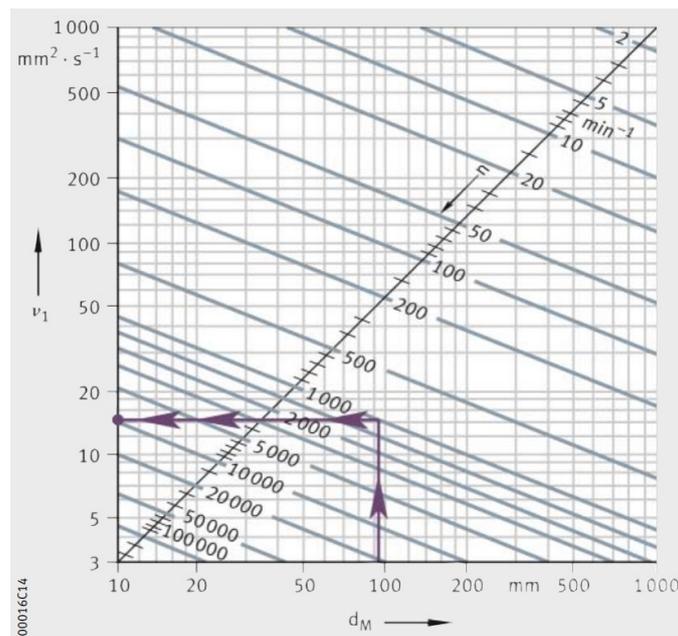
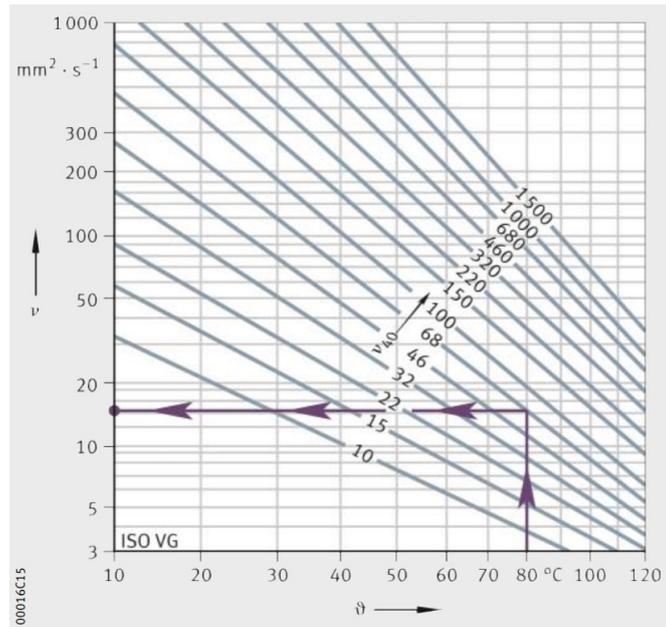


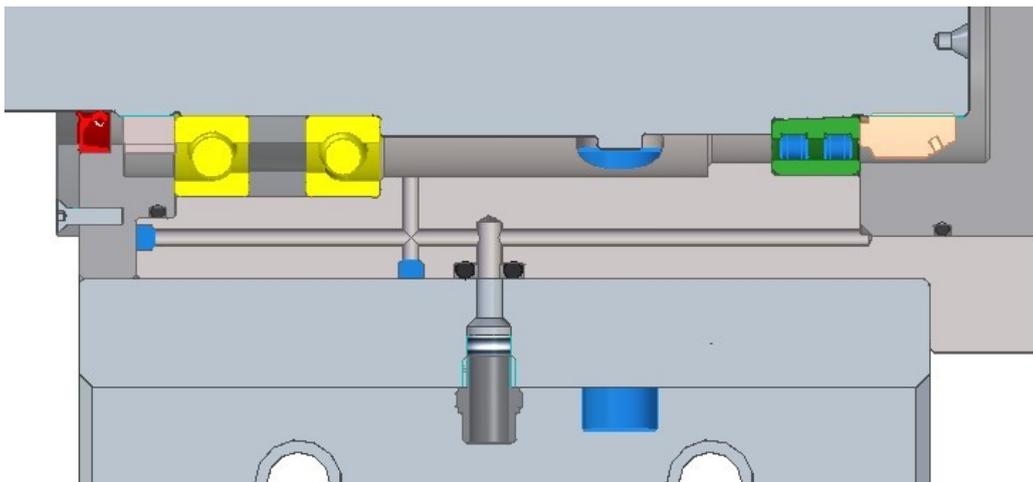
Figura 4.25 Diagramma della viscosità di riferimento [11]



**Figura 4.26** Diagramma della viscosità di esercizio [11]

Inserendo le specifiche progettuali all'interno dei diagrammi è stato possibile calcolare la viscosità corretta dell'olio per la lubrificazione. Il lubrificante ottimale per la Cam Box è risultato essere l'ISO VG 22.

Una volta scelto il corretto lubrificante è stato progettato il sistema di lubrificazione: nel particolare sono stati progettati i fori per portare l'olio ai cuscinetti, il foro per il getto lubrificante della camma ed il foro di scarico.

