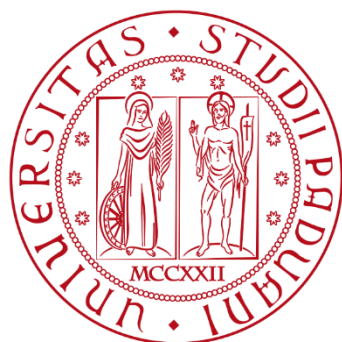




UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica

PROGETTO E SVILUPPO DI UNA TRASMISSIONE DI
POTENZA PER IMPIEGHI INDUSTRIALI

Tutor universitario: Prof. Giovanni Meneghetti

Laureando: Alberto Cosmo

Matricola 2073849

Anno Accademico 2025-2026

Alla mia famiglia

Indice	
Sommario	5
CAPITOLO 1: Dati progettuali pregressi	6
1.1 Dati di progetto	6
1.2 Elaborazione preliminare dati di progetto	6
1.3 Dimensionamento ruote dentate	7
CAPITOLO 2: Dimensionamento dell'albero d'ingresso	8
2.1 Determinazione della lunghezza L_1	8
2.2 Calcolo delle azioni interne	8
2.3 Scelta del materiale e determinazione del diametro della sede della ruota dentata	9
2.4 Verifiche preliminari ulteriori	10
2.5 Scelta dei cuscinetti	11
2.6 Scelta degli anelli elastici	12
2.7 Scelta della linguetta	13
2.8 Scelta degli elementi di calettamento della ruota dentata	14
2.9 Verifiche strutturali	15
2.9.1 Verifiche statiche	16
2.9.2 Verifiche a fatica	18
2.9.3 Verifiche di deformabilità	20
CAPITOLO 3: Rappresentazione 3D dell'albero d'ingresso e dei componenti ad esso associati	22
3.1 Albero d'ingresso	22
3.2 Cuscinetti	23
3.3 Anelli elastici di sicurezza per alberi	23
3.4 Linguetta	24
3.5 Ruota dentata 1	24
3.6 Elementi di calettamento della ruota dentata	25
3.7 Assieme sottogruppo albero d'ingresso	26
3.8 Messa in tavola albero d'ingresso	27
CAPITOLO 4: Dimensionamento dell'albero d'uscita	28
4.1 Determinazione della lunghezza L_2	28
4.2 Calcolo delle azioni interne	28
4.3 Scelta del materiale e determinazione del diametro della sede della ruota dentata	29
4.4 Verifiche preliminari ulteriori	30
4.5 Scelta dei cuscinetti	31
4.6 Scelta degli anelli elastici	32
4.7 Scelta della linguetta	33
4.8 Scelta degli elementi di calettamento della ruota dentata	34
4.9 Verifiche strutturali	35
4.9.1 Verifiche statiche	36
4.9.2 Verifiche a fatica	38
4.9.3 Verifiche di deformabilità	40

CAPITOLO 5: Rappresentazione 3D dell'albero d'uscita e dei componenti ad esso associati	42
5.1 Albero d'uscita	42
5.2 Cuscinetti	43
5.3 Anelli elastici di sicurezza per alberi	43
5.4 Linguetta	44
5.5 Ruota dentata 4	44
5.6 Elementi di calettamento della ruota dentata	45
5.7 Assieme sottogruppo albero d'uscita	46
5.8 Messa in tavola albero d'uscita	47
CAPITOLO 6: Verifiche strutturali e rappresentazione 3D del sottogruppo relativo all'albero intermedio	48
6.1: Verifiche strutturali	48
6.2: Rappresentazione 3D dell'albero intermedio e dei componenti ad esso associati	50
CAPITOLO 7: Rappresentazione 3D del riduttore	56
7.1: Cassa del riduttore	56
7.1.1: Basamento	57
7.1.2: Coperchio	57
7.1.3: Componenti per fissaggio e centraggio basamento-coperchio	58
7.1.4: Componenti per il carico e lo scarico dell'olio	58
7.2: Tappi flangiati d'ispezione	59
7.2.1: Tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'ingresso	59
7.2.2: Tappo flangiato d'ispezione dell'albero intermedio	59
7.2.3: Tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'uscita	59
7.2.4: Componenti di fissaggio	60
7.2.5: Elementi di tenuta	60
7.3: Assieme del riduttore bistadio completo	62
CAPITOLO 8: Analisi FEM degli alberi del riduttore	63
8.1: Verifiche di deformabilità tramite Solidworks Simulation	63
8.1.1: Albero d'ingresso	64
8.1.2: Albero intermedio	66
8.1.3: Albero d'uscita	68
8.2: Verifiche a fatica tramite Ansys Static Structural	71
8.2.1: Settaggio del software e caratterizzazione del materiale	72
8.2.2: Albero d'ingresso	73
8.2.3: Albero intermedio	75
8.2.4: Albero d'uscita	77
Conclusioni	79
Bibliografia	80

Sommario

I riduttori meccanici sono quei dispositivi che hanno l'obiettivo di trasmettere la potenza fornita all'albero d'ingresso variando la velocità di rotazione e la coppia all'albero d'uscita attraverso uno o più stadi di riduzione al fine di accoppiare elementi meccanici che presentano campi di funzionamento diversi tra loro.

Il largo impiego industriale di questi dispositivi è motivato da una serie di vantaggi tra i quali: ottima versatilità nelle varie applicazioni, discreta varietà di rapporti di riduzione realizzabili, compattezza nelle dimensioni e, in caso di necessità, possibilità di combinare tra loro riduttori diversi.

Il seguente elaborato ha come obiettivo l'esposizione del procedimento necessario al fine di progettare un riduttore bistadio ad assi paralleli dotato di ingranaggi cilindrici a denti dritti con possibile impiego industriale, come accoppiamento tra motore asincrono trifase all'ingresso e il relativo organo condotto all'uscita. La progettazione segue l'implementazione dello schema di calcolo e della relativa metodologia utilizzata nel corso di Costruzioni di Macchine 1 [1] e comprensivi di dimensionamento, scelta dei componenti meccanici e verifiche statiche, a fatica e di deformabilità relative agli alberi del riduttore nelle sezioni ritenute più critiche.

Nel primo capitolo verranno introdotti i dati di progetto assieme alle scelte e ai risultati relativi alla progettazione delle ruote dentate, aspetti precedentemente esaminati durante la discussione del progetto del corso; per lo stesso motivo verrà omessa la procedura di dimensionamento dell'albero intermedio, del quale si riporterà nel sesto capitolo la geometria finale, i componenti ad esso collegati ed i risultati delle verifiche eseguite.

Nel secondo capitolo si procede a dimensionare l'albero di ingresso, mostrando i calcoli e le selezioni effettuate relative al materiale adottato ed agli elementi collegati ad esso come la linguetta, i componenti di calettamento della ruota dentata, i cuscinetti e gli anelli elastici per il fissaggio di quest'ultimi sull'albero. Conseguentemente verranno eseguite analiticamente le verifiche statiche, a fatica e di deformabilità per attestare la validità delle scelte. Nel terzo capitolo si riporteranno quindi le rappresentazioni tridimensionali dell'albero intermedio e degli elementi ad esso collegati assieme alla messa in tavola dell'albero stesso.

Si specifica che tutte le rappresentazioni sono state effettuate attraverso il software CAD 3D Solidworks®.

Nel quarto e quinto capitolo si utilizzerà la struttura dei due capitoli precedenti applicandola all'albero d'uscita e ai relativi componenti collegati.

Nel settimo capitolo si passerà alla rappresentazione dell'assieme 3D del riduttore, sempre effettuato tramite software CAD 3D Solidworks®, riportando il modello qualitativo della cassa e dei componenti ad essa collegati che non sono stati riportati nei capitoli precedenti.

In conclusione, nell'ottavo capitolo verranno effettuate le verifiche di deformabilità e di vita a fatica degli alberi del riduttore attraverso il metodo agli elementi finiti, rispettivamente eseguite tramite software Solidworks Simulation® e software Ansys Static Structural®, con successive considerazioni in merito al confronto dei risultati ottenuti rispetto a quelli ricavati tramite metodo analitico adottato precedentemente [1].

CAPITOLO 1: Dati progettuali pregressi

1.1 Dati di progetto

I dati di progetto assegnati dal corso [1] sono la coppia nominale all'uscita, la velocità di rotazione dell'albero all'uscita e il rapporto di trasmissione totale, riportati nella relazione (1.1.1):

$$M_{2,n} = 870 \text{ Nm} \quad n_2 = 68 \text{ rpm} \quad \tau_{tot} = 22 \quad (1.1.1)$$

1.2 Elaborazione preliminare dati di progetto

Dal momento che le reali condizioni di esercizio del riduttore possono presentare irregolarità nella gravosità dei carichi, viene introdotto un coefficiente di servizio $f_s=1,5$ che serve a maggiorare la coppia all'uscita al fine di garantire l'integrità strutturale del riduttore secondo la relazione (1.2.1):

$$M_{t2} = f_s \cdot M_{2,n} = 1,5 \cdot 870 = 1305 \text{ Nm} = 1305000 \text{ Nmm} \quad (1.2.1)$$

Inoltre, data la presenza di attrito e di perdite nella trasmissione, coerentemente con il secondo principio della termodinamica, viene stabilito il rendimento di stadio η_{st} definito come il prodotto tra il rendimento dei cuscinetti η_c e il rendimento di trasmissione delle ruote η_r stimati nella relazione (1.2.2):

$$\eta_c = \eta_r = 0,98 \quad \eta_{st} = \eta_c \cdot \eta_r = 0,98 \cdot 0,98 = 0,96 \quad (1.2.2)$$

Questi coefficienti verranno utilizzati in seguito per determinare le potenze relative ai vari alberi; per calcolare queste viene prima determinato il rapporto di riduzione del singolo stadio tramite l'espressione (1.2.3), ipotizzandolo uguale per entrambi gli stadi al fine di contenere gli ingombri del riduttore:

$$\tau_{12} = \frac{n_1}{n_0} = \tau_{34} = \frac{n_0}{n_2} = \sqrt{\tau_{tot}} = \sqrt{\frac{n_1}{n_2}} = \sqrt{\frac{n_1}{n_0} \cdot \frac{n_0}{n_2}} = \sqrt{\tau_{12} \cdot \tau_{34}} = \sqrt{22} = 4,69 \quad (1.2.3)$$

Questo rapporto di riduzione approssimato soddisfa comunque la caratteristica di tolleranza del $\pm 2\%$ rispetto al rapporto di riduzione totale definito nella relazione (1.1.1).

La scelta progettuale adottata unita a quella di volere mantenere invariato l'interasse degli stadi porta alla schematizzazione del riduttore come in figura 1.2.1:

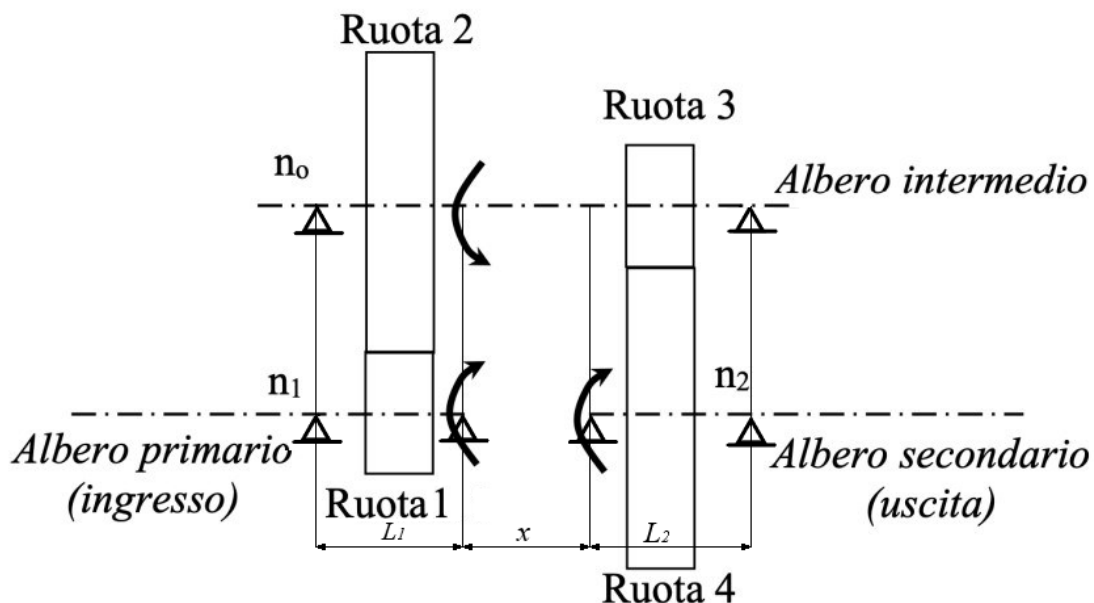


Figura 1.2.1: Rappresentazione schematica del riduttore [1]

Si riassumono i valori di potenza P, momento torcente M_t , velocità angolare ω e velocità di rotazione n per ciascuno dei tre alberi in tabella 1.2.1 calcolati mediante l'utilizzo delle relazioni (1.2.4):

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{\pi}{30} \cdot n_2 & P_2 &= M_{t2} \cdot \omega_2 \\ P_0 &= \frac{P_2}{\eta_{st}} & n_0 &= n_2 \cdot \tau_{34} & \omega_0 &= \frac{\pi}{30} \cdot n_0 & M_{t0} &= \frac{P_0}{\omega_0} \\ P_1 &= \frac{P_0}{\eta_{st}} & n_1 &= n_0 \cdot \tau_{12} & \omega_1 &= \frac{\pi}{30} \cdot n_1 & M_{t1} &= \frac{P_1}{\omega_1} \end{aligned} \quad (1.2.4)$$

Tabella 1.2.1: Grandezze relative agli stadi ricavate da (1.1.1), (1.2.1) e (1.2.4)

Albero	n [rpm]	ω [rad/s]	M_t [Nmm]	P [W]
1	1495,73	156,632	64376	10083,4
0	318,92	33,397	289849	9680,1
2	68	7,121	1305000	9292,9

1.3 Dimensionamento ruote dentate

Le scelte progettuali adottate nel paragrafo 1.2 portano ad avere ruote dentate caratterizzate dal medesimo modulo per i due stadi di riduzione questo semplifica la progettazione e riduce i costi di realizzazione.

Per il dimensionamento si è utilizzato il procedimento utilizzato dal corso [1], che prevede l'implemento della formula di Lewis sulla ruota considerata più sollecitata, ovvero la ruota 3. Di seguito vengono riportate le scelte effettuate e le relazioni utilizzate, che sono già state esaminate precedentemente come precisato nel sommario:

- Numero di denti: $Z_1 = Z_3 = 20$ e $Z_2 = Z_4 = 94$
- Rapporto di riduzione del singolo stadio ridefinito secondo la relazione (1.3.1):

$$\tau_{12} = \tau_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = 4,70 \quad (1.3.1)$$

Tabella 1.3.1: Grandezze relative agli stadi da tabella 1.2.1 corrette da (1.3.1)

Albero	n [rpm]	ω [rad/s]	M_t [Nmm]
1	1502,12	157,302	64102
0	319,6	33,468	289234

- Materiale: 16NiCr4 con $\sigma_{adm,s} = 220$ Mpa preso da [2], scelto per prestazioni e lavorabilità
- Angolo di pressione $\vartheta = 20^\circ$, valore imposto da [1]

In tabella 1.3.2 si riassumono le grandezze caratteristiche delle ruote dentate derivate dal dimensionamento, il quale si precisa essere stato omesso per le considerazioni sopra riportate.

Tabella 1.3.2: Grandezze relative alle ruote dentate derivate dal dimensionamento

Ruota	Numero denti Z	Modulo m [mm]	Diametro primitivo D_p [mm]	$\lambda = b/m$	Larghezza b [mm]
1	20	4	80	7	28
2	94		376		
3	20		80	10	40
4	94		376		

CAPITOLO 2: Dimensionamento dell'albero d'ingresso

2.1 Determinazione della lunghezza L_1

Il primo passo per il dimensionamento dell'albero d'ingresso è definire la lunghezza L_1 che rappresenta la distanza delle mezzerie dei vincoli e che è schematizzata in figura 1.2.1. Questa si ricava comunemente con la relazione (2.1.1) presa da [1]:

$$L = (3 \div 4) \cdot b \quad (2.1.1)$$

Quindi prendendo b come la larghezza della ruota 1, che è la ruota calettata all'albero d'ingresso, e scegliendo il coefficiente di moltiplicazione pari a 3,5, per contenere le dimensioni, si ricava:

$$L_1 = 3,5 \cdot b_1 = 3,5 \cdot 28 = 98 \text{ mm} \rightarrow L_1 = 100 \text{ mm} \quad (2.1.2)$$

2.2 Calcolo delle azioni interne

L'albero d'ingresso è soggetto ad un'unica forza applicata nella mezzeria, in corrispondenza della sede della ruota dentata 1, avente entità uguale a quella agente sul diametro primitivo dalla ruota e che si genera dalla trasmissione del moto alla ruota dentata 2. Questa forza si ricava scomponendola nelle componenti tangenziale e radiale secondo le relazioni (2.2.1):

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{D_{p1}} = \frac{2 \cdot 64102}{80} = 1602,6 \text{ N}$$
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\vartheta) = 1602,6 \cdot \tan(20) = 583,3 \text{ N} \quad (2.2.1)$$

Quindi calcolando il modulo si ottiene la forza F_1 agente sull'albero tramite relazione (2.2.2):

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{1602,6^2 + 583,3^2} = 1705,5 \text{ N} \quad (2.2.2)$$

L'albero viene ora considerato come una trave rettilinea vincolata isostaticamente e sottoposta ad un carico verticale pari a F_1 applicato nella mezzeria. Questa forza genera un momento flettente sull'albero che raggiunge il suo valore massimo M_{f1} nel punto di applicazione, ricavato in (2.2.3). Inoltre, l'albero risulta essere sottoposto al momento torcente M_{t1} dall'esterno fino alla mezzeria, dove avviene il trasferimento della potenza all'albero intermedio.

Sfruttando le equazioni indefinite di equilibrio (2.2.4) si ricavano le reazioni vincolari (2.2.5) schematizzate in figura 2.2.1, mentre i diagrammi delle azioni interne sono riportati in figura 2.2.2:

$$M_{f1} = F_1 \cdot \frac{L_1}{4} = 1705,5 \cdot \frac{100}{4} = 42637,5 \text{ Nmm} \quad (2.2.3)$$

$$\begin{cases} \sum F_{orizzontali} = 0 \\ \sum F_{verticali} = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \quad (2.2.4)$$

$$\begin{aligned} &\downarrow \\ &\begin{cases} H_{sx} = 0 \\ R_{sx} + R_{dx} - F_1 = 0 \\ F_1 \cdot \frac{L_1}{2} - R_{dx} \cdot L_1 = 0 \end{cases} \\ &\downarrow \\ &\begin{cases} H_{sx} = 0 \text{ N} \\ R_{sx} = -R_{dx} + F_1 = -852,75 + 1705,5 = 852,75 \text{ N} \\ R_{dx} = \frac{F_1}{2} = \frac{1705,5}{2} = 852,75 \text{ N} \end{cases} \end{aligned} \quad (2.2.5)$$

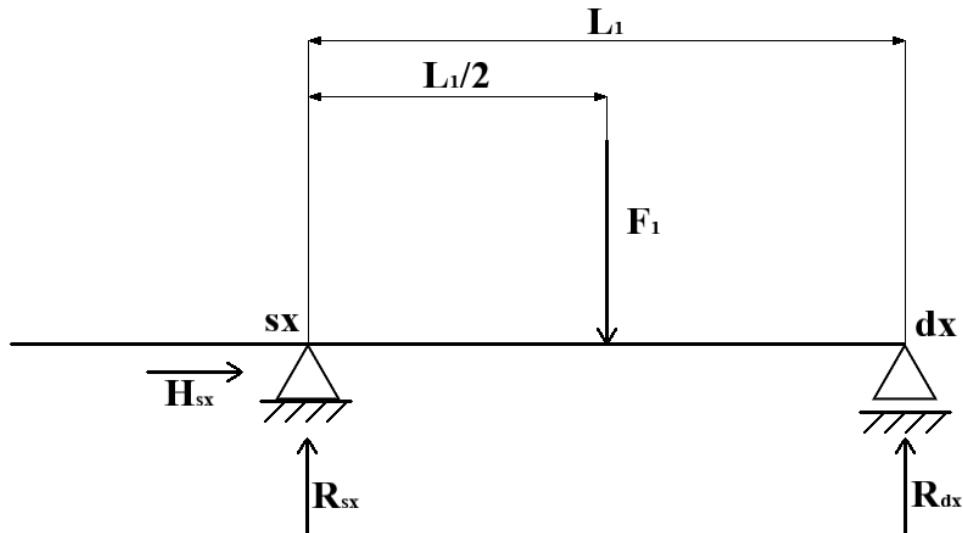


Figura 2.2.1: Reazioni vincolari

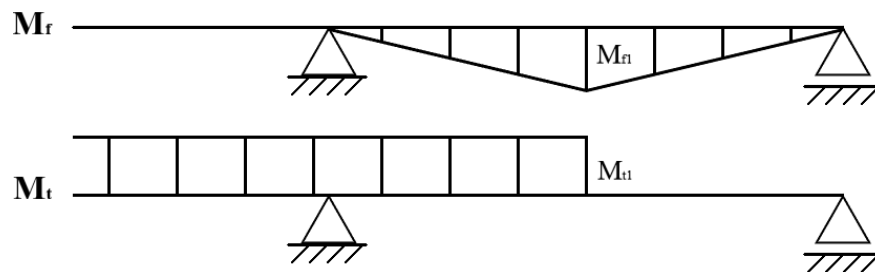


Figura 2.2.2: Diagramma delle azioni interne riferite al momento flettente e al momento torcente

2.3 Scelta del materiale e determinazione del diametro della sede della ruota dentata

Sulla base della normativa UNI EN ISO 683-1 [3] si è scelto come materiale di costruzione dell'albero l'acciaio C45 Bonificato, scelta fatta per contenere i costi e per adottare il medesimo materiale dell'albero intermedio. Ipotizzando di ottenere un diametro compreso tra i 16mm e i 40 mm, si utilizzano i seguenti valori di resistenza:

$$\sigma_s = 430 \text{ MPa} \quad \sigma_r = 650 \text{ MPa} \quad \sigma_{a\infty,-1} = 325 \text{ MPa} \quad (2.3.1)$$

Ipotizzando inoltre che l'albero sia snello, ovvero che rispetti le seguenti caratteristiche prese da [1]:

$$\frac{\text{Lunghezza albero}}{\text{Diametro albero}} = \frac{L}{d} \geq 4 \quad v_s = (9 \div 11) \quad (2.3.2)$$

Si opta per $v_s=9,5$ e si ottiene, tramite lo schema di calcolo (2.3.3), il diametro d_1 dell'albero pari a 25 mm:

$$\begin{aligned} \sigma_{adm} &= \frac{\sigma_s}{v_s} = \frac{430}{9,5} = 45,26 \text{ MPa} \\ \tau_{adm} &= \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{45,26}{\sqrt{3}} = 26,13 \text{ MPa} \\ d_{flex} &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{f1}}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 42637,5}{\pi \cdot 45,26}} = 21,25 \text{ mm} \\ d_{tor} &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t1}}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 64102}{\pi \cdot 26,13}} = 23,20 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$d_1 = \max(d_{flex}; d_{tor}) = \max(21,25; 23,20) = 23,20 \text{ mm} \rightarrow d_1 = 25 \text{ mm} \quad (2.3.3)$$

Si specifica che il diametro d_1 è stato arrotondato in eccesso a 25 mm per sicurezza in quanto i diametri a flessione pura e torsione pura calcolati precedentemente non prevedono il caso composto di flessione-torsione a cui l'albero è realmente sottoposto. Si procede quindi a verificare che d_1 soddisfi le ipotesi fatte precedentemente:

- Verifica materiale:

$$16 \text{ mm} \leq d_1 \leq 40 \text{ mm} \rightarrow 16 \text{ mm} \leq 25 \text{ mm} \leq 40 \text{ mm} \quad (2.3.4)$$

- Verifica v_s :

$$\sigma_{flex} = \frac{32 \cdot M_{f1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 42637,5}{\pi \cdot 25^3} = 27,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tor} = \frac{16 \cdot M_{t1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 64102}{\pi \cdot 25^3} = 20,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ID,VM} = \sqrt{\sigma_{flex}^2 + 3 \cdot \tau_{tor}^2} = \sqrt{27,8^2 + 3 \cdot 20,89^2} = 45,63 \text{ MPa (Von Mises)}$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{ID,VM}} = \frac{430}{45,63} = 9,42 \approx 9,5 \quad (2.3.5)$$

- Verifica geometrica:

$$\frac{L_1}{d_1} \geq 4 \rightarrow \frac{100}{25} = 4 \geq 4 \quad (2.3.6)$$

2.4 Verifiche preliminari ulteriori

Al fine di garantire la corretta realizzazione dell'albero, si decide di verificare in modo preliminare altri aspetti:

- Verifica di spessore minimo della ruota dentata secondo la relazione (2.4.1), coerentemente con quanto adottato in [1], per evitare possibili rotture durante l'utilizzo:

$$s_{min,ruota} \geq 5 \text{ mm} \quad (2.4.1)$$

quindi considerando lo spessore critico della ruota, che è quello compreso tra la massima profondità della cava della linguetta con cui verrà equipaggiato l'albero ed il piede del dente, risulta che:

$$s_{min,ruota} = \frac{D_{p1} - d_1}{2} - t_2 - DED = \frac{D_{p1} - d_1}{2} - t_2 - \frac{7}{6} \cdot m \geq 5 \text{ mm}$$

Sostituendo i rispettivi valori:

$$s_{min,ruota} = \frac{80 - 25}{2} - 3,3 - \frac{7}{6} \cdot 4 = 19,53 \text{ mm} \geq 5 \text{ mm} \quad (2.4.2)$$

Si specifica che per la dimensione della cava della linguetta sulla ruota dentata t_2 si è fatto riferimento alla norma UNI 6604-A riferita a linguetta applicata su alberi aventi diametro compreso tra 22 mm e 30 mm [4].

- Pre-verifica di deformabilità secondo la normativa ASME, ovvero garantire che la freccia massima sulla sede della ruota dentata nell'albero rispetti la relazione (2.4.3):

$$f_{max} \leq 0,127 \text{ mm} \quad (2.4.3)$$

il valore della freccia si ricava dal modello della linea elastica [1] tramite relazione (2.4.4):

$$f_{max} = \frac{1}{48} \cdot \frac{F_1 \cdot L_1^3}{E \cdot J_{eq,1}} \text{ con } \begin{cases} E = 210000 \text{ MPa} \\ J_{eq,1} = \frac{\pi}{64} \cdot d_1^4 \end{cases} \quad (2.4.4)$$

quindi applicando (2.4.4) a (2.4.3) in (2.4.5) risulta che la verifica è soddisfatta:

$$f_{max} = \frac{1}{48} \cdot \frac{1705,5 \cdot 100^3}{210000 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 25^4} = 0,00882 \text{ mm} \leq 0,127 \text{ mm} \quad (2.4.5)$$

2.5 Scelta dei cuscinetti

Per la scelta dei cuscinetti ci si affida al catalogo SKF [5].

I parametri che influenzano la scelta del cuscinetto sono:

- Entità dei carichi a cui viene sottoposto il cuscinetto
- Temperatura di esercizio del cuscinetto, che per il presente riduttore si pone inferiore a 120°C
- Durata richiesta per l'applicazione

Nonostante le reazioni vincolari a cui sono sottoposti i cuscinetti siano della medesima entità, e quindi la concreta possibilità di equipaggiare l'albero con un solo codice di cuscinetto, si è scelto di optare comunque per una configurazione con cuscinetto radiale a sfere sul lato verso l'esterno del riduttore (sinistro) e un cuscinetto a rulli senza orletti interni sul lato verso l'interno del riduttore (destro). Questa scelta permette una maggiore libertà progettuale oltre al fatto di mantenere isostatica la struttura dell'albero, annullando così eventuali forze assiali sui cuscinetti che potrebbero insorgere con la dilatazione termica dei materiali diversi presenti nel riduttore.

In relazione all'ultimo parametro si impone una PS (probabilità di sopravvivenza) del 90% e, mediante l'ausilio del manuale SKF [5], si determina la durata espressa in ore pari a 40000 h, coincidente con quanto deve essere garantito per un riduttore:

$$L_{10h} = 40000 \text{ h} \quad (2.5.1)$$

Questo valore (2.5.1) deve però essere convertito in milioni di cicli di funzionamento tramite relazione (2.5.2) per potere calcolare il coefficiente di carico dinamico:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1502,12 \cdot 40000}{10^6} = 3605,088 \text{ milioni di cicli} \quad (2.5.2)$$

Si procede quindi a calcolare il coefficiente di carico dinamico per le due configurazioni di cuscinetto utilizzando le formule (2.5.3) prese da [1]:

$$C_{din,richiesto} = P_{eq} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p}} \text{ con } \begin{cases} P_{eq} = \text{capacità di carico equivalente} = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{ass} \\ p = 3 \text{ per cuscinetti a sfere, } \frac{10}{3} \text{ per cuscinetti a rulli} \end{cases} \quad (2.5.3)$$

In questo caso $X=1$ e $Y=0$ in quanto non sono presenti forze assiali grazie alla configurazione scelta; per F_{rad} si fa riferimento alle reazioni vincolari calcolate in (2.2.5). Risulta quindi che:

$$C_{din,richiesto,sx} = P_{eq,sx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{sfere}}} = R_{sx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{sfere}}} = 852,75 \cdot 3605,088^{\frac{1}{3}} = 13076 \text{ N}$$

$$C_{din,richiesto,dx} = P_{eq,dx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{rulli}}} = R_{dx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{rulli}}} = 852,75 \cdot 3605,088^{\frac{3}{10}} = 9952 \text{ N} \quad (2.5.4)$$

Dopo aver confrontato il catalogo SKF [5] si è giunti alla scelta dei seguenti cuscinetti:

- A destra cuscinetto SKF NU 202 ECP, in quanto è l'unico in grado a soddisfare le caratteristiche di carico dinamico e di dimensioni minime di spallamento richieste (2.5.4).
- A sinistra cuscinetto SKF 6006 in quanto permette di mantenere un soddisfacente diametro dell'albero d'ingresso oltre che permettere un adeguato raggio di raccordo sullo spallamento utile a migliorarne la vita a fatica.

In figura 2.5.1 e 2.5.2 vengono riportate le principali caratteristiche rispettivamente del cuscinetto a rulli e del cuscinetto a sfere:

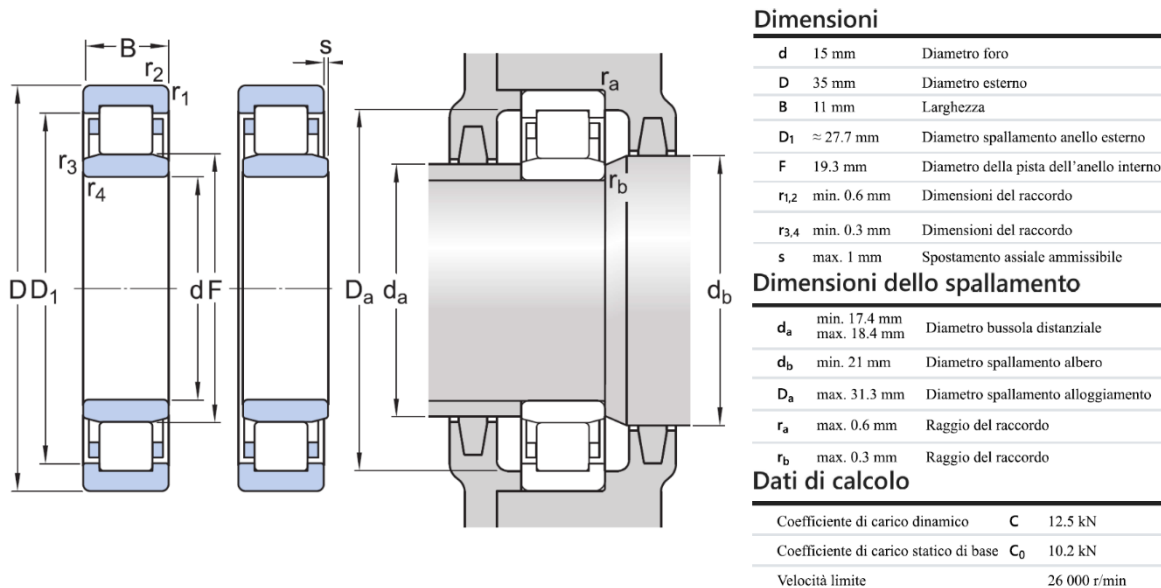


Figura 2.5.1: Caratteristiche cuscinetto SKF NU 202 ECP [5]

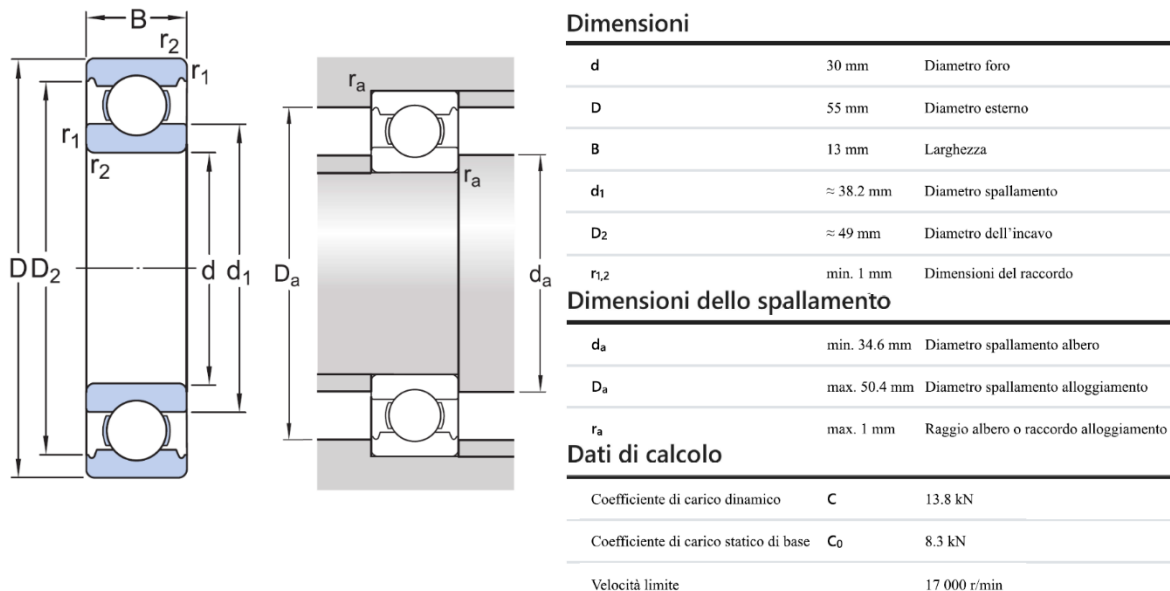


Figura 2.5.2: Caratteristiche cuscinetto SKF 6006 [5]

2.6 Scelta degli anelli elastici

La scelta degli anelli elastici fa riferimento alla normativa DIN 471[6] equivalente a UNI 7435. In figura 2.6.1 si riportano a titolo d'esempio le geometrie riferite alla normativa.

Si è scelto di vincolare i cuscinetti sugli spallamenti dell'albero tramite anello elastico di sicurezza in quanto rappresenta un'ottima scelta economica; il calettamento sul basamento verrà eseguito invece tramite la creazione di un'adeguata cava per il cuscinetto a rulli mentre per quello a sfere avverrà tramite lo spallamento sulla cassa e la battuta del tappo che funge anche da sede per l'anello di tenuta sull'albero d'ingresso stesso.

Gli anelli elastici di sicurezza per alberi scelti sono:

- Anello DIN 471 – 15 su cuscinetto destro
- Anello DIN 471 – 30 su cuscinetto sinistro

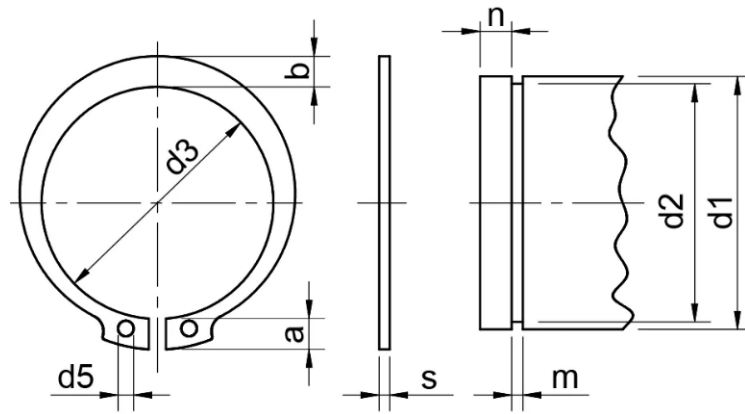


Figura 2.6.1; Anello elastico di sicurezza DIN 471 UNI 7435[6]

2.7 Scelta della linguetta

La trasmissione del moto dall'albero alla ruota dentata calettata avviene tramite linguetta, componente che ha il vantaggio di essere sostituibile in caso di rottura senza danneggiare in modo irreparabile la sezione dell'albero su cui alloggia.

Per la scelta e il dimensionamento della linguetta si fa riferimento alla normativa UNI 6604 [4] e alla procedura adottata nel corso [1]. La linguetta utilizzata è quella di forma A, in modo tale da non peggiorare ulteriormente l'effetto d'intaglio, e riferita al diametro per l'albero compreso tra 22 mm e 30 mm.