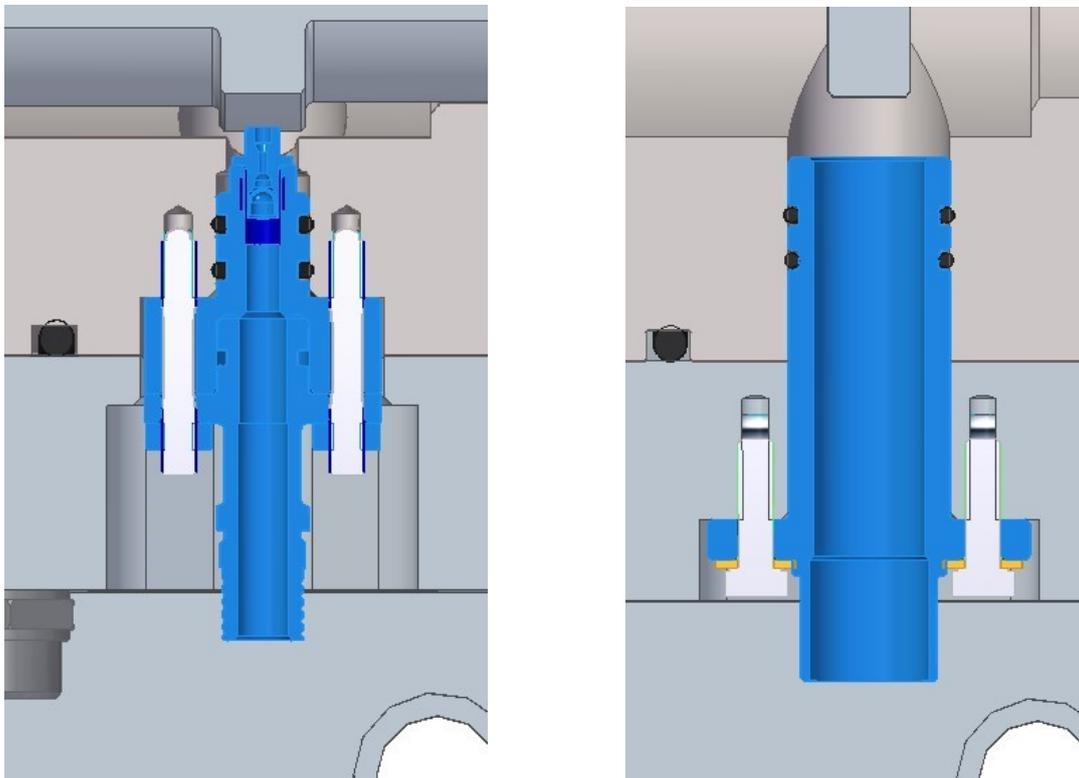


**Figura 4.27** Sezione dell'impianto di lubrificazione dei cuscinetti (Modello CAD)

Dalla Figura 4.27 si può osservare come il sistema sia formato da tre fori: il primo trasversale all'asse della boccia per l'apporto dell'olio ai cuscinetti obliqui, il secondo, anch'esso trasversale, per il collegamento all'impianto esterno e l'ultimo in parallelo per distribuire il lubrificante all'interno della boccia.

Nella zona dei cuscinetti a rulli, a differenza dei cuscinetti obliqui, non è presente un foro diretto per la lubrificazione. Il cuscinetto viene lubrificato facendo entrare l'olio all'interno dello smusso del coperchio di destra; a questo punto l'olio, presente lungo tutta la circonferenza, viene fatto arrivare al cuscinetto a rulli tramite un intaglio sul coperchio che si può osservare in Figura 4.19.

Per evitare la fuoriuscita dell'olio al contatto tra boccia e carcassa esterna sono stati posizionati due tappi per chiudere i fori e due O-Ring, disposti parallelamente all'asse della boccia, approfonditi in seguito.



**Figura 4.28** Sezione dei collegamenti all'impianto di lubrificazione: a sinistra il collegamento dedicato alla camma, a destra il collegamento per lo scarico del lubrificante (Modello CAD)

Essendo la camma il componente più sollecitato della drive-line e costantemente in contatto con la rotella, il sistema di lubrificazione della Cam Box è dotato di un getto dedicato per la camma. Per realizzarlo è stato ideato un foro trasversale passante attraverso la boccia e la carcassa con un piano d'appoggio contenente due fori filettati per inserire viti prigioniere con filettatura M4.

Allo stesso modo è stato ideato un foro trasversale, situato nella parte inferiore della Cam Box e passante attraverso la boccola e la carcassa, per lo scarico del lubrificante caratterizzato anche questo da due fori filettati per inserire viti M5.

Infine, per sigillare le sezioni di contatto, tra i componenti sono stati inseriti degli O-Ring selezionati anche in questo caso dal catalogo "Angst+Pfister". Gli O-ring sono degli anelli costituiti da un materiale gommoso (viton), più nello specifico un fluoroelastomero, che vengono comunemente usati come guarnizione meccanica o sigillo. Gli O-ring sono progettati per essere inseriti in appositi alloggiamenti ed essere compressi durante l'assemblaggio di due o più parti, creando così una guarnizione di tenuta. Gli anelli sono realizzati secondo misure standard, definite dalla normazione tecnica.

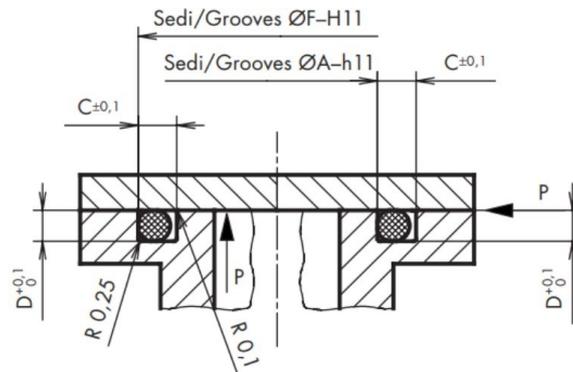


Figura 4.29 Dimensioni specifiche dell'O-Ring e della sede [13]

# Capitolo 5

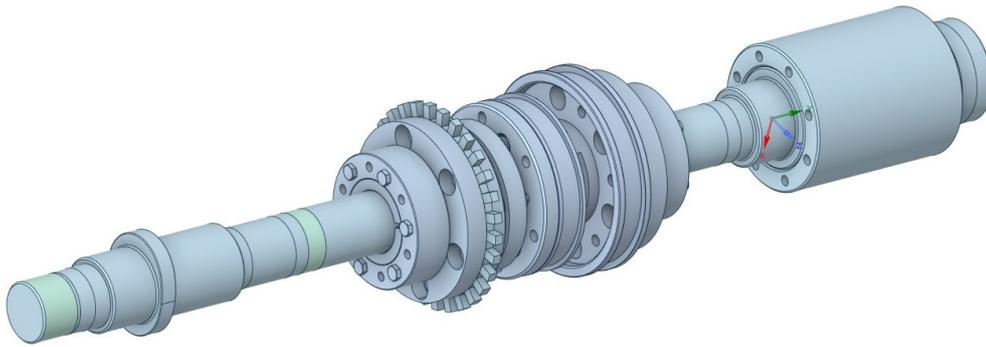
## Analisi vibrazionale

### 5.1 Analisi modale della trasmissione tramite Ansys

L'analisi modale è una tecnica per la caratterizzazione del comportamento dinamico di un sistema, in particolare viene eseguita per estrarre le costanti modali di un sistema che permettono di comprenderne la dinamica. L'analisi modale permette la determinazione delle proprietà e della risposta di una struttura, vincolata o libera, in dinamica autonoma oppure eccitata da sollecitazioni forzanti dinamiche imposte dall'esterno.

L'analisi in esame riguarda la trasmissione della drive-line composta da: albero a camma, giunto a pacco lamellare, ruota fonica, torsionometro, albero motore e rotore. Riguardo i cuscinetti invece, essi sono stati considerati grazie ad una funzione del software "Ansys" in grado di ricrearli direttamente riportando le loro corrette rigidezze, estrapolate in precedenza dal software "Bearinx".