Per permettere la trasmissione del moto la linguetta deve essere in grado di resistere alle sollecitazioni dovute dal momento torcente e dalla trasmissione della potenza tra le ruote dentate dello stadio. Se si considera la pressione di contatto tra linguetta e cava dell'albero deve verificarsi la relazione (2.7.1):

$$p = \frac{M_{t1}}{\frac{d_1}{2} \cdot t_1 \cdot l} \leq p_{adm} \text{ con } p_{adm} \in [75; 110] \text{ MPa per contatto tra acciai} \quad (2.7.1)$$

Scegliendo $p_{adm}=75$ MPa si ricava la lunghezza minima ammessa derivando la formula (2.7.1) in (2.7.2):

$$l \geq l_{min} = \frac{M_{t1}}{\frac{d_1}{2} \cdot t_1 \cdot p_{adm}} = \frac{64102}{\frac{25}{2} \cdot 4 \cdot 75} = 17,1 \text{ mm} \quad (2.7.2)$$

Si opta per la lunghezza unificata $l=22$ mm per motivi estetici e per adottare la stessa dell'albero intermedio. Viene quindi eseguita la verifica a taglio ammissibile lungo la sezione trasversale della linguetta in corrispondenza del diametro della sede dell'albero. Per fare questo si sceglie come materiale della linguetta l'acciaio C45 in quanto soddisfa le caratteristiche di resistenza minima della normativa [4] e che ha secondo normativa [3] le specifiche riportate in (2.7.3):

$$\sigma_s = 340 \text{ MPa e } \sigma_r = 620 \text{ MPa per } d \leq 16 \text{ mm} \quad (2.7.3)$$

Inoltre, $d \leq 16$ mm è soddisfatto dalle dimensioni $b \times h = 8 \times 7$ mm che la linguetta ha. Si procede alla verifica:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{t1}}{\frac{d_1}{2} \cdot b \cdot l} \leq \tau_{adm} \\ &\downarrow \\ \tau_{adm} &= \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \rightarrow v_s = 1,5 \text{ da [1]} \rightarrow \tau_{adm} = \frac{340}{1,5} = 130,87 \text{ MPa} \\ &\downarrow \\ \tau &= \frac{64102}{\frac{25}{2} \cdot 8 \cdot 22} = 29,14 \text{ MPa} \leq 130,87 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (2.7.4)$$

Dal momento che la verifica a taglio è soddisfatta, si conferma la linguetta UNI 6604 - A 8x7x22.

2.8 Scelta degli elementi di calettamento della ruota dentata

Per vincolare assialmente la ruota dentata sulla sede dell'albero si realizza uno spallamento di diametro 40 mm creato sull'albero nel lato sinistro della sede, che funge anche da spallamento del cuscinetto a sfere, mentre per bloccare il movimento nell'altro verso, così come è stato scelto per l'albero intermedio [1], si utilizza una ghiera filettata adeguata alla dimensione del diametro dell'albero d'ingresso. A causa della presenza della gola di scarico di raggio 1,5 mm a ridosso della sede della ruota dentata, necessaria per terminare la lavorazione di filettatura, è fondamentale inserire un anello distanziale tra ruota e ghiera per assicurarsi che la ghiera non si avviti oltre la zona filettata, compromettendo così l'effettiva tenuta. Inoltre, per evitare l'eventuale svitamento della ghiera durante il funzionamento del riduttore, si interpone una rosetta di sicurezza tra il distanziale e la ghiera stessa. Dalla consultazione di [5] si selezionano la ghiera e la rosetta di sicurezza indicate rispettivamente in figura 2.8.2 e 2.8.3, mentre per il distanziale si adotta quello riportato in figura 2.8.1:

- Anello distanziale 25x39x4 mm:

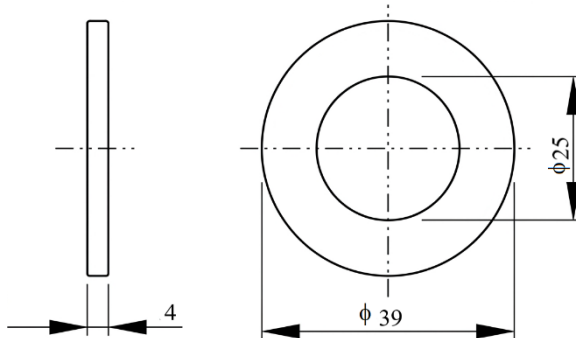
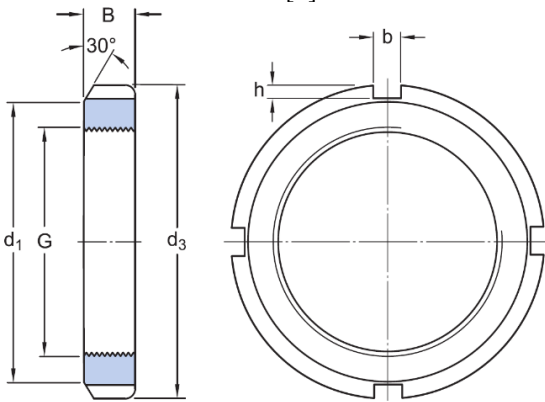


Figura 2.8.1: Anello distanziale 25x39x4 dell'albero d'ingresso

- Ghiera SKF KM 5 da [5]:

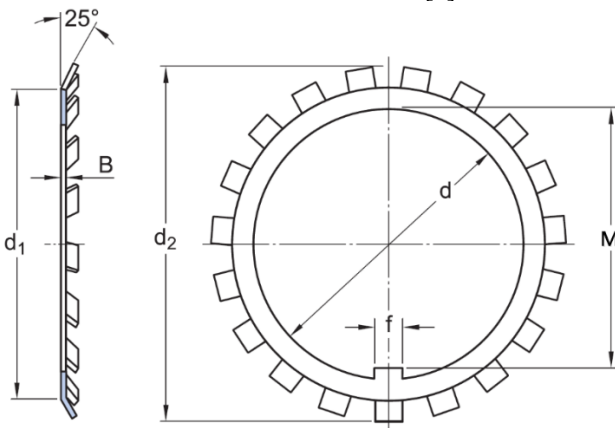


Dimensioni

G	M25x1.5	Filettatura
d₃	38 mm	Diametro esterno
B	7 mm	Larghezza
d₁	32 mm	Diametro facciata laterale di vincolo
b	5 mm	Larghezza scanalatura per anello di ancoraggio
h	2 mm	Profondità scanalatura per anello di ancoraggio

Figura 2.8.2: Ghiera SKF KM 5 [5]

- Rosetta di sicurezza SKF MB 5 da [5]:



Dimensioni

d	25 mm	Diametro foro
d₁	32 mm	Diametro facciata laterale
d₂	42 mm	Diametro esterno
B	1.25 mm	Spessore materiale
f	5 mm	Larghezza linguetta interna
M	23 mm	Dimensione interna sotto linguetta interna

Figura 2.8.3: Rosetta di sicurezza SKF MB 5 [5]

2.9 Verifiche strutturali

Dal dimensionamento e dalla scelta dei componenti associati risulta completa la geometria dell'albero. Tuttavia, prima di affermarne l'effettiva utilizzabilità, è fondamentale eseguire tre diversi tipi di verifiche al fine di valutarne la resistenza statica, la durata di vita a fatica e la rigidezza, tutte in riferimento ai carichi ai quali è sottoposto.

Tali verifiche vengono eseguite nelle sezioni ritenute più sollecitate, quindi nelle sezioni che presentano una variazione di diametro o un intaglio.

Alla luce di queste considerazioni sono state individuate cinque sezioni di verifica, riportate in figura 2.9.1 con le rispettive quote a partire dal cuscinetto sinistro: queste sono i due spallamenti dei cuscinetti (Sez. A, E), lo spallamento sinistro della ruota dentata (Sez. B), la sezione maggiormente sollecitata dell'albero (Sez. C) e la gola di scarico della filettatura (Sez. D).

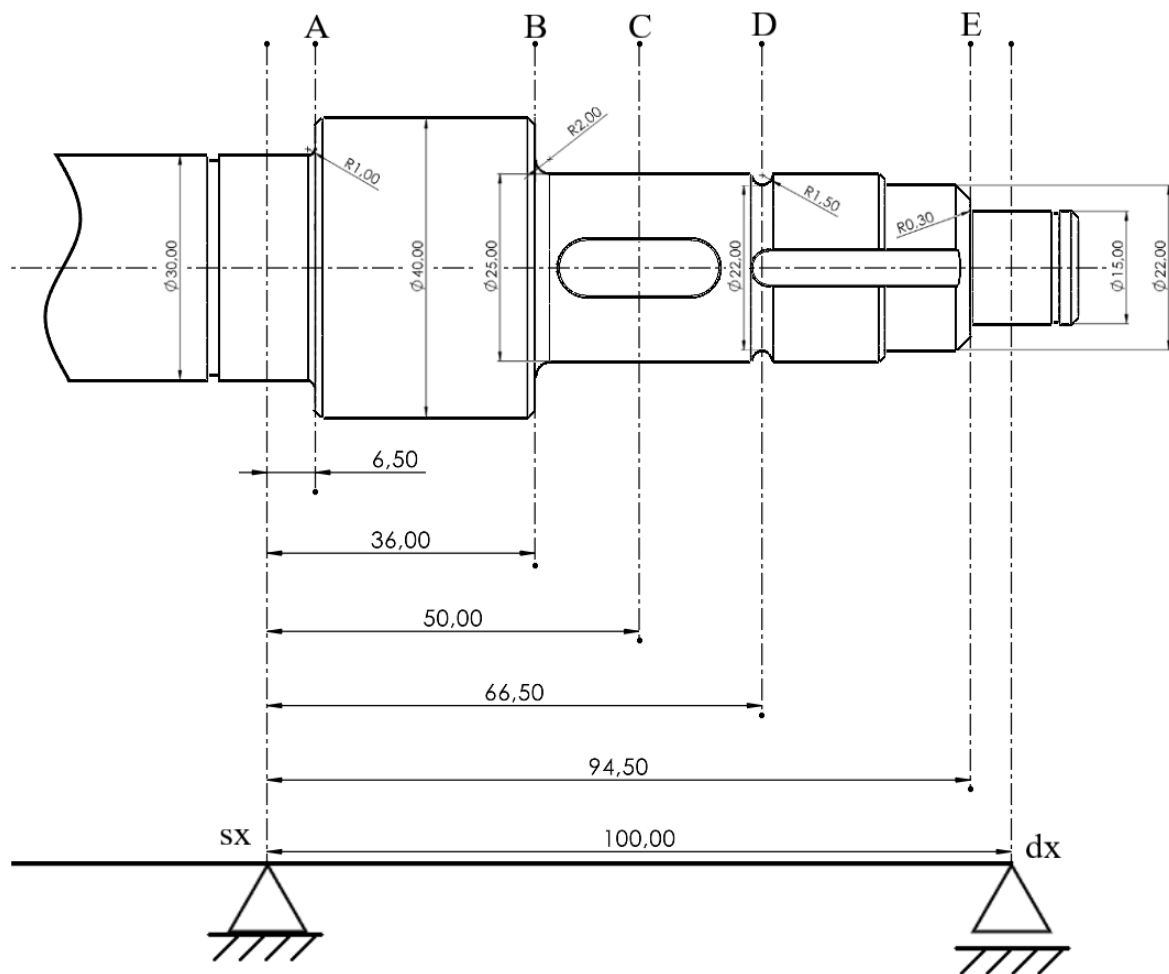


Figura 2.9.1: Sezioni interessate a verifica dell'albero d'ingresso

2.9.1 Verifiche statiche

Le verifiche statiche indicano se le sezioni analizzate resistono staticamente alle sollecitazioni presenti e quindi se la scelta del materiale per l'albero e il dimensionamento dei diversi diametri di ogni sezione risultano adeguati.

In figura 2.9.1.1 è possibile capire qualitativamente a quali azioni interne sono soggette le sezioni:

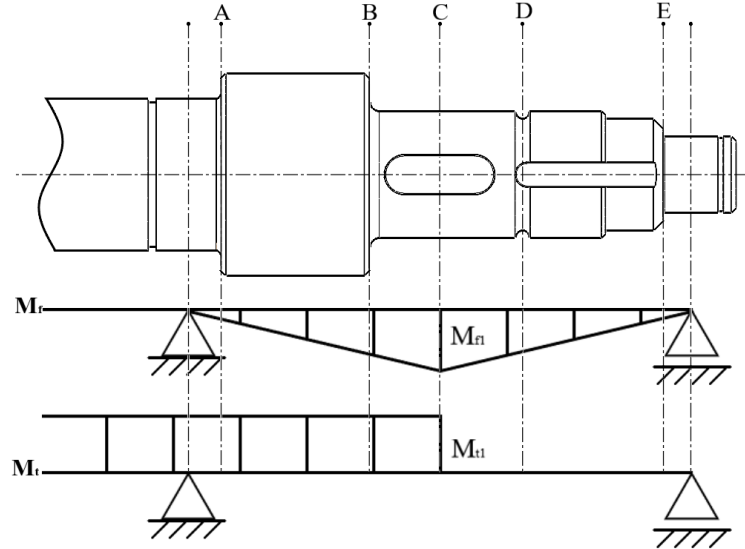


Figura 2.9.1.1: Diagramma qualitativo delle azioni interne riferite alle sezioni

Per la verifica statica di ogni sezione si fa riferimento alla seguente procedura presa da [1]:

1. Determinazione del momento flettente (2.9.1.1) e del momento torcente (2.9.1.2).
2. Calcolo dello sforzo assiale di flessione (2.9.1.3) e dello sforzo tangenziale di torsione (2.9.1.4).
3. Calcolo della σ_{id} secondo il criterio di Von Mises (2.9.1.5).
4. Determinazione del coefficiente di sicurezza statico v_s della sezione (2.9.1.6).

Se $v_s > 1,5$ la sezione è ritenuta verificata staticamente. Si ricorda che v_s dovrebbe preferibilmente risultare maggiore o uguale rispetto a quello calcolato in (2.3.5).

Si procede con le verifiche:

- Sezione A – spallamento del cuscinetto a sfere

$$M_{fA} = R_{sx} \cdot l_A = 852,75 \cdot 6,5 = 5543 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.1)$$

$$M_{tA} = M_{t1} = 64102 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.2)$$

$$\sigma_{fA} = \frac{32 \cdot M_{fA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 5543}{\pi \cdot 30^3} = 2,09 \text{ MPa} \quad (2.9.1.3)$$

$$\tau_{MtA} = \frac{16 \cdot M_{tA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 64102}{\pi \cdot 30^3} = 12,09 \text{ MPa} \quad (2.9.1.4)$$

$$\sigma_{idA} = \sqrt{\sigma_{fA}^2 + 3 \cdot \tau_{MtA}^2} = \sqrt{2,09^2 + 3 \cdot 12,09^2} = 21,04 \text{ MPa} \quad (2.9.1.5)$$

$$v_{sA} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idA}} = \frac{430}{21,04} = 20,44 \quad (2.9.1.6)$$

La sezione A risulta verificata staticamente.

- Sezione B – spallamento ruota dentata

$$M_{fB} = R_{sx} \cdot l_B = 852,75 \cdot 36 = 30699 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.1)$$

$$M_{tB} = M_{t1} = 64102 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.2)$$

$$\sigma_{fB} = \frac{32 \cdot M_{fB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{32 \cdot 30699}{\pi \cdot 25^3} = 20,01 \text{ MPa} \quad (2.9.1.3)$$

$$\tau_{MtB} = \frac{16 \cdot M_{tB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{16 \cdot 64102}{\pi \cdot 25^3} = 20,89 \text{ MPa} \quad (2.9.1.4)$$

$$\sigma_{idB} = \sqrt{\sigma_{fB}^2 + 3 \cdot \tau_{MtB}^2} = \sqrt{20,01^2 + 3 \cdot 20,89^2} = 41,35 \text{ MPa} \quad (2.9.1.5)$$

$$v_{sB} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idB}} = \frac{430}{41,35} = 10,40 \quad (2.9.1.6)$$

La sezione B risulta verificata staticamente.

- Sezione C – sede ruota dentata 1

$$M_{fC} = R_{sx} \cdot l_C = 852,75 \cdot 50 = 42638 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.1)$$

$$M_{tC} = M_{t1} = 64102 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.2)$$

$$\sigma_{fC} = \frac{32 \cdot M_{fC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{32 \cdot 42638}{\pi \cdot 25^3} = 27,80 \text{ MPa} \quad (2.9.1.3)$$

$$\tau_{MtC} = \frac{16 \cdot M_{tC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{16 \cdot 64102}{\pi \cdot 25^3} = 20,89 \text{ MPa} \quad (2.9.1.4)$$

$$\sigma_{idC} = \sqrt{\sigma_{fC}^2 + 3 \cdot \tau_{MtC}^2} = \sqrt{27,80^2 + 3 \cdot 20,89^2} = 45,63 \text{ MPa} \quad (2.9.1.5)$$

$$v_{sC} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idC}} = \frac{430}{45,63} = 9,42 \quad (2.9.1.6)$$

La sezione C risulta verificata staticamente.

- Sezione D – gola di scarico

$$M_{fD} = R_{dx} \cdot (L_1 - l_D) = 852,75 \cdot (100 - 66,5) = 28567 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.1)$$

$$M_{tD} = 0 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.2)$$

$$\sigma_{fD} = \frac{32 \cdot M_{fD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{32 \cdot 28567}{\pi \cdot 22^3} = 27,34 \text{ MPa} \quad (2.9.1.3)$$

$$\tau_{MtD} = \frac{16 \cdot M_{tD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{16 \cdot 0}{\pi \cdot 22^3} = 0 \text{ MPa} \quad (2.9.1.4)$$

$$\sigma_{idD} = \sqrt{\sigma_{fD}^2 + 3 \cdot \tau_{MtD}^2} = \sqrt{27,34^2 + 3 \cdot 0^2} = 27,34 \text{ MPa} \quad (2.9.1.5)$$

$$v_{sD} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idD}} = \frac{430}{27,34} = 15,73 \quad (2.9.1.6)$$

La sezione D risulta verificata staticamente.

- Sezione E – spallamento del cuscinetto a rulli

$$M_{fE} = R_{dx} \cdot (L_1 - l_E) = 852,75 \cdot (100 - 94,5) = 4690 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.1)$$

$$M_{tE} = 0 \text{ Nmm} \quad (2.9.1.2)$$

$$\sigma_{fE} = \frac{32 \cdot M_{fE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{32 \cdot 4690}{\pi \cdot 15^3} = 14,17 \text{ MPa} \quad (2.9.1.3)$$

$$\tau_{MtE} = \frac{16 \cdot M_{tE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{16 \cdot 0}{\pi \cdot 15^3} = 0 \text{ MPa} \quad (2.9.1.4)$$

$$\sigma_{idE} = \sqrt{\sigma_{fE}^2 + 3 \cdot \tau_{MtE}^2} = \sqrt{14,17^2 + 3 \cdot 0^2} = 14,17 \text{ MPa} \quad (2.9.1.5)$$

$$v_{sE} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idE}} = \frac{430}{14,17} = 30,35 \quad (2.9.1.6)$$

La sezione E risulta verificata staticamente.

Tutte le sezioni risultano verificate. In tabella 2.9.1.1 si riassumono i dati e le grandezze ricavate relative alle sezioni:

Tabella 2.9.1.1: Riepilogo verifiche statiche relative all'albero d'ingresso

Sezione	A	B	C	D	E
d [mm]	30	25	25	22	15
M _f [Nmm]	5543	30699	42638	28567	4690
M _t [Nmm]	64102	64102	64102	0	0
σ _f [MPa]	2,09	20,01	27,80	27,34	14,17
τ _{Mt} [MPa]	12,09	20,89	20,89	0	0
σ _{id} [MPa]	21,04	41,35	45,63	27,34	14,17
v _s	20,44	10,40	9,42	15,73	30,35

2.9.2 Verifiche a fatica

Le verifiche a fatica ci forniscono un'indicazione relativa alla durata dell'albero durante i cicli di funzionamento attraverso l'analisi delle sezioni critiche presenti in figura 2.9.1. Per il processo di verifica si fa riferimento agli estratti della normativa UNI 7670 e del libro "Peterson's Stress Concentration Factors" presenti in [2] e allo schema di calcolo analitico adottato in [1].

In (2.9.2.1) si riportano le caratteristiche prese da [3] del materiale utilizzato, che è l'acciaio C45 Bonificato:

$$\sigma_r = 650 \text{ MPa} \quad \sigma_{a\infty,-1} = 325 \text{ MPa} \quad (2.9.2.1)$$

La procedura adottata è:

1. Determinazione del fattore teorico di concentrazione delle tensioni riferito alla tensione nominale K_{tn} utilizzando i diagrammi del Peterson presenti in [2] (2.9.2.3).
2. Determinazione del fattore di effetto dell'intaglio K_f secondo UNI 7670 da [2] (2.9.2.4).
3. Determinazione del fattore di effetto delle dimensioni K_d secondo UNI 7670 da [2] (2.9.2.5).
4. Determinazione del fattore di effetto di finitura superficiale K_l secondo UNI 7670 da [2] (2.9.2.6).
5. Calcolo della tensione limite di fatica per durata infinita $\sigma_{a\infty,-1}^*$ (2.9.2.7) secondo le seguenti ipotesi:
 - Flessione rotante
 - Rapporto di ciclo $R=-1$
 - Momento torcente costante durante il funzionamento e quindi ininfluenza sulla vita a fatica
 - Assenza di storie di carico precedenti relative all'albero
 - Assenza di trattamenti superficiali sull'albero
 - Ambiente in cui lavora l'albero non corrosivo
6. Calcolo del coefficiente di sicurezza statico v_f (2.9.2.8) della sezione utilizzando come ampiezza di tensione di ciclo σ_a il valore ricavato da (2.9.1.3) coerentemente con le ipotesi precedenti.

Se $v_f > 1,6$ la sezione è ritenuta verificata a fatica.

Si riassumono in tabella 2.9.2.1 i dati utilizzati per effettuare la procedura:

Tabella 2.9.2.1: Dati noti relativi alle sezioni per verifica a fatica

Sezione	A	B	C	D	E
D [mm]	40	40	-	25	22
d [mm]	30	25	25	22	15
r [mm]	1	2	-	1,5	0,3
Geometria	Spallamento	Spallamento	Sede linguetta	Gola a U	Spallamento
Lavorazione superficiale	Rettifica	Sgrossatura fine	Sgrossatura fine	Sgrossatura fine	Rettifica
σ_a [MPa]	2,09	20,01	27,80	27,34	14,17

Inoltre, per semplificare la procedura, si calcola in (2.9.4.2) il coefficiente dipendente dal carico di rottura del materiale a tramite prospetto IX contenuto in [2]. Questo coefficiente verrà utilizzato successivamente, quando necessario, per determinare l'indice di sensibilità all'intaglio q :

$$a = f(\sigma_r) = f(650 \text{ MPa}) = 0,212 - (700 - 650) \cdot \frac{0,212 - 0,175}{700 - 600} = 0,1935 \text{ mm} \quad (2.9.2.2)$$

Si procede con le verifiche:

- Sezione A – spallamento del cuscinetto a sfere

$$K_{tn,A} = f\left(\frac{D_A}{d_A}, \frac{r_A}{d_A}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{40}{30}, \frac{1}{30}, \text{flessione rotante, spallamento}\right) = 2,40 \quad (2.9.2.3)$$

$$r_A < 2 \text{ mm} \rightarrow K_{fA} = 1 + q \cdot (K_{tn,A} - 1) = 1 + \frac{1}{1 + \frac{a}{r_A}} \cdot (K_{tn,A} - 1)$$

$$\rightarrow K_{fA} = 1 + \frac{1}{1 + \frac{0,1935}{1}} \cdot (2,40 - 1) = 2,173 \quad (2.9.2.4)$$

$$K_{dA} = f(d_A, \text{UNI 7670}) = f(30, \text{UNI 7670}) = 1,160 \quad (2.9.2.5)$$

$$K_{IA} = f(\sigma_r, \text{finitura}, \text{UNI 7670}) = f(650, \text{rettifica}, \text{UNI 7670}) = 1,06 \quad (2.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty, -1, A}^* = \frac{\sigma_{a\infty, -1}}{K_{fA} \cdot K_{dA} \cdot K_{IA}} = \frac{325}{2,173 \cdot 1,160 \cdot 1,06} = 121,63 \text{ MPa} \quad (2.9.2.7)$$

$$v_{fA} = \frac{\sigma_{a\infty, -1, A}^*}{\sigma_{aA}} = \frac{121,63}{2,09} = 58,20 \quad (2.9.2.8)$$

La sezione A risulta verificata a fatica.

- Sezione B – spallamento ruota dentata

$$K_{tn, B} = f\left(\frac{D_B}{d_B}, \frac{r_B}{d_B}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{40}{25}, \frac{2}{25}, \text{flessione rotante, spallamento}\right) = 1,86 \quad (2.9.2.3)$$

$$r_B \geq 2\text{mm} \rightarrow K_{fB} = K_{tn, B} = 1,86 \quad (2.9.2.4)$$

$$K_{dB} = f(d_B, \text{UNI 7670}) = f(25, \text{UNI 7670}) = 1,135 \quad (2.9.2.5)$$

$$K_{IB} = f(\sigma_r, \text{finitura}, \text{UNI 7670}) = f(650, \text{sgrossatura fine}, \text{UNI 7670}) = 1,15 \quad (2.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty, -1, B}^* = \frac{\sigma_{a\infty, -1}}{K_{fB} \cdot K_{dB} \cdot K_{IB}} = \frac{325}{1,86 \cdot 1,135 \cdot 1,15} = 133,87 \text{ MPa} \quad (2.9.2.7)$$

$$v_{fB} = \frac{\sigma_{a\infty, -1, B}^*}{\sigma_{aB}} = \frac{133,87}{20,01} = 6,69 \quad (2.9.2.8)$$

La sezione B risulta verificata a fatica.

- Sezione C – sede ruota dentata 1

Essendoci come geometria la sede della linguetta si determina direttamente K_f da [2]:

$$K_{fC} = f(\text{forma sede}, \sigma_r) = f(\text{forma 1}, 650) = 1,98 \quad (2.9.2.4)$$

$$K_{dC} = f(d_C, \text{UNI 7670}) = f(25, \text{UNI 7670}) = 1,135 \quad (2.9.2.5)$$

$$K_{IC} = f(\sigma_r, \text{finitura}, \text{UNI 7670}) = f(650, \text{sgrossatura fine}, \text{UNI 7670}) = 1,15 \quad (2.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty, -1, C}^* = \frac{\sigma_{a\infty, -1}}{K_{fC} \cdot K_{dC} \cdot K_{IC}} = \frac{325}{1,98 \cdot 1,135 \cdot 1,15} = 125,75 \text{ MPa} \quad (2.9.2.7)$$

$$v_{fC} = \frac{\sigma_{a\infty, -1, C}^*}{\sigma_{aC}} = \frac{125,75}{27,80} = 4,52 \quad (2.9.2.8)$$

La sezione C risulta verificata a fatica.

- Sezione D – gola di scarico

$$K_{tn, D} = f\left(\frac{D_D}{d_D}, \frac{r_D}{d_D}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{25}{22}, \frac{1,5}{22}, \text{flessione rotante, gola a U}\right) = 2,07 \quad (2.9.2.3)$$

$$r_D < 2\text{mm} \rightarrow K_{fD} = 1 + q \cdot (K_{tn, D} - 1) = 1 + \frac{1}{1 + \frac{a}{r_D}} \cdot (K_{tn, D} - 1)$$

$$\rightarrow K_{fD} = 1 + \frac{1}{1 + \frac{0,1935}{1,5}} \cdot (2,07 - 1) = 1,948 \quad (2.9.2.4)$$

$$K_{dD} = f(d_D, \text{UNI 7670}) = f(22, \text{UNI 7670}) = 1,105 \quad (2.9.2.5)$$

$$K_{ID} = f(\sigma_r, \text{finitura}, \text{UNI 7670}) = f(650, \text{sgrossatura fine}, \text{UNI 7670}) = 1,15 \quad (2.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty, -1, D}^* = \frac{\sigma_{a\infty, -1}}{K_{fD} \cdot K_{dD} \cdot K_{ID}} = \frac{325}{1,948 \cdot 1,105 \cdot 1,15} = 131,31 \text{ MPa} \quad (2.9.2.7)$$

$$v_{fD} = \frac{\sigma_{a\infty, -1, D}^*}{\sigma_{aD}} = \frac{131,31}{27,34} = 4,80 \quad (2.9.2.8)$$

La sezione D risulta verificata a fatica.

- Sezione E – spallamento del cuscinetto a rulli

$$K_{tn, E} = f\left(\frac{D_E}{d_E}, \frac{r_E}{d_E}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{22}{15}, \frac{0,3}{15}, \text{flessione rotante, spallamento}\right) = 2,88 \quad (2.9.2.3)$$

$$r_E < 2\text{mm} \rightarrow K_{fE} = 1 + q \cdot (K_{tn, E} - 1) = 1 + \frac{1}{1 + \frac{a}{r_E}} \cdot (K_{tn, E} - 1)$$

$$\rightarrow K_{fE} = 1 + \frac{1}{1 + \frac{0,1935}{0,3}} \cdot (2,88 - 1) = 2,143 \quad (2.9.2.4)$$

$$K_{dE} = f(d_E, UNI 7670) = f(15, UNI 7670) = 1,060 \quad (2.9.2.5)$$

$$K_{lE} = f(\sigma_r, finitura, UNI 7670) = f(650, rettifica, UNI 7670) = 1,06 \quad (2.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty, -1, E}^* = \frac{\sigma_{a\infty, -1}}{K_{fE} \cdot K_{dE} \cdot K_{lE}} = \frac{325}{2,143 \cdot 1,060 \cdot 1,06} = 134,98 \text{ MPa} \quad (2.9.2.7)$$

$$v_{fE} = \frac{\sigma_{a\infty, -1, E}^*}{\sigma_{aE}} = \frac{134,98}{14,17} = 9,53 \quad (2.9.2.8)$$

La sezione E risulta verificata a fatica.

Tutte le sezioni risultano verificate. In tabella 2.9.2.2 si riassumono le grandezze ricavate relative alle sezioni, mentre per quando riguarda i dati ad esse collegati si fa riferimento alla tabella 2.9.2.1:

Tabella 2.9.2.2: Riepilogo verifiche a fatica relative all'albero d'ingresso

Sezione	A	B	C	D	E
K_{tn}	2,40	1,86	-	2,07	2,88
K_f	2,173	1,860	1,980	1,948	2,143
K_d	1,160	1,135	1,135	1,105	1,060
K_l	1,06	1,15	1,15	1,15	1,06
$\sigma_{a\infty, -1}^* [\text{MPa}]$	121,63	133,87	125,75	131,31	134,98
v_f	58,20	6,69	4,52	4,80	9,53

2.9.3 Verifiche di deformabilità

L'ultima verifica da eseguire è quella relativa alla configurazione deformata che l'albero assume durante il normale funzionamento a causa della forza F_1 applicata sulla mezzeria.

I parametri che verranno esaminati sono:

- La freccia in corrispondenza della mezzeria della sede della ruota dentata, la quale potrebbe compromettere il corretto ingranamento tra le ruote dentate del primo stadio del riduttore a causa del disallineamento che si crea.
- La rotazione in corrispondenza della sede del cuscinetto, fattore che potrebbe incidere sulla durata e integrità degli stessi.

Questi parametri non devono superare i rispettivi valori limite definiti in [1] per quanto riguarda la freccia e in [5] per quanto riguarda le rotazioni e riportati di seguito:

- Freccia limite:

$$f_{lim, ASME} = 0,127 \text{ mm secondo normativa ASME [1]} \quad (2.9.3.1)$$

$$f_{lim, manuale} = \frac{L_1}{3000} = \frac{100}{3000} = 0,03333 \text{ mm da manuali meccanici [1]} \quad (2.9.3.2)$$

- Rotazione limite:

$$\varphi_{lim, sfere} = 10' \cong 0,0029089 \text{ rad per cuscinetti a sfere [5]} \quad (2.9.3.3)$$

$$\varphi_{lim, rulli} = 2' \cong 0,0005818 \text{ rad per cuscinetti a rulli [5]} \quad (2.9.3.4)$$

Per il calcolo dei valori di questi elementi ci si basa sul modello legato all'equazione della linea elastica utilizzato nel corso [1], della quale si riporta in figura 2.9.3.1 una rappresentazione riferita al caso dell'albero d'ingresso:

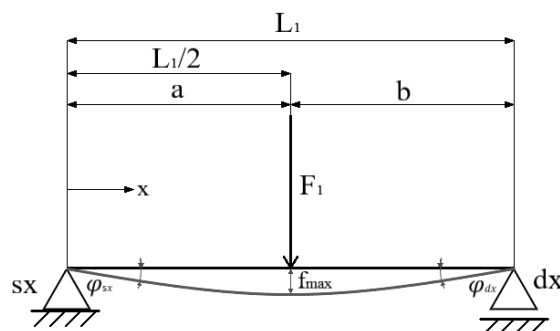


Figura 2.9.3.1: Modello elastico applicato all'albero d'ingresso

Per il modello valgono le relazioni (2.9.3.1), (2.9.3.2) e (2.9.3.3):

$$f(x) = \frac{F_1 \cdot a^2 \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot J_{eq,1} \cdot L_1} \cdot \left(2 \cdot \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 \cdot b} \right) \quad (2.9.3.1)$$

$$\varphi_{sx} = \frac{F_1 \cdot b \cdot (L_1^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq,1} \cdot L_1} \quad (2.9.3.2)$$

$$\varphi_{dx} = \frac{F_1 \cdot a \cdot (L_1^2 - a^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq,1} \cdot L_1} \quad (2.9.3.3)$$

Applicando queste relazioni ricaviamo i parametri critici:

$$f_{max} = f_{Ruota\ 1} = f\left(\frac{L_1}{2}\right) = \frac{F_1 \cdot \frac{L_1^2}{2} \cdot \frac{L_1^2}{2}}{6 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d_1^4 \cdot L_1} \cdot \left(2 \cdot \frac{\frac{L_1}{2}}{\frac{L_1}{2}} + \frac{\frac{L_1}{2}}{\frac{L_1}{2}} - \frac{\frac{L_1^3}{2}}{\frac{L_1^2}{2} \cdot \frac{L_1}{2}} \right)$$

$$\downarrow$$

$$f_{Ruota\ 1} = \frac{4 \cdot F_1 \cdot L_1^3}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{4 \cdot 1705,5 \cdot 100^3}{3 \cdot 210000 \cdot \pi \cdot 25^4} = 0,00882\ mm < f_{lim,ASME}, f_{lim,manuale} \quad (2.9.3.4)$$

$$\varphi_{sx} = \frac{F_1 \cdot \frac{L_1}{2} \cdot (L_1^2 - \frac{L_1^2}{2})}{6 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d_1^4 \cdot L_1} = \frac{4 \cdot F_1 \cdot L_1^2}{E \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{4 \cdot 1705,5 \cdot 100^2}{210000 \cdot \pi \cdot 25^4} = 0,0002647\ rad < \varphi_{lim,sfere} \quad (2.9.3.5)$$

$$\varphi_{dx} = \frac{F_1 \cdot \frac{L_1}{2} \cdot (L_1^2 - \frac{L_1^2}{2})}{6 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d_1^4 \cdot L_1} = \frac{4 \cdot F_1 \cdot L_1^2}{E \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{4 \cdot 1705,5 \cdot 100^2}{210000 \cdot \pi \cdot 25^4} = 0,0002647\ rad < \varphi_{lim,rulli} \quad (2.9.3.6)$$

Risulta verificata la rigidezza dell'albero d'uscita in quanto le dimensioni calcolate in (2.9.3.4), (2.9.3.5) e (2.9.3.6) sono inferiori rispetto ai rispettivi valori critici.

CAPITOLO 3: Rappresentazione 3D dell'albero d'ingresso e dei componenti ad esso associati

Il presente capitolo ha lo scopo di fornire la rappresentazione tridimensionale dell'assieme relativo al sottogruppo dell'albero d'ingresso, eseguita tramite il software CAD 3D Solidworks®: verranno rappresentati tutti i componenti discussi nel capitolo 2 e successivamente l'assieme. Ogni componente verrà rappresentato in un numero di viste sufficienti ad evidenziarne la geometria. Infine, si riporterà la messa in tavola relativa all'albero d'ingresso.

3.1 Albero d'ingresso

Il modello relativo all'albero d'ingresso è stato disegnato in base alle informazioni a disposizione risultanti dal capitolo 2.