Prima di tutto è stata importata la geometria dal software di modellazione 3D "Solid Edge", salvando come file "STEP" l'assieme della trasmissione. Una volta caricato il file nello spazio di lavoro di Ansys, è stata semplificata la geometria per ottenere il modello finale da analizzare; questo è un processo automatico che avviene grazie al programma chiamato "Spaceclaim" presente all'interno di Ansys. Essendo presenti all'interno della geometria dei componenti scaricati direttamente dai cataloghi dei fornitori (torsionometro e giunto), è stata fatta un'ulteriore modifica manuale a questi per far combaciare la rigidezza teorica espressa dal catalogo con la rigidezza che questi avevano all'interno del software. Questa procedura è stata applicata per ottenere risultati ancora più veritieri ed attendibili.



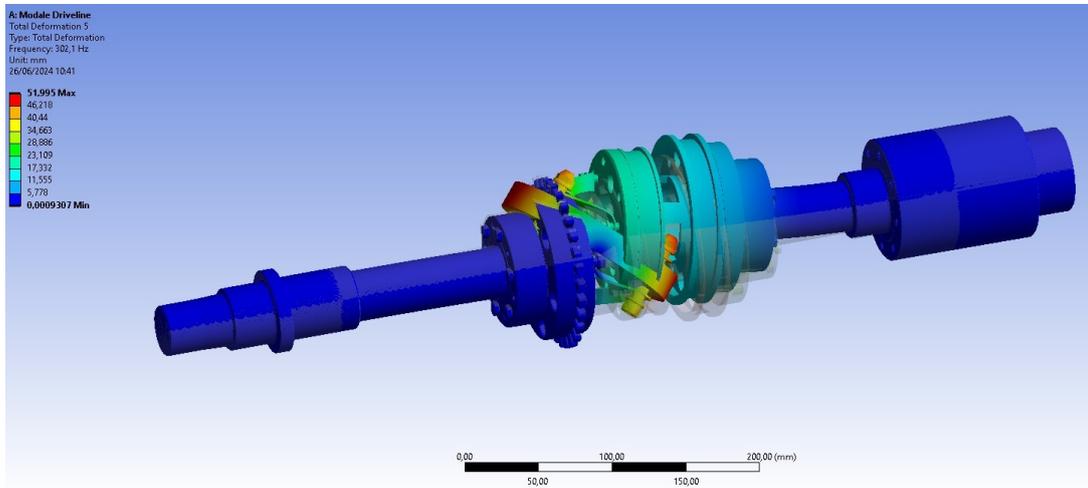
**Figura 5.1** Geometria semplificata su Spaceclaim (Ansys)

Una volta semplificata la geometria sono stati aggiunti, nello spazio di lavoro dell'analisi modale, i cuscinetti sull'albero a camma e sull'albero motore. Nel riquadro relativo ai collegamenti, infatti, è presente il comando "bearings" mediante il quale è possibile ricreare un cuscinetto. Per prima cosa va specificato il tipo di vincolo del cuscinetto, ovvero se connesso al terreno ("body-to-ground") oppure se connesso ad un altro corpo ("body-to body"). Dato che è stata fatta un'analisi modale rotodinamica, senza considerare il supporto fisso, questi cuscinetti sono stati vincolati al terreno ("body-to-ground"). Un altro parametro da definire è la rigidezza dei cuscinetti, composta da due valori che rappresentano le rigidezze del cuscinetto lungo le due direzioni perpendicolari all'asse di rotazione. Questi valori sono stati già calcolati con il software "Bearinx" per i cuscinetti relativi all'albero a camma (vedere la Tabella 1); per definire le rigidezze dei cuscinetti dell'albero motore si è fatto affidamento alle conoscenze dell'ufficio tecnico "Loccioni" relative a precedenti applicazioni. La realizzazione del collegamento cuscinetto si conclude specificando su quale punto dell'albero viene collegato; perciò, sono stati creati dei "remote point" in corrispondenza dell'area in cui vengono bloccati i vari cuscinetti lungo la trasmissione.

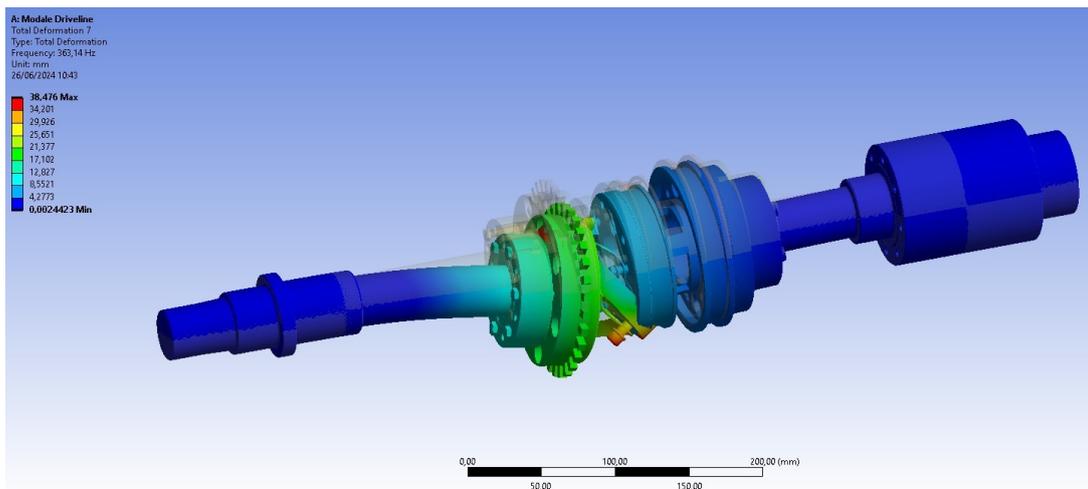
Giunti a questo punto, sono stati impostati i vincoli ai cuscinetti appena creati. Si tratta di "remote displacements" attraverso i quali si è in grado di bloccare la rotazione attorno all'asse di rotazione del corpo (in questo caso y) dei tre cuscinetti, e di imporre lo spostamento lungo tale asse uguale a zero, in quanto questi sono vincolati assialmente.

Quindi, definiti i contatti e generata la mesh, resta solo da impostare l'analisi.