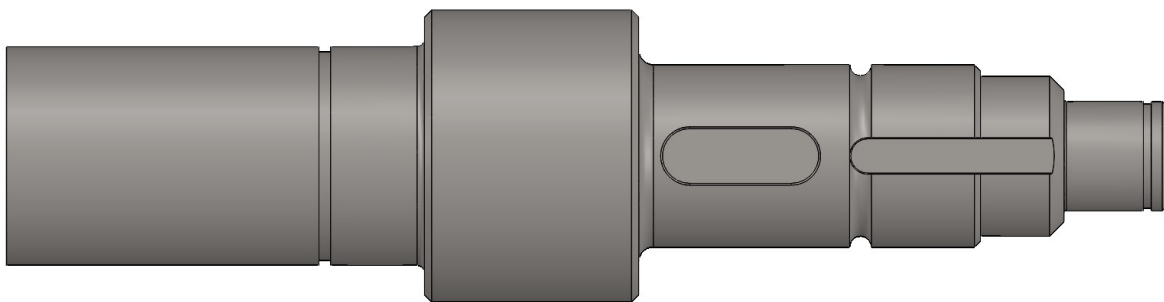


Figura 3.1.1: Vista laterale relativa al modello dell'albero d'ingresso

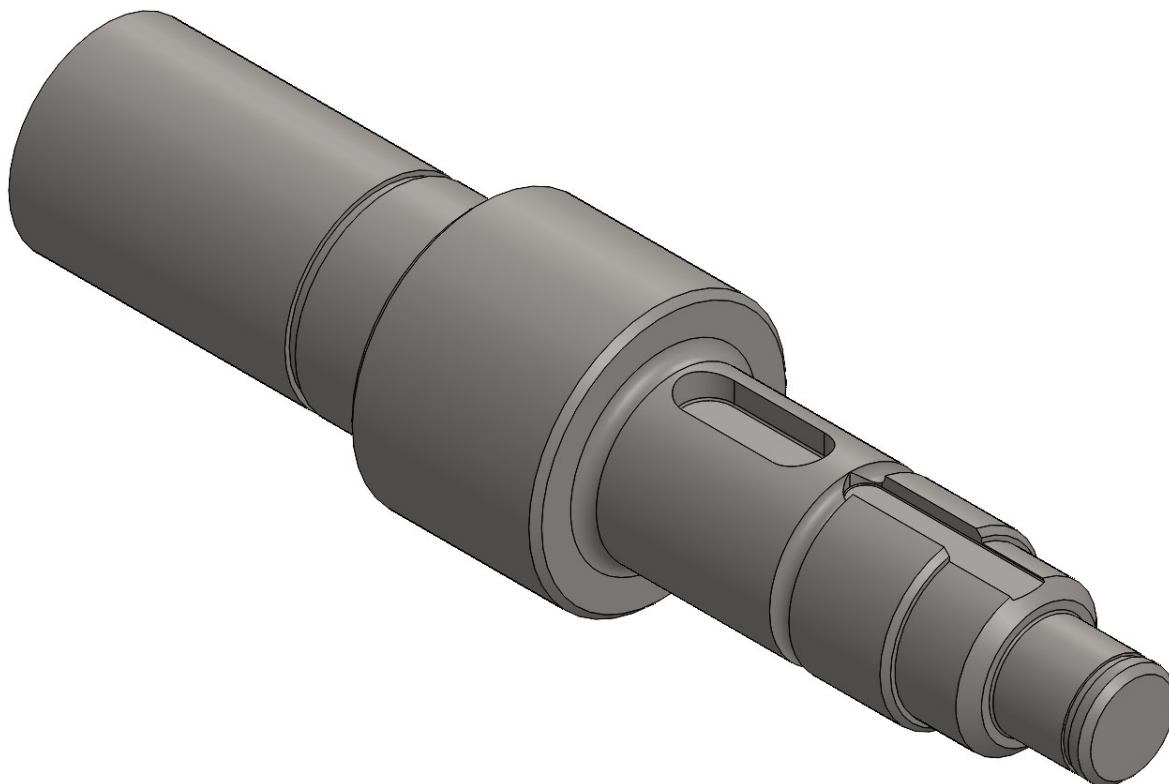


Figura 3.1.2: Vista isometrica relativa al modello dell'albero d'ingresso

3.2 Cuscinetti

I cuscinetti sotto riportati fanno riferimento alle scelte progettuali adottate nel paragrafo 2.5.

Il modello del cuscinetto a sfere SKF 6006 è stato ricavato direttamente dalla libreria interna di Solidworks® denominata "Toolbox".

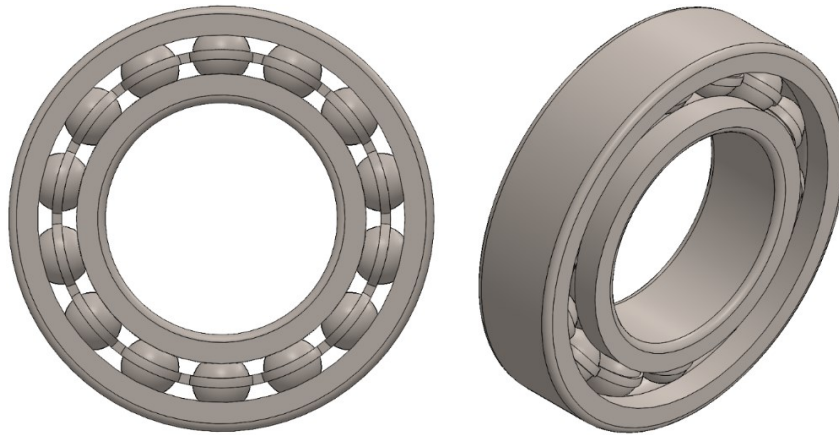


Figura 3.2.1: Cuscinetto SKF 6006

Il modello del cuscinetto a rulli SKF NU 202 ECP è invece stato importato da [7] in quanto non presente nel “Toolbox”:

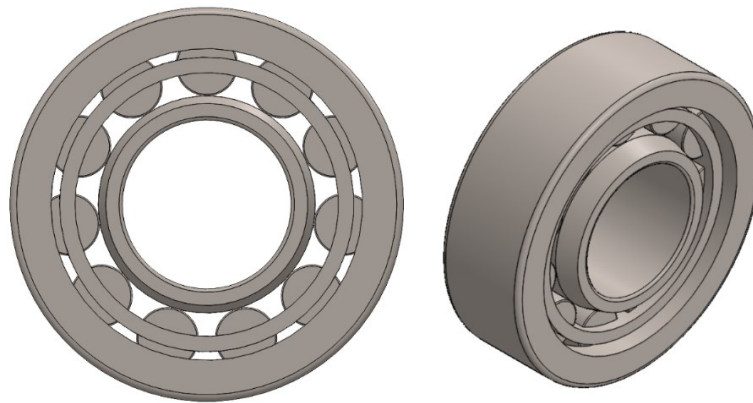


Figura 3.2.2: Cuscinetto SKF NU 202 ECP

3.3 Anelli elastici di sicurezza per alberi

Gli anelli elastici sotto riportati fanno riferimento alle scelte progettuali adottate nel paragrafo 2.6.

Così come per il cuscinetto a sfere, anche per gli anelli elastici è stato utilizzato il Toolbox.

Anello elastico DIN 471 – 15;



Figura 3.3.1: Anello elastico DIN 471 – 15

Anello elastico DIN 471 – 30;



Figura 3.3.2: Anello elastico DIN 471 – 30

3.4 Linguetta

Il modello relativo alla linguetta è stato disegnato in base alle informazioni a disposizione risultanti dal paragrafo 2.7 e da [4].

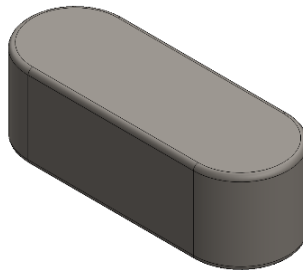


Figura 3.4.1: Linguetta UNI 6604 - A 8x7x22

3.5 Ruota dentata 1

Il modello relativo della ruota dentata 1 sotto riportata fa riferimento alle scelte progettuali adottate nel capitolo 1. Essa è stata ricavata partendo dal modello ottenuto dal Toolbox applicando uno smusso $2 \times 45^\circ$ in corrispondenza del foro in modo tale da poterla alloggiare nella sede dell'albero a causa della presenza del raccordo di raggio R2 sullo spallamento.

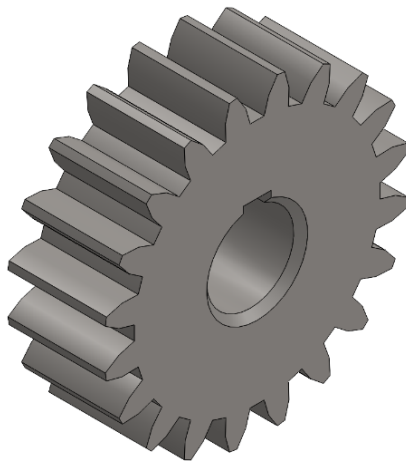


Figura 3.5.1: Modello relativo alla ruota dentata 1

3.6 Elementi di calettamento della ruota dentata

Il modello relativo all'anello distanziale è stato disegnato in base alle dimensioni definite in figura 2.8.1.

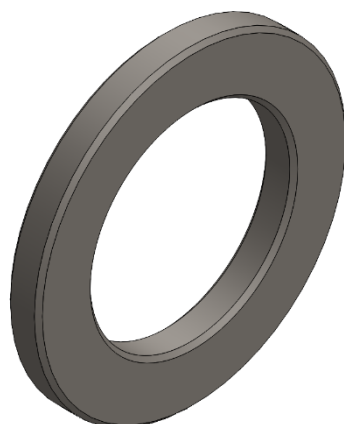


Figura 3.6.1: Anello distanziale 25x39x4

I modelli della ghiera e della rosetta di sicurezza, definiti nel paragrafo 2.8, sono stati invece importati da [7]:

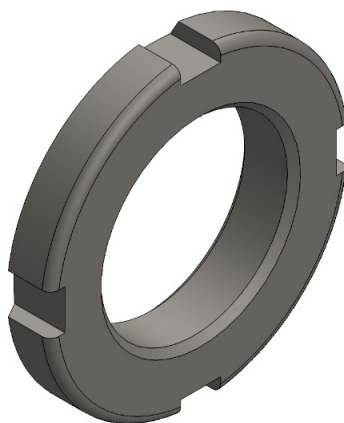


Figura 3.6.2: Ghiera SKF KM 5

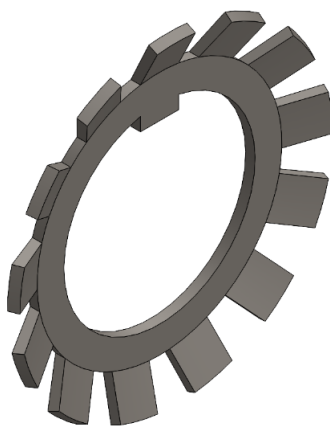


Figura 3.6.3: Rosetta di sicurezza SKF MB 5

3.7 Assieme sottogruppo albero d'ingresso

Le seguenti immagini raffigurano l'assieme del sottogruppo del riduttore relativo all'albero d'ingresso comprensivo di tutti i componenti raffigurati nei paragrafi precedenti:

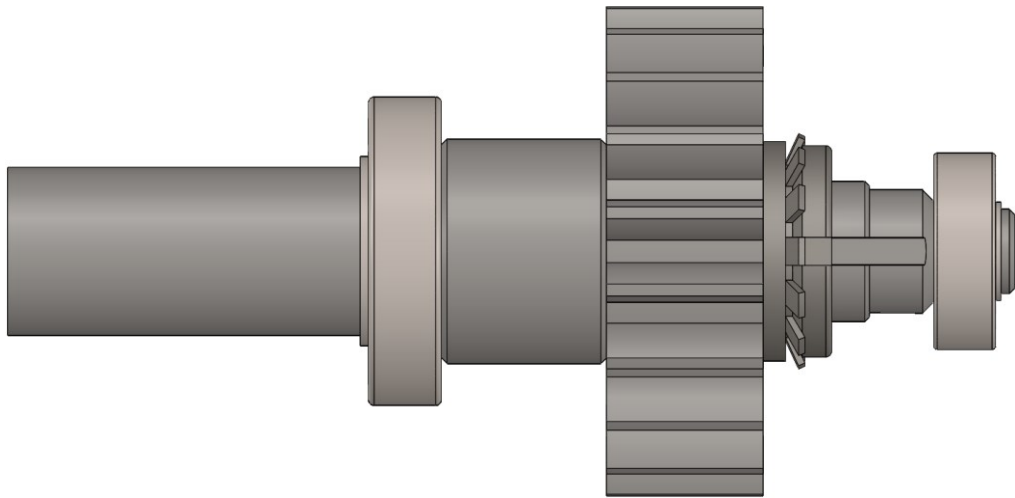


Figura 3.7.1: Vista laterale assieme sottogruppo dell'albero d'ingresso

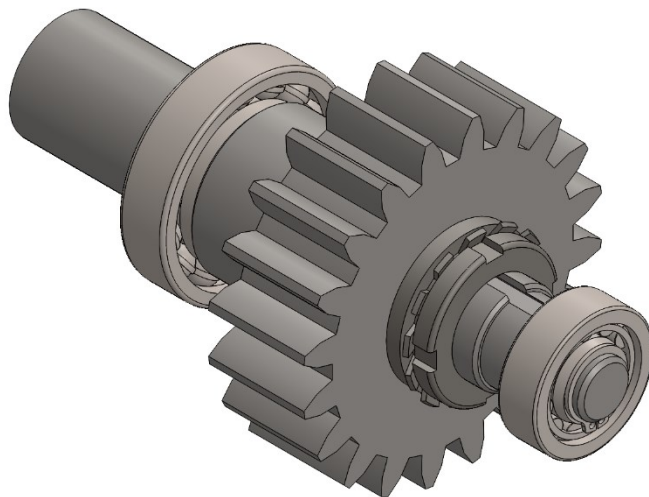


Figura 3.7.2: Vista isometrica lato interno assieme sottogruppo dell'albero d'ingresso

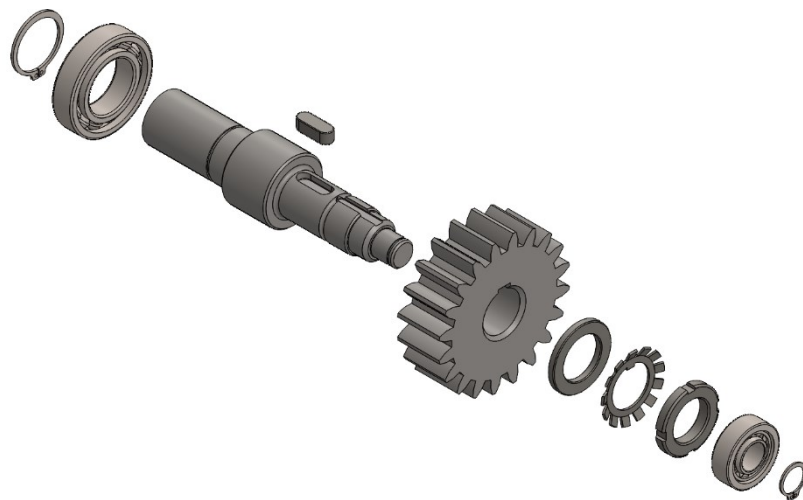


Figura 3.7.3: Vista esplosa assieme sottogruppo dell'albero d'ingresso

3.8 Messa in tavola albero d'ingresso

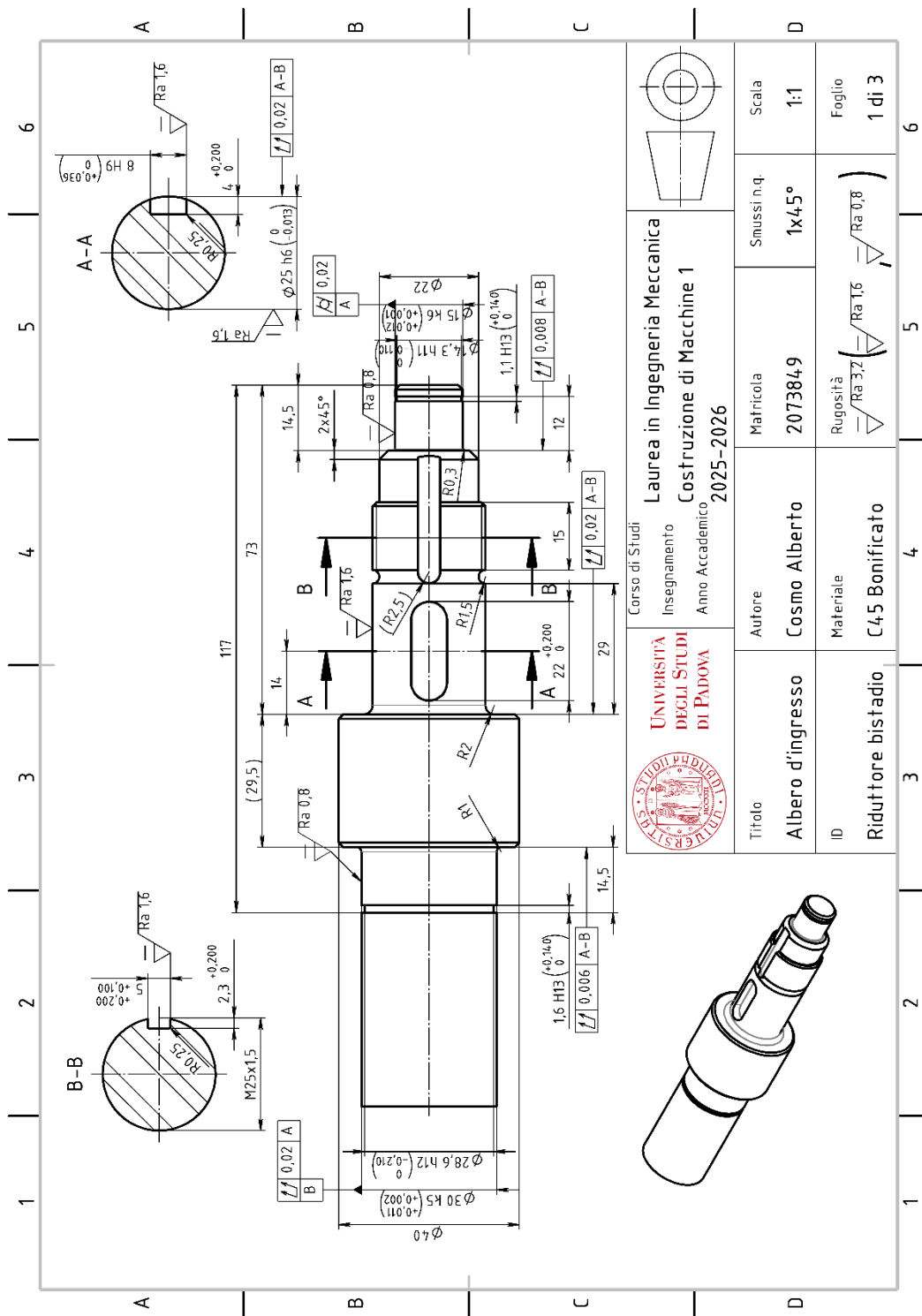


Figura 3.8.1: Messa in tavola relativa all'albero d'ingresso

La messa in tavola dell'albero d'ingresso serve a mostrare la geometria relativa alla parte interna al riduttore. La sua rappresentazione integrale dovrebbe presentare anche la parte esterna al riduttore che si interfaccia all'unità motrice dello stesso; questa parte non è stata progettata e per questo motivo è stata omessa, semplificandola all'estensione di ingombro del riduttore. Per quanto riguarda le tolleranze dimensionali in figura si è fatto riferimento ai relativi valori derivati da [4], [5] e [6].