Una volta regolate tutte le impostazioni, sono stati ottenuti i seguenti risultati. (Figura 5.2)



*Figura 5.2 a) Modo 1 di flessione, flessione dell'albero motore (Ansys)*



*Figura 5.2 b) Modo 2 di flessione, flessione dell'albero a camma (Ansys)*

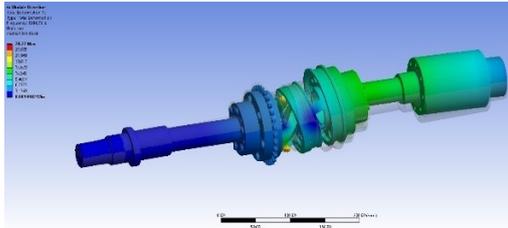
Il primo modo di vibrare avviene ad una frequenza di circa 300Hz, ovvero ad una velocità superiore ai 15.000rpm, e corrisponde alla flessione dell'albero motore.

Il secondo modo di vibrare avviene ad una frequenza di circa 360Hz, ovvero una velocità ancora maggiore, e corrisponde alla flessione dell'albero a camma.

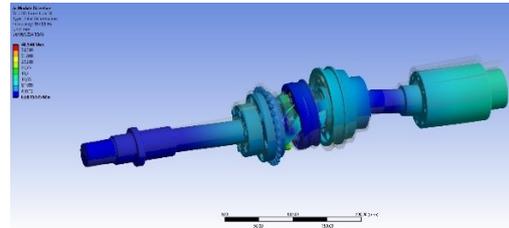
Ritornando all'analisi delle velocità critiche flessionali effettuata al Paragrafo 4.1.6, come anticipato, è possibile osservare che la prima velocità critica flessionale

dell'albero a camma, quando collegato al resto della trasmissione, si alza nettamente uscendo dal campo di utilizzo della drive-line.

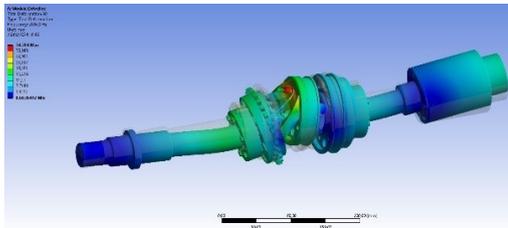
Gli altri modi di vibrare avvengono a velocità molto più elevate e sono raffigurati nelle immagini di Figura 5.3.



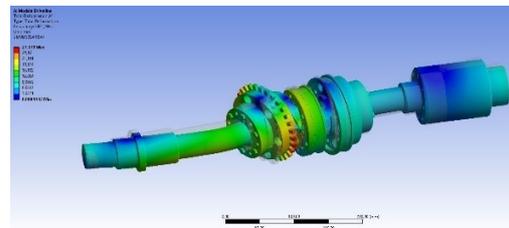
*Figura 5.3 a) Modo 3, 1314Hz*



*Figura 5.3 b) Modo 4, 1670Hz*



*Figura 5.3 c) Modo 5, 2036Hz*

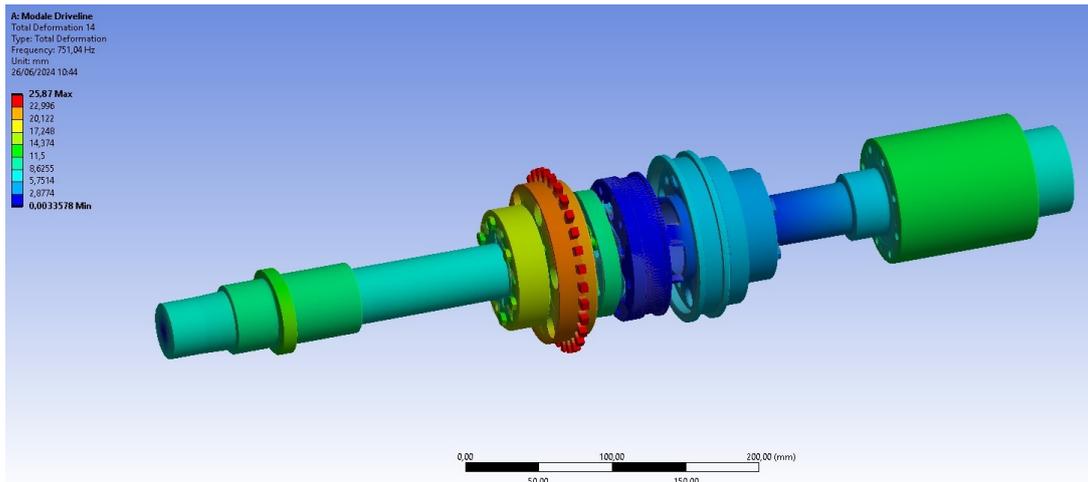


*Figura 5.3 d) Modo 6, 2430Hz*

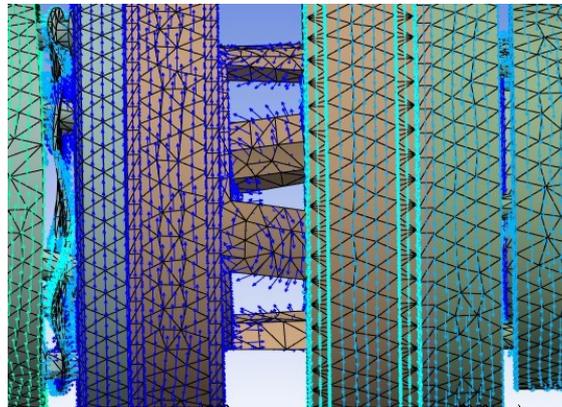
Dall'analisi rotodinamica è quindi emerso che il sistema può lavorare tranquillamente fino alla velocità massima di 15.000rpm senza mai incontrare una frequenza di risonanza.

Oltre che il comportamento flessionale, da quest'analisi agli elementi finiti è stato possibile anche verificare il comportamento torsionale della drive-line. Precedentemente era già stata effettuata un'analisi analitica tramite un modello a parametri concentrati ottenendo buoni risultati; utilizzando Ansys si può ottenere un risultato ancora più preciso.

Al termine dell'analisi rotodinamica è emerso che la prima frequenza critica torsionale ha un valore di circa 750Hz (maggiore rispetto al valore precedentemente calcolato), di gran lunga superiore al valore limite che era stato posto a 600Hz.



*Figura 5.4* Prima frequenza critica torsionale della drive-line (Ansys)



*Figura 5.5* Inversione della rotazione relativa alla prima frequenza critica torsionale (Ansys)

In Figura 5.5 è possibile osservare il punto della trasmissione in cui avviene l'inversione del verso di rotazione, ovvero tra il torsionometro e il giunto, i due componenti meno rigidi dell'insieme.

## 5.2 Studio del sistema antivibrante

La progettazione della drive-line si conclude con lo studio relativo al sistema antivibrante che isola il sistema dal telaio del banco ed evita che le vibrazioni prodotte vengano trasmesse al resto dei componenti.