CAPITOLO 4: Dimensionamento dell'albero d'uscita

Come specificato nel sommario, il processo del dimensionamento dell'albero d'uscita sarà analogo a quello d'ingresso.

4.1 Determinazione della lunghezza L_2

Il primo passo per il dimensionamento dell'albero d'uscita è definire la lunghezza L_2 che rappresenta la distanza delle mezzerie dei vincoli e che è schematizzata in figura 1.2.1.

Si utilizza la relazione (2.1.1) prendendo come b la larghezza della ruota 4, che è la ruota calettata all'albero d'uscita, e scegliendo il coefficiente di moltiplicazione pari a 3,5, per contenere le dimensioni, si ricava:

$$L_2 = 3,5 \cdot b_2 = 3,5 \cdot 40 = 140 \text{ mm} \rightarrow L_2 = 140 \text{ mm} \quad (4.1.1)$$

4.2 Calcolo delle azioni interne

L'albero d'uscita è soggetto ad un'unica forza applicata nella mezzeria, in corrispondenza della sede della ruota dentata 4, di entità uguale a quella agente sul diametro primitivo della ruota e che è generato dalla trasmissione del moto dalla ruota dentata 3. Questa forza si ricava dalle componenti tangenziale e radiale secondo le relazioni (4.2.1):

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{D_{p4}} = \frac{2 \cdot 1305000}{376} = 6941,5 \text{ N}$$
$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan(\vartheta) = 6941,5 \cdot \tan(20) = 2526,5 \text{ N} \quad (4.2.1)$$

Quindi calcolando il modulo si ottiene la forza F_2 agente sull'albero tramite relazione (4.2.2):

$$F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{6941,5^2 + 2526,5^2} = 7387 \text{ N} \quad (4.2.2)$$

L'albero viene ora considerato come una trave rettilinea vincolata isostaticamente e sottoposta ad un carico verticale pari a F_2 applicato nella mezzeria. Questa forza genera un momento flettente sull'albero che raggiunge il suo valore massimo M_{f2} nel punto di applicazione e ricavato in (4.2.3). Inoltre, l'albero risulta essere sottoposto al momento torcente M_{t2} dalla mezzeria fino all'esterno a causa del trasferimento della potenza dall'albero intermedio.

Sfruttando le equazioni indefinite di equilibrio (4.2.4) si ricavano le reazioni vincolari (4.2.5) schematizzate in figura 4.2.1, mentre i diagrammi delle azioni interne sono riportati in figura 4.2.2:

$$M_{f2} = F_2 \cdot \frac{L_2}{4} = 7387 \cdot \frac{140}{4} = 258545 \text{ Nmm} \quad (4.2.3)$$

$$\begin{cases} \sum F_{orizzontali} = 0 \\ \sum F_{verticali} = 0 \\ \sum M_{sx} = 0 \end{cases} \quad (4.2.4)$$

$$\begin{aligned} &\downarrow \\ &\begin{cases} H_{dx} = 0 \\ R_{sx} + R_{dx} - F_2 = 0 \\ F_2 \cdot \frac{L_2}{2} - R_{dx} \cdot L_2 = 0 \end{cases} \\ &\downarrow \\ &\begin{cases} H_{dx} = 0 \text{ N} \\ R_{sx} = -R_{dx} + F_1 = -3693,5 + 7387 = 3693,5 \text{ N} \\ R_{dx} = \frac{F_2}{2} = \frac{7387}{2} = 3693,5 \text{ N} \end{cases} \end{aligned} \quad (4.2.5)$$

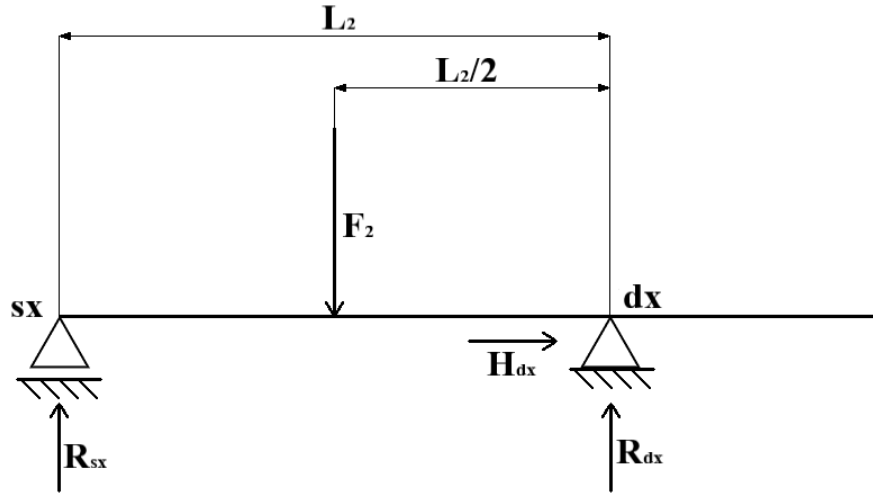


Figura 4.2.1: Reazioni vincolari

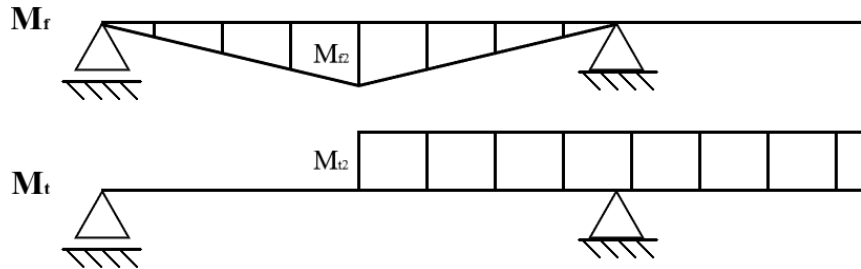


Figura 4.2.2: Diagramma delle azioni interne riferite al momento flettente e al momento torcente

4.3 Scelta del materiale e determinazione del diametro della sede della ruota dentata

Sulla base della normativa UNI EN ISO 683-1 [3] si è scelto come materiale di costruzione dell'albero l'acciaio C45 Bonificato, scelta fatta per contenere i costi e per adottare lo stesso materiale dell'albero intermedio e d'ingresso. Ipotizzando di ottenere un diametro compreso tra i 40 mm e i 100 mm, si utilizzano i seguenti valori di resistenza:

$$\sigma_s = 370 \text{ MPa} \quad \sigma_r = 630 \text{ MPa} \quad \sigma_{a\infty,-1} = 315 \text{ MPa} \quad (4.3.1)$$

Ipotizzando inoltre che l'albero sia tozzo, ovvero che rispetti le seguenti caratteristiche prese da [1]:

$$\frac{\text{Lunghezza albero}}{\text{Diametro albero}} = \frac{L}{d} < 4 \quad v_s = (5 \div 7) \quad (4.3.2)$$

Si opta per $v_s=6,5$ e si ottiene, tramite lo schema di calcolo (4.3.3), il diametro d_2 dell'albero pari a 60 mm:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_s}{v_s} = \frac{370}{6,5} = 56,92 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{56,92}{\sqrt{3}} = 32,86 \text{ MPa}$$

$$d_{flex} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{f2}}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 258545}{\pi \cdot 56,92}} = 35,90 \text{ mm}$$

$$d_{tor} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t2}}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1305000}{\pi \cdot 32,86}} = 58,70 \text{ mm}$$

$$d_2 = \max(d_{flex}; d_{tor}) = \max(35,90; 58,70) = 58,70 \text{ mm} \rightarrow d_2 = 60 \text{ mm} \quad (4.3.3)$$

Si specifica che il diametro d_2 è stato arrotondato in eccesso a 60 mm per sicurezza in quanto i diametri a flessione pura e torsione pura calcolati precedentemente non prevedono il caso composto di flesso-torsione a cui l'albero è realmente sottoposto. Si procede quindi a verificare che d_2 soddisfi le ipotesi fatte precedentemente:

- Verifica materiale:

$$40 \text{ mm} \leq d_2 \leq 100 \text{ mm} \rightarrow 40 \text{ mm} \leq 60 \text{ mm} \leq 100 \text{ mm} \quad (4.3.4)$$

- Verifica v_s :

$$\sigma_{flex} = \frac{32 \cdot M_{f2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 258545}{\pi \cdot 60^3} = 12,19 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tor} = \frac{16 \cdot M_{t2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 1305000}{\pi \cdot 60^3} = 30,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ID,VM} = \sqrt{\sigma_{flex}^2 + 3 \cdot \tau_{tor}^2} = \sqrt{12,19^2 + 3 \cdot 30,77^2} = 54,67 \text{ MPa (Von Mises)}$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{ID,VM}} = \frac{430}{54,67} = 6,77 \approx 6,5 \quad (4.3.5)$$

- Verifica geometrica:

$$\frac{L_2}{d_2} < 4 \rightarrow \frac{140}{60} = 2,33 < 4 \quad (4.3.6)$$

4.4 Verifiche preliminari ulteriori

Al fine di garantire la corretta realizzazione dell'albero, si decide di verificare in modo preliminare altri aspetti:

- Verifica di spessore minimo della ruota dentata secondo la relazione (4.4.1), coerentemente con quanto spiegato in [1], per evitare possibili rotture durante l'utilizzo:

$$s_{min,ruota} \geq 5 \text{ mm} \quad (4.4.1)$$

quindi considerando lo spessore critico della ruota, che è quello compreso tra la massima profondità della cava della linguetta con cui verrà equipaggiato l'albero ed il piede del dente, risulta che:

$$s_{min,ruota} = \frac{D_{p4} - d_2}{2} - t_2 - DED = \frac{D_{p2} - d_2}{2} - t_2 - \frac{7}{6} \cdot m \geq 5 \text{ mm}$$

Sostituendo i rispettivi valori:

$$s_{min,ruota} = \frac{376 - 60}{2} - 4,4 - \frac{7}{6} \cdot 4 = 148,93 \text{ mm} \geq 5 \text{ mm} \quad (4.4.2)$$

Si specifica che per la dimensione della cava della linguetta sulla ruota dentata t_2 si è fatto riferimento alla norma UNI 6604-A riferita a linguetta applicata su alberi aventi diametro compreso tra 58 mm e 65 mm [4].

- Pre-verifica di deformabilità secondo la normativa ASME, ovvero garantire che la freccia massima sulla sede della ruota dentata nell'albero rispetti la relazione (4.4.3):

$$f_{max} \leq 0,127 \text{ mm} \quad (4.4.3)$$

il valore della freccia si ricava dal modello della linea elastica [1] tramite relazione (4.4.4):

$$f_{max} = \frac{1}{48} \cdot \frac{F_2 \cdot L_2^3}{E \cdot J_{eq,2}} \text{ con } \begin{cases} E = 210000 \text{ MPa} \\ J_{eq,2} = \frac{\pi}{64} \cdot d_2^4 \end{cases} \quad (4.4.4)$$

quindi applicando (4.4.4) a (4.4.3) in (4.4.5) risulta che la verifica è soddisfatta:

$$f_{max} = \frac{1}{48} \cdot \frac{7387 \cdot 140^3}{210000 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 60^4} = 0,00316 \text{ mm} \leq 0,127 \text{ mm} \quad (4.4.5)$$

4.5 Scelta dei cuscinetti

Per la scelta dei cuscinetti ci si affida al catalogo SKF [5].

I parametri che influenzano la scelta del cuscinetto sono:

- Entità dei carichi a cui viene sottoposto il cuscinetto
- Temperatura di esercizio del cuscinetto, che per il presente riduttore si pone inferiore a 120°C
- Durata richiesta per l'applicazione

Nonostante le reazioni vincolari a cui sono sottoposti i cuscinetti siano della medesima entità, e quindi la concreta possibilità di equipaggiare l'albero con un solo codice di cuscinetto, si è scelto di optare comunque per una configurazione con cuscinetto radiale a sfere sul lato verso l'esterno del riduttore (destro) e un cuscinetto a rulli senza orletti interni sul lato verso l'interno del riduttore (sinistro). Questa scelta permette una maggiore libertà progettuale oltre al fatto di mantenere isostatica la struttura dell'albero, annullando così eventuali forze assiali sui cuscinetti che potrebbero insorgere con la dilatazione termica dei materiali diversi presenti nel riduttore.

In relazione all'ultimo parametro si impone una PS (probabilità di sopravvivenza) del 90% e, mediante l'ausilio del manuale SKF [5], si determina la durata espressa in ore pari a 40000 h, coincidente a quanto deve essere garantito per un riduttore:

$$L_{10h} = 40000 \text{ h} \quad (4.5.1)$$

Questo valore (4.5.1) deve però essere convertito in milioni di cicli di funzionamento tramite relazione (4.5.2) per potere calcolare il coefficiente di carico dinamico:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n_2 \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 68 \cdot 40000}{10^6} = 163,2 \text{ milioni di cicli} \quad (4.5.2)$$

Si procede quindi a calcolare il coefficiente di carico dinamico per le due configurazioni di cuscinetto utilizzando le formule da [1] riportate in (2.5.3).

In questo caso $X=1$ e $Y=0$ in quanto non sono presenti forze assiali grazie alla configurazione scelta; per F_{rad} si fa riferimento alle reazioni vincolari calcolate in (4.2.5). Risulta quindi che:

$$\begin{aligned} C_{din,richiesto,sx} &= P_{eq,sx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{rulli}}} = R_{sx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{rulli}}} = 3693,5 \cdot 163,2^{\frac{3}{10}} = 17032 \text{ N} \\ C_{din,richiesto,dx} &= P_{eq,dx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{sfere}}} = R_{dx} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p_{sfere}}} = 3693,5 \cdot 163,2^{\frac{1}{3}} = 20184 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.5.4)$$

Dopo aver confrontato il catalogo SKF [5] si è giunti alla scelta dei seguenti cuscinetti:

- A sinistra cuscinetto SKF NU 209 ECP, in quanto rappresenta il migliore compromesso tra prestazioni e dimensioni.
- A destra cuscinetto SKF 6012 in quanto permette di mantenere una buona dimensione resistente dell'albero d'uscita oltre ad avere un buon raggio di raccordo per migliorare la vita a fatica dello spallamento.

In figura 4.5.1 e 4.5.2 vengono riportate le principali caratteristiche rispettivamente del cuscinetto a rulli e del cuscinetto a sfere:

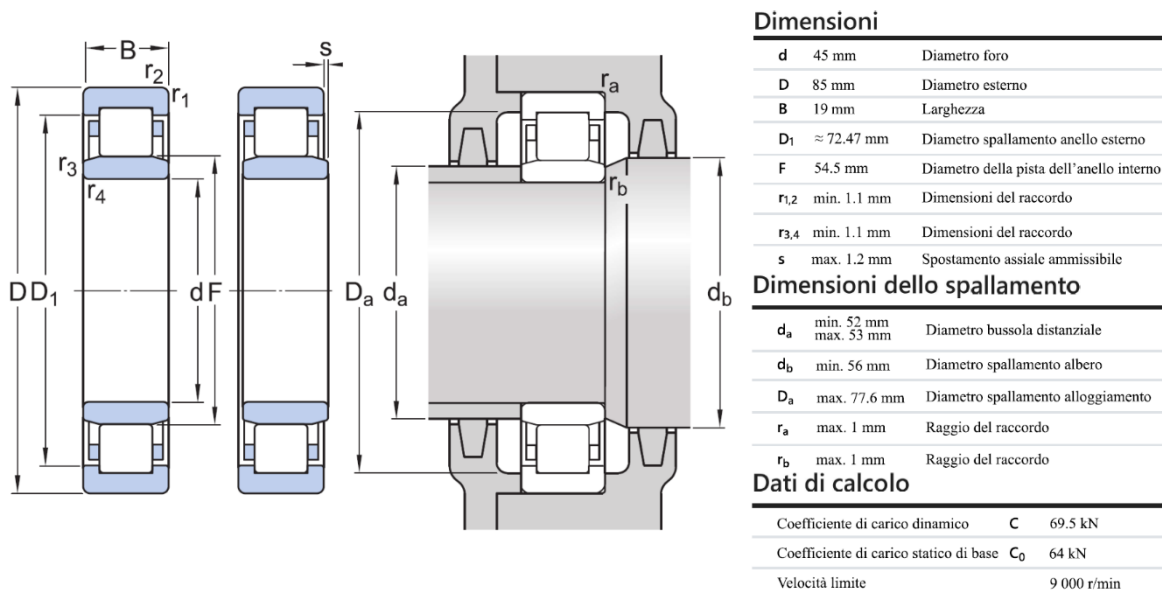


Figura 4.5.1: Caratteristiche cuscinetto SKF NU 209 ECP [5]

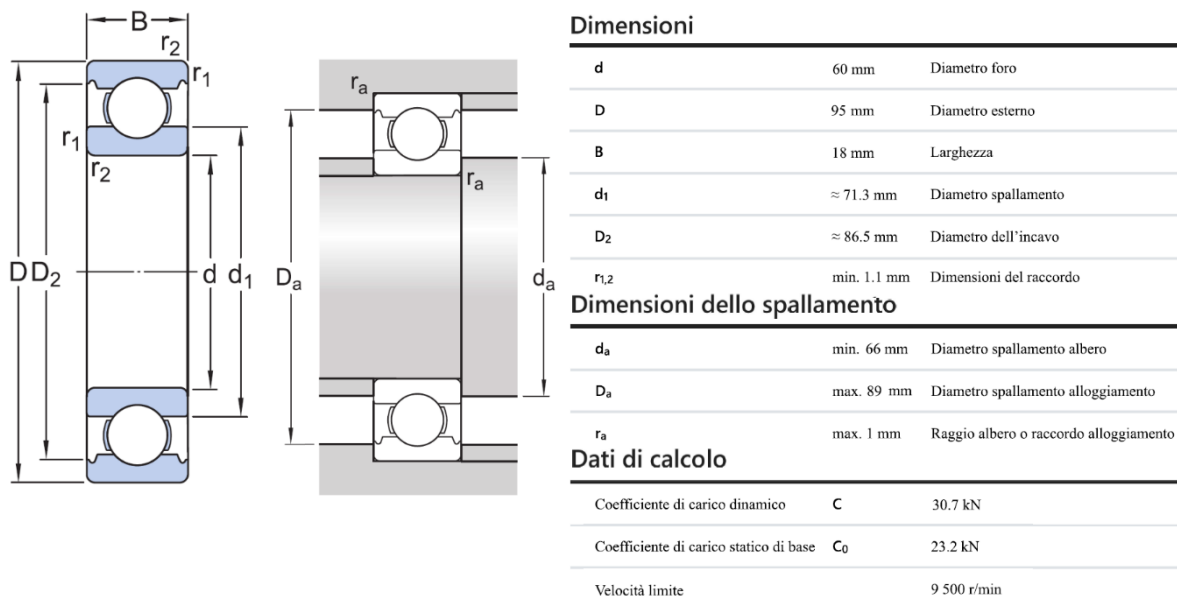


Figura 4.5.2: Caratteristiche cuscinetto SKF 6012 [5]

4.6 Scelta degli anelli elastici

La scelta degli anelli elastici fa riferimento alla normativa DIN 471[6] equivalente a UNI 7435. In figura 4.6.1 si riportano a titolo d'esempio le geometrie riferite alla normativa.

Si è scelto di vincolare i cuscinetti sugli spallamenti dell'albero tramite anello elastico di sicurezza in quanto rappresenta un'ottima scelta economica; il calettamento sul basamento verrà eseguito invece tramite la creazione di un'adeguata cava per il cuscinetto a rulli mentre per quello a sfere avverrà tramite lo spallamento sulla cassa e la battuta del tappo che funge anche da sede per l'anello di tenuta sull'albero d'uscita stesso.

Gli anelli elastici di sicurezza per alberi scelti sono:

- Anello DIN 471 – 85 su cuscinetto sinistro
- Anello DIN 471 – 95 su cuscinetto destro

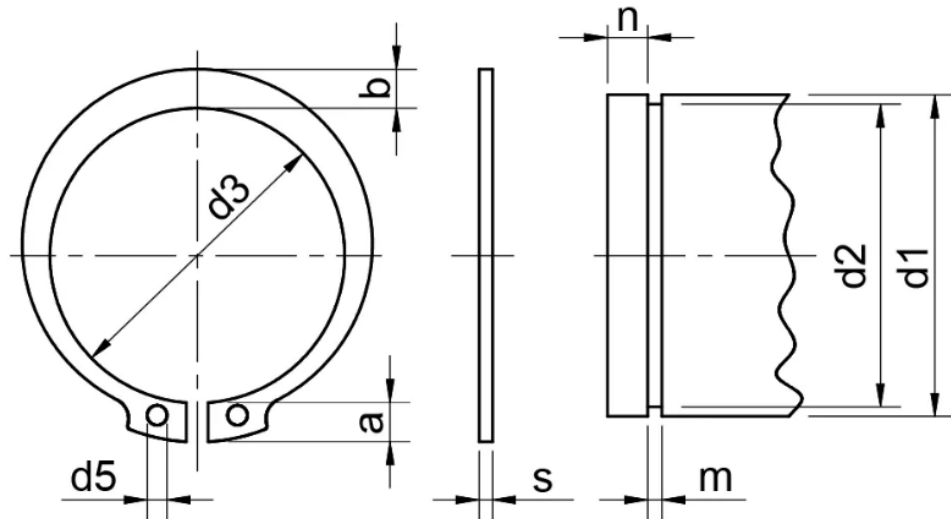


Figura 4.6.1; Anello elastico di sicurezza DIN 471 UNI 7435[6]

4.7 Scelta della linguetta

La trasmissione del moto dalla ruota dentata all'albero d'uscita avviene tramite linguetta, componente che ha il vantaggio di essere sostituibile in caso di rottura senza danneggiare in modo irreparabile la sezione dell'albero su cui alloggia.

Per la scelta e il dimensionamento della linguetta si fa riferimento alla normativa UNI 6604 [4] e alla procedura adottata nel corso [1]. La linguetta utilizzata è quella di forma A, in modo tale da non peggiorare ulteriormente l'effetto d'intaglio, e riferita al diametro per l'albero compreso tra 58 mm e 65 mm.

Per permettere la trasmissione del moto la linguetta deve essere in grado di resistere alle sollecitazioni dovute dal momento torcente e dalla trasmissione della potenza tra le ruote dentate dello stadio. Tramite la formula (4.7.1) derivata dalla relazione (2.7.1), scegliendo $p_{adm}=90$ MPa e adottando due linguette in posizione simmetrica sulla sede, si ricava la lunghezza minima ammessa:

$$l \geq l_{min} = \frac{M_{t2}}{\frac{d_2}{2} \cdot t_1 \cdot p_{adm} \cdot n_{linguette}} = \frac{1305000}{\frac{60}{2} \cdot 7 \cdot 90 \cdot 2} = 34,52 \text{ mm} \quad (4.7.1)$$

Si opta per la lunghezza unificata $l=36$ mm per motivi geometrici rispetto a 40 mm.

Viene quindi eseguita la verifica a taglio ammissibile lungo la sezione trasversale della linguetta in corrispondenza del diametro della sede dell'albero. Per fare questo si sceglie come materiale della linguetta l'acciaio C50 in quanto soddisfa le caratteristiche di resistenza minima della normativa [4] e che ha secondo normativa [3] le specifiche riportate in (4.7.2):

$$\sigma_s = 320 \text{ MPa e } \sigma_r = 610 \text{ MPa per } 16 \text{ mm} \leq d \leq 40 \text{ mm} \quad (4.7.2)$$

Inoltre, $16 \text{ mm} \leq d \leq 44 \text{ mm}$ è soddisfatto dalle dimensioni $b \times h = 18 \times 11$ mm che la linguetta presenta. Si procede alla verifica:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{t2}}{\frac{d_2}{2} \cdot b \cdot l \cdot n_{linguette}} \leq \tau_{adm} \\ &\downarrow \\ \tau_{adm} &= \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \rightarrow \nu_s = 1,5 \text{ da [1]} \rightarrow \tau_{adm} = \frac{320}{1,5} = 123,17 \text{ MPa} \\ &\downarrow \\ \tau &= \frac{1305000}{\frac{60}{2} \cdot 18 \cdot 36 \cdot 2} = 33,56 \text{ MPa} \leq 123,17 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.7.3)$$

Dal momento che la verifica a taglio è soddisfatta, si conferma la linguetta UNI 6604 - A 18x11x36.

4.8 Scelta degli elementi di calettamento della ruota dentata

Per vincolare assialmente la ruota dentata sulla sede dell'albero si realizza uno spallamento di diametro 75 mm creato sull'albero nel lato destro della sede, che funge anche da spallamento del cuscinetto a sfere, mentre per bloccare il movimento nell'altro verso, così come è stato scelto per l'albero intermedio [1] e di ingresso (Paragrafo 2.8), si utilizza una ghiera filettata adeguata alla dimensione del diametro dell'albero d'uscita. A causa della presenza della gola di scarico di raggio 2 mm a ridosso della sede della ruota dentata, necessaria per terminare la lavorazione di filettatura, è fondamentale inserire un anello distanziale tra ruota e ghiera per assicurarsi che la ghiera non si avviti oltre la zona filettata, compromettendo così l'effettiva tenuta. Inoltre, per evitare l'eventuale svitamento della ghiera durante il funzionamento del riduttore, si interpone una rosetta di sicurezza tra il distanziale e la ghiera stessa. Dalla consultazione di [5] si selezionano la ghiera e la rosetta di sicurezza indicate rispettivamente in figura 4.8.2 e 4.8.3, mentre per il distanziale si adotta quello riportato in figura 4.8.1:

- Anello distanziale 60x78x10 mm:

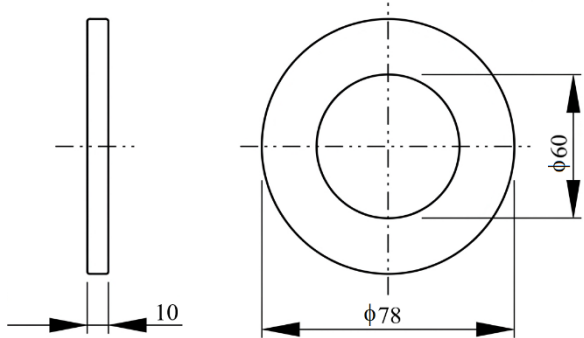


Figura 4.8.1: Anello distanziale 60x78x10 dell'albero d'uscita

- Ghiera SKF KM 12 da [5]:

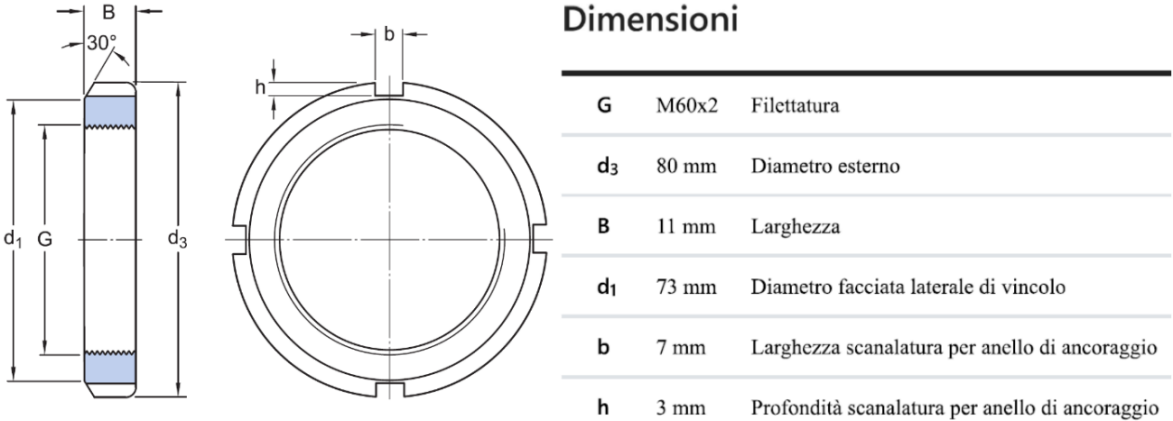


Figura 4.8.2: Ghiera SKF KM 12 [5]

- Rosetta di sicurezza SKF MB 12 da [5]:

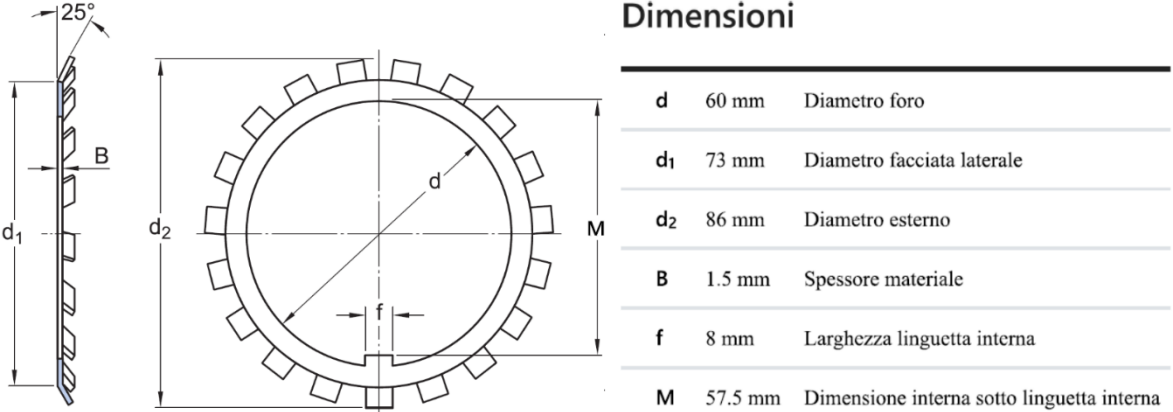


Figura 4.8.3: Rosetta di sicurezza SKF MB 12 [5]

4.9 Verifiche strutturali

Dal dimensionamento e dalla scelta dei componenti associati risulta completa la geometria dell'albero. Tuttavia, prima di affermarne l'effettiva utilizzabilità, è fondamentale eseguire tre diversi tipi di verifiche al fine di valutarne la resistenza statica, la durata di vita a fatica e la rigidezza, tutte in riferimento ai carichi ai quali è sottoposto.

Tali verifiche vengono eseguite nelle sezioni ritenute più sollecitate, quindi nelle sezioni che presentano una variazione di diametro o un intaglio.

Alla luce di queste considerazioni sono state individuate cinque sezioni di verifica, riportate in figura 4.9.1 con le rispettive quote a partire dal cuscinetto destro: queste sono i due spallamenti dei cuscinetti (Sez. A, E), lo spallamento destro della ruota dentata (Sez. B), la sezione maggiormente sollecitata dell'albero (Sez. C) e la gola di scarico della filettatura (Sez. D).

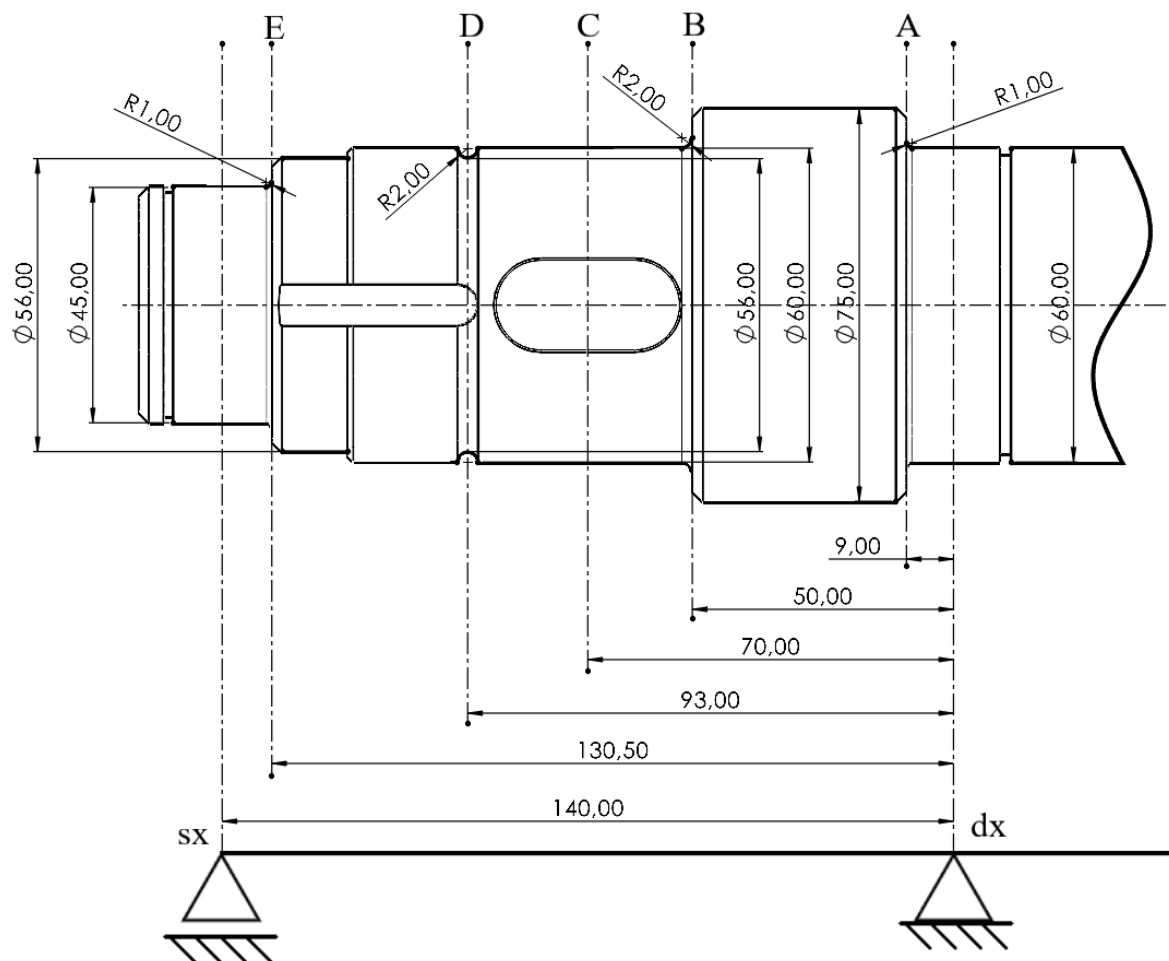


Figura 4.9.1: Sezioni interessate a verifica dell'albero d'uscita

4.9.1 Verifiche statiche

Le verifiche statiche indicano se le sezioni analizzate resistono staticamente alle sollecitazioni presenti e quindi se la scelta del materiale per l'albero e il dimensionamento dei diversi diametri di ogni sezione risultano adeguati.

In figura 4.9.1.1 è possibile capire qualitativamente a che azioni interne sono soggette le sezioni:

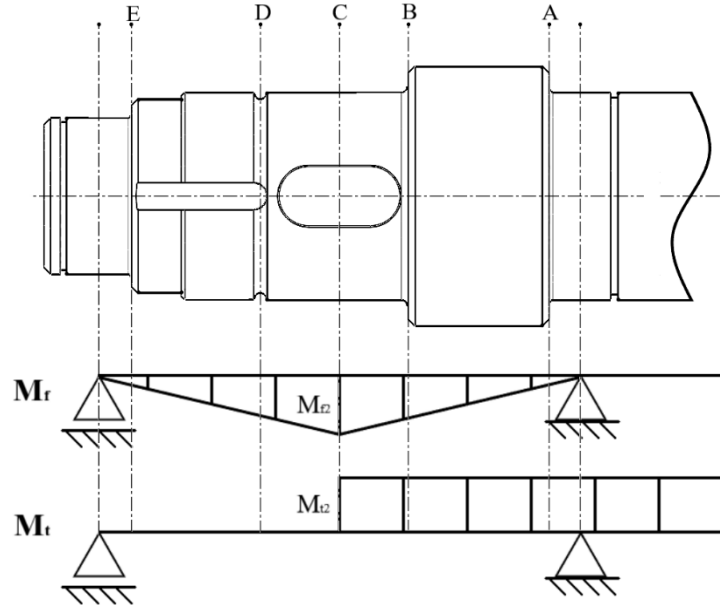


Figura 4.9.1.1: Diagramma qualitativo delle azioni interne riferite alle sezioni

Per la verifica statica di ogni sezione si fa riferimento alla seguente procedura presa da [1]:

5. Determinazione del momento flettente (4.9.1.1) e del momento torcente (4.9.1.2).
6. Calcolo dello sforzo assiale di flessione (4.9.1.3) e dello sforzo tangenziale di torsione (4.9.1.4).
7. Calcolo della σ_{id} secondo il criterio di Von Mises (4.9.1.5).
8. Determinazione del coefficiente di sicurezza statico v_s della sezione (4.9.1.6).

Se $v_s > 1,5$ la sezione è ritenuta verificata staticamente. Si ricorda che v_s dovrebbe preferibilmente risultare maggiore o uguale rispetto a quello calcolato in (4.3.5).

Si procede con le verifiche:

- Sezione A – spallamento del cuscinetto a sfere

$$M_{fA} = R_{dx} \cdot l_A = 3693,5 \cdot 9 = 33242 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.1)$$

$$M_{tA} = M_{t2} = 1305000 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.2)$$

$$\sigma_{fA} = \frac{32 \cdot M_{fA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 33242}{\pi \cdot 60^3} = 1,57 \text{ MPa} \quad (4.9.1.3)$$

$$\tau_{MtA} = \frac{16 \cdot M_{tA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 1305000}{\pi \cdot 60^3} = 30,77 \text{ MPa} \quad (4.9.1.4)$$

$$\sigma_{idA} = \sqrt{\sigma_{fA}^2 + 3 \cdot \tau_{MtA}^2} = \sqrt{1,57^2 + 3 \cdot 30,77^2} = 53,32 \text{ MPa} \quad (4.9.1.5)$$

$$v_{sA} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idA}} = \frac{370}{53,32} = 6,94 \quad (4.9.1.6)$$

La sezione A risulta verificata staticamente.