Per poter progettare questo sistema, a monte si devono conoscere le forze che, una volta in azione, producono le vibrazioni che dovranno essere smorzate.

In questa applicazione le forze da considerare sono:

- le forze di sbilanciamento dei corpi rotanti della trasmissione, dovute all'eccentricità dei vari componenti, specificate nei cataloghi dei rispettivi fornitori. Queste forze sono state calcolate durante la verifica a resistenza dell'albero a camma, Paragrafo 4.1.3;
- le forze di inerzia che si sviluppano sulla Cam Box, dovute ai componenti traslanti della pompa;
- la forza di contatto che si sviluppa tra cedente e movente nel meccanismo a camma.

Grazie alla presenza della molla all'interno della pompa la forza di contatto sviluppata dall'accoppiamento camma-rotella viene bilanciata. La forza che la molla non riesce a contrastare e che viene quindi scaricata sul basamento è quella di inerzia.

In conclusione, le forze che vengono scaricate sul basamento sono le forze di sbilanciamento e le forze di inerzia.

A questo punto è possibile progettare il sistema antivibrante, composto da quattro smorzatori antivibranti, uno per ogni vertice del basamento. Come azienda fornitrice di questi componenti è stata scelta la "Lagos", azienda italiana leader del settore con cui la "Loccioni" ha spesso collaborato in passato.

Gli zoccoli antivibranti scelti fanno parte della famiglia dei "SIRIO", le cui frequenze proprie sono comprese fra 8 Hz. e 12 Hz; nello specifico il modello scelto è il SIRIO-105/CD.



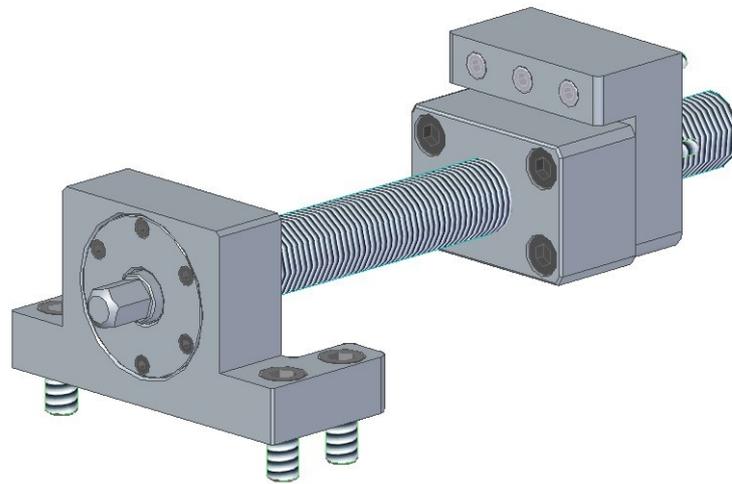
*Figura 5.6* Zoccolo antivibrante Lagos "SIRIO" [15]

Per poter scegliere il corretto smorzatore è stata fatta un'analisi delle vibrazioni del sistema; il valore limite di oscillazione dinamica del sistema fornito dalla specifica è stato posto uguale ad un centesimo di millimetro.

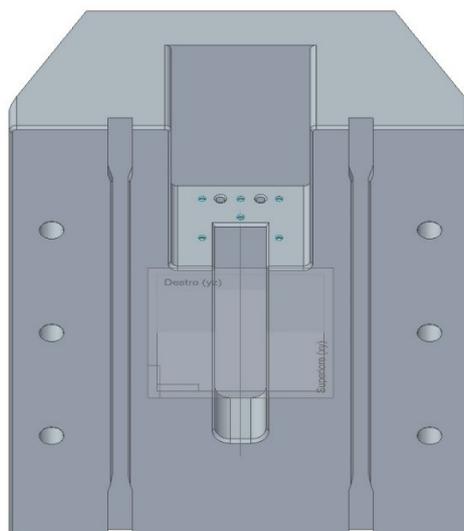
Gli altri valori presi in considerazione durante questa analisi sono:

- la massa del basamento  $m_b = 247 \text{ kg}$
- il fattore di smorzamento  $\zeta = 0,05$
- la massa della drive-line  $m_d = 229 \text{ kg}$
- la forza di inerzia  $F_{in} = 209 \text{ N}$
- la somma delle forze di sbilanciamento  $F_{sb} = 140 \text{ N}$

In Figura 1.1 è possibile osservare le aggiunte finali al modello CAD della drive-line che hanno aumentato la sua massa, come la carcassa del motore elettrico, i supporti e il meccanismo per lo spostamento lineare del motore elettrico (riportato in dettaglio in Figura 5.7).



**Figura 5.7** Meccanismo per lo spostamento lineare del motore elettrico (Modello CAD)



**Figura 5.8** Guide del supporto del motore elettrico (Modello CAD)

Per ottenere la deformazione statica del sistema antivibrante è stato effettuato un calcolo basato sul diagramma fornito direttamente dal catalogo che indica i cedimenti a compressione e taglio del componente.

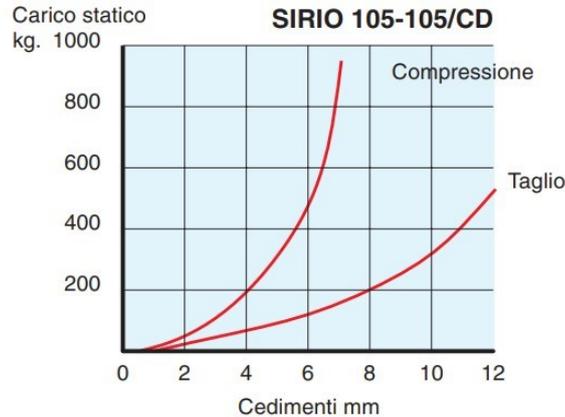


Figura 5.9 Diagramma dei cedimenti dello zoccolo antivibrante SIRIO 105/CD [15]

Essendo il carico statico per ogni smorzatore pari a 119N, dal diagramma in Figura 5.9, si ottiene un  $\delta$  statico pari a circa 3mm. Inserendo i valori all'interno dell'equazione della rigidezza si ottiene

$$k = \frac{(m_b + m_d)g}{4\delta_{statico}} = 389 \text{ N/mm}$$

La pulsazione naturale del sistema può essere quindi calcolata come

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4k}{(m_b + m_d)}} = 29 \text{ Hz}$$

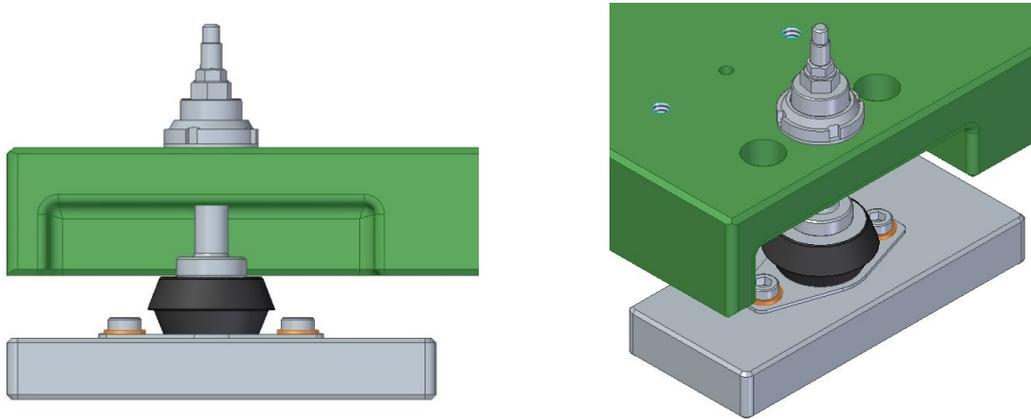
Il valore appena ottenuto risulta essere molto basso e fuori dal range di applicazione della drive-line quindi, come nel caso delle velocità critiche flessionali, non c'è pericolo che il sistema entri in risonanza durante il suo utilizzo.

Infine, per verificare che il sistema sia stato progettato opportunamente va calcolata l'oscillazione dinamica del sistema tramite l'equazione del moto di un sistema massa-molla-smorzatore eccitato da una forzante:

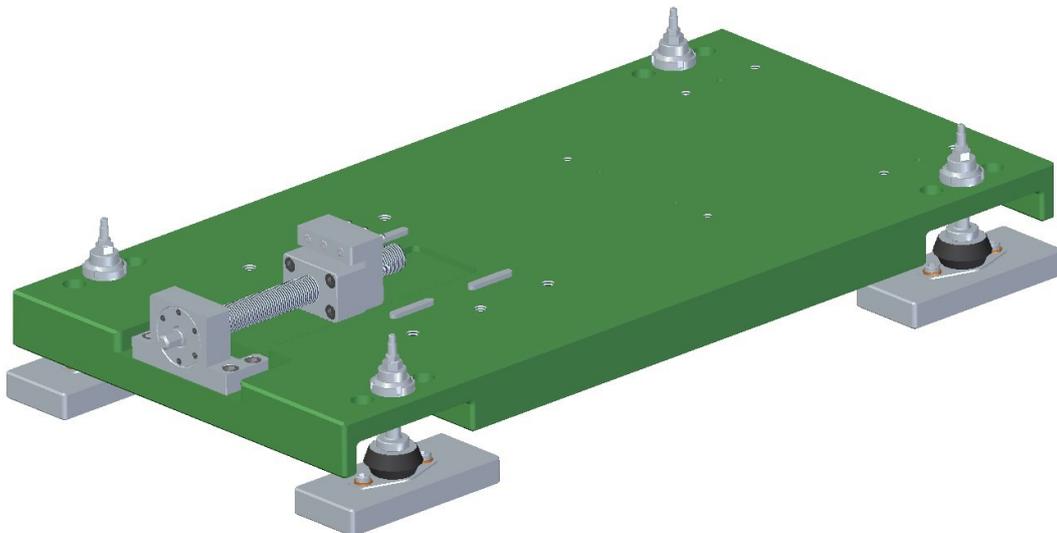
$$\Delta x = \frac{\frac{(F_{in} + F_{sb})}{k}}{\sqrt{(1 - n^2)^2 + 4n^2\zeta^2}} = 0,0004 \text{ mm}$$

Dove  $n$  rappresenta il rapporto tra la pulsazione a 3000rpm (situazione più critica) e la pulsazione naturale del sistema precedentemente calcolata.

Dai risultati non appena ottenuti possiamo affermare che il sistema antivibrante è stato progettato correttamente perché l'oscillazione  $\Delta x$  è inferiore all'oscillazione limite di 0,01mm imposta dalla specifica di progetto.



**Figura 5.10** Zoccolo antivibrante Lagos "SIRIO" 105/CD (Modello CAD)



**Figura 5.11** Disegno ultimato del sistema antivibrante (Modello CAD)

## Conclusioni

Il progetto di tesi è partito dai dati forniti come input nella specifica di progettazione del cliente; grazie a questi è stato possibile raccogliere tutte le informazioni necessarie per selezionare correttamente i componenti della drive-line, scegliendoli direttamente da fornitori specializzati oppure disegnandoli da zero; infine, il progetto si è concluso con le verifiche FEM del sistema ultimato.

Per i calcoli progettuali riguardanti le varie parti del sistema sono stati creati diversi fogli di calcolo Excel e alcune delle verifiche effettuate tramite i software Bearinx e Ansys sono servite solo per validare i risultati ottenuti precedentemente.

In conclusione, la drive-line risulta essere progettata correttamente. Dal punto di vista strutturale e modale le frequenze di risonanza si trovano al di fuori del range di applicazione del sistema; quindi, si hanno degli effetti vibrazionali minimi che non ne compromettono le prestazioni.

Riguardo a dei possibili studi futuri si potrebbe sicuramente modificare la trasmissione ulteriormente per ottenere frequenze critiche torsionali ancora maggiori. Nel banco "Loccioni" la prima frequenza critica torsionale ha un valore che sfiora i 1000Hz, questo è ottenibile modificando i componenti meno rigidi della trasmissione, come ad esempio il giunto lamellare, magari rendendolo più compatto.

Un approfondimento interessante da effettuare riguardo questo progetto potrebbe anche essere l'analisi agli elementi finiti del sistema completo, per verificare che il sistema antivibrante riesca a smorzare tutte le vibrazioni prodotte. Questo richiederebbe uno studio ancora maggiore attraverso il software FEM "Ansys" perché potrebbero emergere dei problemi che renderebbero necessarie delle modifiche al sistema antivibrante.

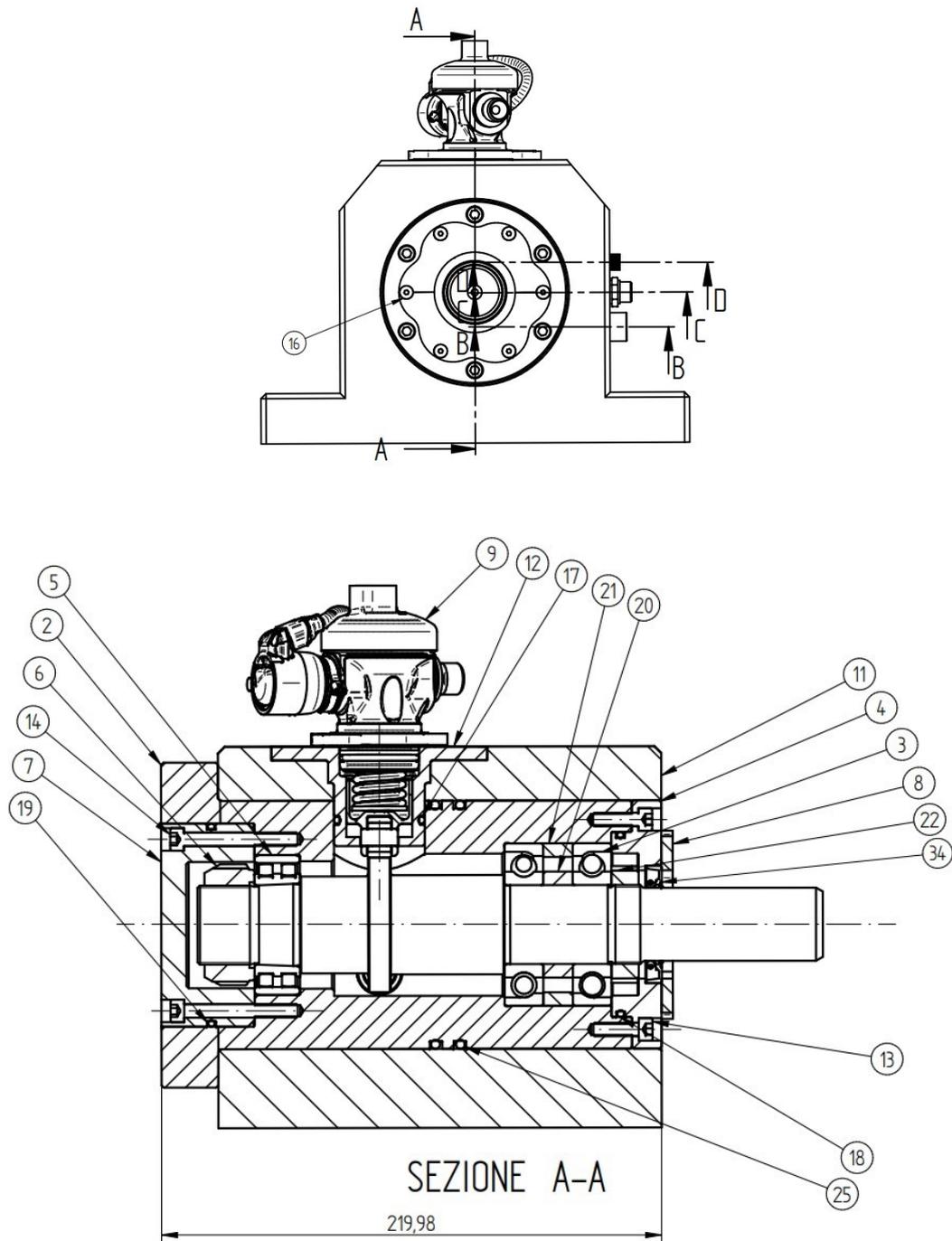
# Bibliografia

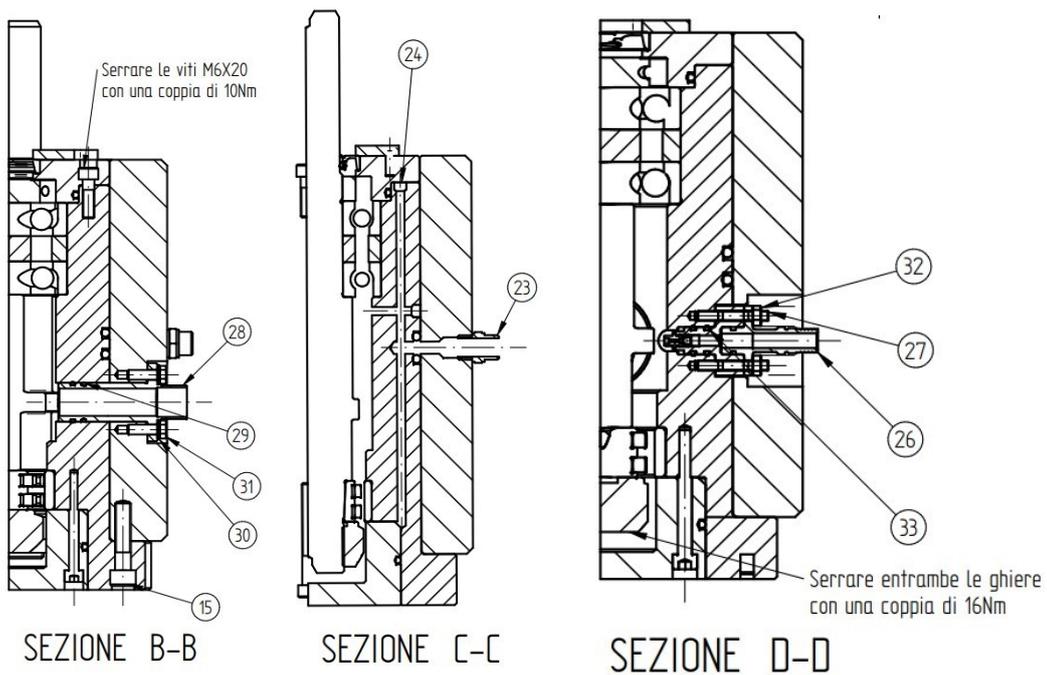
- 1 M. Callegari, P. Fanghella, F. Pellicano, *“Meccanica Applicata alle Macchine”* Città studi Edizioni 2016
- 2 J.E. Shigley, R.G. Budyns, J.K. Nisbett, D. Amodio, G. Santucci, *“Progetto e Costruzione di Macchine”*, Mc Graw Hill 2014
- 3 G. Petrucci, dispense di *“Lezioni di Costruzione di Macchine”*
- 4 W.J. Chen, E.J. Gunter, *“Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing Systems”*, Trafford Publishing 2015
- 5 O. Bayer, T. Silverio, *“Increased Performance of High Speed Spindle Bearings”*
- 6 P. Macallini, *“Meccanica delle Vibrazioni, Sistemi ad un grado di libertà”*, 2014
- 7 L. Baldassini, *“Vademecum per Disegnatori e Tecnici”*, Edizioni Hoepli 1996
- 8 *“Catalogo torsionometri T12HP”*, HBM
- 9 *“Catalogo giunti a pacco lamellare ROBA-DS”*, MAYR
- 10 *“Catalogo cuscinetti Super-precision”*, SKF
- 11 *“Catalogo cuscinetti Super-precision”*, Schaeffler
- 12 *“Catalogo tenute rotanti”*, Angst+Pfister
- 13 *“Catalogo O-Ring”*, Angst+Pfister
- 14 *“Catalogo organi filettati”*, USAG
- 15 *“Catalogo zoccoli antivibranti SIRIO”*, Lagos
- 16 *“SIMOTICS, M-1 FE1 built-in motors, Technical Data and Characteristics”*, Siemens 2022
- 17 *“SIMOTICS, Disegni quotati per M-1 FE1”*, Siemens 2019
- 18 *“SIMOTICS, Tecnica di azionamento, Manuale di Progettazione”*, Siemens 2019

# Appendice

## A Tavole tecniche

### A.1 Cam Box (estratto della tavola d'assieme)



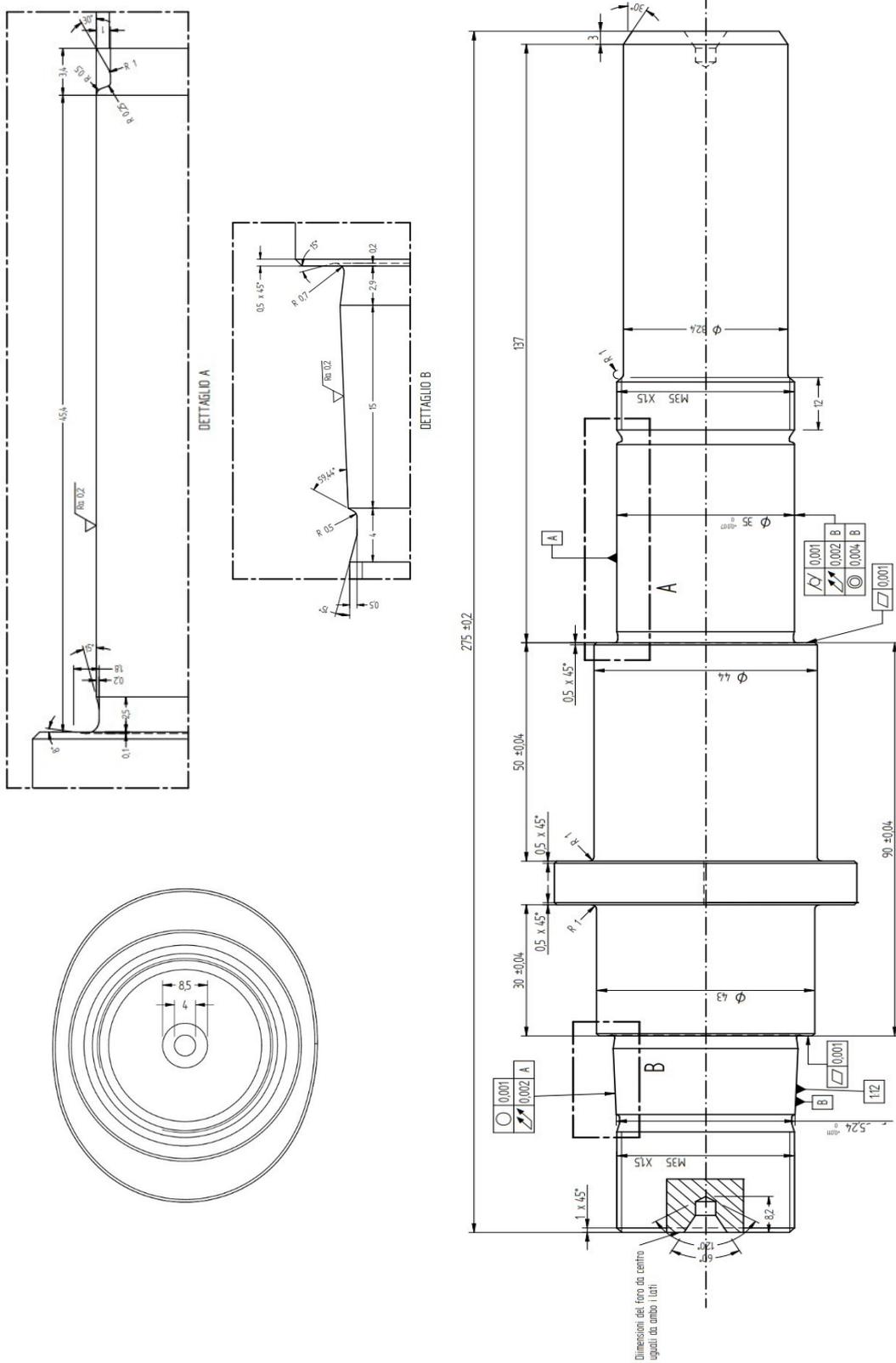


**Distinta componenti:**

Item Number	Document Number	Title	Quantity
1		Albero a camma	1
2		Boccola	1
3		SHAEFFLER B7207	2
4		Coperchio lato giunto	1
5		SHAEFFLER NN3007	1
6		SKF KMT 7 M35X15	1
7		Tappo lato camma	1
8		Anello di bloccaggio	1
9	PR0000646190	61186845_00_61158740	1
11		Carcassa esterna	1
12		Cilindro di scorrimento	1
13	VTCEI M6X20	VTCEI M6X20	6
14	VTCEI M6X50	VTCEI M6X50	6
15	VTCEI M8X35	VTCEI M8X35	8
16	VTCEI M4X14	VTSEI M4X14	6
17		A+P O-Ring 34X3	1
18		A+P O-Ring 76X3	1
19		A+P O-Ring 84X3	1

20		Distanziale interno	1
21		Distanziale esterno	1
22		IBC M35X15 MMR	1
23		Condotto iniezione olio	1
24		Tappo olio lubrificante	2
25		A+P O-Ring 104x4	2
26		Condotto lubrificazione camma	1
27		Vite prigioniera M4	2
28		Condotto scarico olio	1
29		A+P O-Ring 17.4X1.8	2
30	ROSETTA M5	ROSETTA M5	2
31	VTE MSX16	VTE MSX16	2
32	DADO M4	DADO M4	2
33		A+P O-Ring 8.4X1.8	2
34		A+P Tenuta radiale AS	1

## A.2 Albero a camma (estratto della tavola componente)



### A.3 Boccia (estratto della tavola componente)