- Sezione B – spallamento ruota dentata

$$M_{fB} = R_{dx} \cdot l_B = 3693,5 \cdot 36 = 184675 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.1)$$

$$M_{tB} = M_{t2} = 1305000 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.2)$$

$$\sigma_{fB} = \frac{32 \cdot M_{fB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{32 \cdot 184675}{\pi \cdot 60^3} = 8,71 \text{ MPa} \quad (4.9.1.3)$$

$$\tau_{MtB} = \frac{16 \cdot M_{tB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{16 \cdot 1305000}{\pi \cdot 60^3} = 30,77 \text{ MPa} \quad (4.9.1.4)$$

$$\sigma_{idB} = \sqrt{\sigma_{fB}^2 + 3 \cdot \tau_{MtB}^2} = \sqrt{8,71^2 + 3 \cdot 30,77^2} = 54,00 \text{ MPa} \quad (4.9.1.5)$$

$$v_{sB} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idB}} = \frac{370}{54,00} = 6,85 \quad (4.9.1.6)$$

La sezione B risulta verificata staticamente.

- Sezione C – sede ruota dentata 4

$$M_{fC} = R_{dx} \cdot l_C = 3693,5 \cdot 70 = 258545 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.1)$$

$$M_{tC} = M_{t1} = 1305000 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.2)$$

$$\sigma_{fC} = \frac{32 \cdot M_{fC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{32 \cdot 258545}{\pi \cdot 60^3} = 12,19 \text{ MPa} \quad (4.9.1.3)$$

$$\tau_{MtC} = \frac{16 \cdot M_{tC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{16 \cdot 1305000}{\pi \cdot 60^3} = 30,77 \text{ MPa} \quad (4.9.1.4)$$

$$\sigma_{idC} = \sqrt{\sigma_{fC}^2 + 3 \cdot \tau_{MtC}^2} = \sqrt{12,19^2 + 3 \cdot 30,77^2} = 54,67 \text{ MPa} \quad (4.9.1.5)$$

$$v_{sC} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idC}} = \frac{370}{54,67} = 6,77 \quad (4.9.1.6)$$

La sezione C risulta verificata staticamente.

- Sezione D – gola di scarico

$$M_{fD} = R_{sx} \cdot (L_2 - l_D) = 3693,5 \cdot (140 - 93) = 173595 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.1)$$

$$M_{tD} = 0 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.2)$$

$$\sigma_{fD} = \frac{32 \cdot M_{fD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{32 \cdot 173595}{\pi \cdot 56^3} = 10,07 \text{ MPa} \quad (4.9.1.3)$$

$$\tau_{MtD} = \frac{16 \cdot M_{tD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{16 \cdot 0}{\pi \cdot 56^3} = 0 \text{ MPa} \quad (4.9.1.4)$$

$$\sigma_{idD} = \sqrt{\sigma_{fD}^2 + 3 \cdot \tau_{MtD}^2} = \sqrt{10,07^2 + 3 \cdot 0^2} = 10,07 \text{ MPa} \quad (4.9.1.5)$$

$$v_{sD} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idD}} = \frac{370}{10,07} = 36,74 \quad (4.9.1.6)$$

La sezione D risulta verificata staticamente.

- Sezione E – spallamento del cuscinetto a rulli

$$M_{fE} = R_{sx} \cdot (L_2 - l_E) = 3693,5 \cdot (140 - 130,5) = 35088 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.1)$$

$$M_{tE} = 0 \text{ Nmm} \quad (4.9.1.2)$$

$$\sigma_{fE} = \frac{32 \cdot M_{fE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{32 \cdot 35088}{\pi \cdot 45^3} = 3,92 \text{ MPa} \quad (4.9.1.3)$$

$$\tau_{MtE} = \frac{16 \cdot M_{tE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{16 \cdot 0}{\pi \cdot 45^3} = 0 \text{ MPa} \quad (4.9.1.4)$$

$$\sigma_{idE} = \sqrt{\sigma_{fE}^2 + 3 \cdot \tau_{MtE}^2} = \sqrt{3,92^2 + 3 \cdot 0^2} = 3,92 \text{ MPa} \quad (4.9.1.5)$$

$$v_{sE} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idE}} = \frac{370}{3,92} = 94,39 \quad (4.9.1.6)$$

La sezione E risulta verificata staticamente.

Tutte le sezioni risultano verificate. In tabella 4.9.1.1 si riassumono i dati e le grandezze ricavate relative alle sezioni:

Tabella 4.9.1.1: Riepilogo verifiche statiche relative all'albero d'uscita

Sezione	A	B	C	D	E
d [mm]	45	56	60	60	60
M _f [Nmm]	33242	184675	258545	173595	35088
M _t [Nmm]	1305000	1305000	1305000	0	0
σ _f [MPa]	1,57	8,71	12,19	10,07	3,92
τ _{Mt} [MPa]	30,77	30,77	30,77	0	0
σ _{id} [MPa]	53,32	54,00	54,67	10,07	3,92
v _s	6,94	6,85	6,77	36,74	94,39

4.9.2 Verifiche a fatica

Le verifiche a fatica ci forniscono un'indicazione relativa alla durata dell'albero durante i cicli di funzionamento attraverso l'analisi delle sezioni critiche presenti in figura 4.9.1. Per il processo di verifica si fa riferimento agli estratti della normativa UNI 7670 e del libro "Peterson's Stress Concentration Factors" presenti in [2] e allo schema di calcolo analitico adottato in [1].

In (4.9.2.1) si riportano le caratteristiche prese da [3] del materiale utilizzato, che è l'acciaio C45 Bonificato:

$$\sigma_r = 630 \text{ MPa} \quad \sigma_{a\infty,-1} = 315 \text{ MPa} \quad (4.9.2.1)$$

La procedura adottata è:

7. Determinazione del fattore teorico di concentrazione delle tensioni riferito alla tensione nominale K_{tn} utilizzando i diagrammi del Peterson presenti in [2] (4.9.2.3).
8. Determinazione del fattore di effetto dell'intaglio K_f secondo UNI 7670 da [2] (4.9.2.4).
9. Determinazione del fattore di effetto delle dimensioni K_d secondo UNI 7670 da [2] (4.9.2.5).
10. Determinazione del fattore di effetto di finitura superficiale K_l secondo UNI 7670 da [2] (4.9.2.6).
11. Calcolo della tensione limite di fatica per durata infinita $\sigma_{a\infty,-1}^*$ (4.9.2.7) secondo le seguenti ipotesi:
 - Flessione rotante
 - Rapporto di ciclo $R=-1$
 - Momento torcente costante durante il funzionamento e quindi ininfluenza sulla vita a fatica
 - Assenza di storie di carico precedenti relative all'albero
 - Assenza di trattamenti superficiali sull'albero
 - Ambiente in cui lavora l'albero non corrosivo
12. Calcolo del coefficiente di sicurezza statico v_f (4.9.2.8) della sezione utilizzando come ampiezza di tensione di ciclo σ_a il valore ricavato da (4.9.1.3) coerentemente con le ipotesi precedenti.

Se $v_f > 1,6$ la sezione è ritenuta verificata a fatica.

Si riassumono in tabella 4.9.2.1 i dati utilizzati per effettuare la procedura:

Tabella 4.9.2.1: Dati noti relativi alle sezioni per verifica a fatica

Sezione	A	B	C	D	E
D [mm]	75	75	-	60	56
d [mm]	60	60	60	56	45
r [mm]	1	2	-	2	1
Geometria	Spallamento	Spallamento	Sede linguetta	Gola a U	Spallamento
Lavorazione superficie	Rettifica	Sgrossatura fine	Sgrossatura fine	Sgrossatura fine	Rettifica
σ_a [MPa]	1,57	8,71	12,19	10,07	3,92

Inoltre, per semplificare la procedura, si calcola in (4.9.2.2) il coefficiente dipendente dal carico di rottura del materiale a tramite prospetto IX contenuto in [2]. Questo coefficiente verrà utilizzato successivamente, quando necessario, per determinare l'indice di sensibilità all'intaglio q :

$$a = f(\sigma_r) = f(630 \text{ MPa}) = 0,212 - (700 - 630) \cdot \frac{0,212 - 0,175}{700 - 600} = 0,2009 \text{ mm} \quad (4.9.2.2)$$

Si procede con le verifiche:

- Sezione A – spallamento del cuscinetto a sfere

$$K_{tn,A} = f\left(\frac{D_A}{d_A}, \frac{r_A}{d_A}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{75}{60}, \frac{1}{60}, \text{flessione rotante, spallamento}\right) = 2,84 \quad (4.9.2.3)$$

$$r_A < 2 \text{ mm} \rightarrow K_{fA} = 1 + q \cdot (K_{tn,A} - 1) = 1 + \frac{1}{1 + \frac{a}{r_A}} \cdot (K_{tn,A} - 1)$$

$$\rightarrow K_{fA} = 1 + \frac{1}{1 + \frac{0,2009}{1}} \cdot (2,84 - 1) = 2,532 \quad (4.9.2.4)$$

$$K_{dA} = f(d_A, UNI 7670) = f(60, UNI 7670) = 1,258 \quad (4.9.2.5)$$

$$K_{lA} = f(\sigma_r, finitura, UNI 7670) = f(630, rettifica, UNI 7670) = 1,06 \quad (4.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty,-1,A}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{K_{fA} \cdot K_{dA} \cdot K_{lA}} = \frac{315}{2,532 \cdot 1,258 \cdot 1,06} = 93,33 \text{ MPa} \quad (4.9.2.7)$$

$$v_{fA} = \frac{\sigma_{a\infty,-1,A}^*}{\sigma_{aA}} = \frac{93,33}{1,57} = 59,45 \quad (4.9.2.8)$$

La sezione A risulta verificata a fatica.

- Sezione B – spallamento ruota dentata

$$K_{tn,B} = f\left(\frac{D_B}{d_B}, \frac{r_B}{d_B}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{75}{60}, \frac{2}{60}, \text{flessione rotante, spallamento}\right) = 2,31 \quad (4.9.2.3)$$

$$r_B \geq 2\text{mm} \rightarrow K_{fB} = K_{tn,B} = 2,31 \quad (4.9.2.4)$$

$$K_{dB} = f(d_B, UNI 7670) = f(25, UNI 7670) = 1,258 \quad (4.9.2.5)$$

$$K_{lB} = f(\sigma_r, finitura, UNI 7670) = f(630, sgrassatura fine, UNI 7670) = 1,14 \quad (4.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty,-1,B}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{K_{fB} \cdot K_{dB} \cdot K_{lB}} = \frac{315}{2,31 \cdot 1,258 \cdot 1,14} = 95,12 \text{ MPa} \quad (4.9.2.7)$$

$$v_{fB} = \frac{\sigma_{a\infty,-1,B}^*}{\sigma_{aB}} = \frac{95,12}{8,71} = 10,92 \quad (4.9.2.8)$$

La sezione B risulta verificata a fatica.

- Sezione C – sede ruota dentata 4

Essendoci come geometria la sede della linguetta si determina direttamente K_f da [2]

$$K_{fC} = f(\text{forma sede}, \sigma_r) = f(\text{forma}, 1,650) = 1,97 \quad (4.9.2.4)$$

$$K_{dC} = f(d_C, UNI 7670) = f(60, UNI 7670) = 1,258 \quad (4.9.2.5)$$

$$K_{lC} = f(\sigma_r, finitura, UNI 7670) = f(630, sgrassatura fine, UNI 7670) = 1,14 \quad (4.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty,-1,C}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{K_{fC} \cdot K_{dC} \cdot K_{lC}} = \frac{315}{1,97 \cdot 1,258 \cdot 1,14} = 111,54 \text{ MPa} \quad (4.9.2.7)$$

$$v_{fC} = \frac{\sigma_{a\infty,-1,C}^*}{\sigma_{aC}} = \frac{111,54}{12,19} = 9,15 \quad (4.9.2.8)$$

La sezione C risulta verificata a fatica.

- Sezione D – gola di scarico

$$K_{tn,D} = f\left(\frac{D_D}{d_D}, \frac{r_D}{d_D}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{60}{56}, \frac{2}{56}, \text{flessione rotante, gola a U}\right) = 2,52 \quad (4.9.2.3)$$

$$r_D \geq 2\text{mm} \rightarrow K_{fD} = K_{tn,D} = 2,31 \quad (4.9.2.4)$$

$$K_{dD} = f(d_D, UNI 7670) = f(56, UNI 7670) = 1,248 \quad (4.9.2.5)$$

$$K_{lD} = f(\sigma_r, finitura, UNI 7670) = f(630, sgrassatura fine, UNI 7670) = 1,14 \quad (4.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty,-1,D}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{K_{fD} \cdot K_{dD} \cdot K_{lD}} = \frac{315}{2,52 \cdot 1,248 \cdot 1,14} = 87,90 \text{ MPa} \quad (4.9.2.7)$$

$$v_{fD} = \frac{\sigma_{a\infty,-1,D}^*}{\sigma_{aD}} = \frac{87,90}{10,07} = 8,73 \quad (4.9.2.8)$$

La sezione D risulta verificata a fatica.

- Sezione E – spallamento del cuscinetto a rulli

$$K_{tn,E} = f\left(\frac{D_E}{d_E}, \frac{r_E}{d_E}, \text{sollecitazione, geometria}\right) = f\left(\frac{56}{45}, \frac{1}{45}, \text{flessione rotante, spallamento}\right) = 2,62 \quad (4.9.2.3)$$

$$r_E < 2\text{mm} \rightarrow K_{fE} = 1 + q \cdot (K_{tn,E} - 1) = 1 + \frac{1}{1 + \frac{a}{r_E}} \cdot (K_{tn,E} - 1)$$

$$\rightarrow K_{fE} = 1 + \frac{1}{1 + \frac{0,2009}{1}} \cdot (2,62 - 1) = 2,349 \quad (4.9.2.4)$$

$$K_{dE} = f(d_E, UNI 7670) = f(45, UNI 7670) = 1,220 \quad (4.9.2.5)$$

$$K_{lE} = f(\sigma_r, finitura, UNI 7670) = f(630, rettifica, UNI 7670) = 1,06 \quad (4.9.2.6)$$

$$\sigma_{a\infty,-1,E}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{K_{fE} \cdot K_{dE} \cdot K_{lE}} = \frac{315}{2,349 \cdot 1,220 \cdot 1,06} = 103,70 \text{ MPa} \quad (4.9.2.7)$$

$$v_{fE} = \frac{\sigma_{a\infty,-1,E}^*}{\sigma_{aE}} = \frac{103,70}{3,92} = 26,45 \quad (4.9.2.8)$$

La sezione E risulta verificata a fatica.

Tutte le sezioni risultano verificate. In tabella 4.9.2.2 si riassumono le grandezze ricavate relative alle sezioni, mentre per quando riguarda i dati ad esse collegati si fa riferimento alla tabella 4.9.2.1:

Tabella 4.9.2.2: Riepilogo verifiche a fatica relative all'albero d'uscita

Sezione	A	B	C	D	E
K_{tn}	2,84	2,31	-	2,52	2,62
K_f	2,532	2,31	1,970	2,52	2,349
K_d	1,258	1,258	1,258	1,248	1,220
K_l	1,06	1,14	1,14	1,14	1,06
$\sigma_{a\infty,-1}^* [\text{MPa}]$	93,33	95,12	111,54	87,90	103,70
v_f	59,45	10,92	9,15	8,73	26,45

4.9.3 Verifiche di deformabilità

L'ultima verifica da eseguire è quella relativa alla configurazione deformata che l'albero assume durante il normale funzionamento a causa della forza F_2 applicata sulla mezzeria.

I parametri che verranno esaminati sono:

- La freccia in corrispondenza della mezzeria della sede della ruota dentata, la quale potrebbe compromettere il corretto ingranamento tra le ruote dentate del secondo stadio del riduttore a causa del disallineamento che si crea.
- Le rotazioni in corrispondenza della sede dei cuscinetti, la quale potrebbe incidere sulla durata e integrità degli stessi.

Questi parametri non devono superare i rispettivi valori limite definiti in [1] per quanto riguarda la freccia e in [5] per quanto riguarda le rotazioni e riportati di seguito:

- Freccia limite: $f_{lim,ASME} = 0,127 \text{ mm secondo normativa ASME [1]}$ (4.9.3.1)

$$f_{lim,manuale} = \frac{L_2}{3000} = \frac{140}{3000} = 0,04667 \text{ mm da manuali meccanici [1]} \quad (4.9.3.2)$$

- Rotazione limite: $\varphi_{lim,sfere} = 10' \cong 0,0029089 \text{ rad per cuscinetti a sfere [5]}$ (4.9.3.3)

$$\varphi_{lim,rulli} = 2' \cong 0,0005818 \text{ rad per cuscinetti a rulli [5]} \quad (4.9.3.4)$$

Per il calcolo dei valori di questi elementi ci si basa sul modello legato all'equazione della linea elastica utilizzato nel corso [1], della quale si riporta in figura 4.9.3.1 una rappresentazione riferita al caso dell'albero d'uscita:

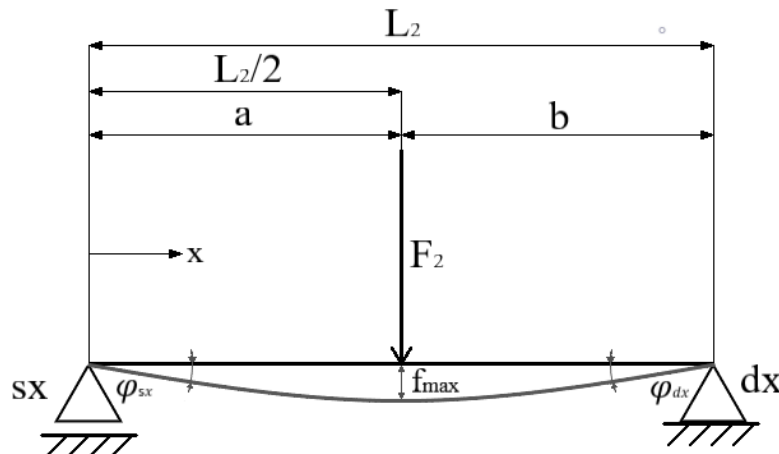


Figura 4.9.3.1: Modello elastico applicato all'albero d'uscita

Per il modello valgono le relazioni (4.9.3.1), (4.9.3.2) e (4.9.3.3):

$$f(x) = \frac{F_2 \cdot a^2 \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L_2} \cdot \left(2 \cdot \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 \cdot b} \right) \quad (4.9.3.1)$$

$$\varphi_{sx} = \frac{F_2 \cdot b \cdot (L_2^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L_2} \quad (4.9.3.2)$$

$$\varphi_{dx} = \frac{F_2 \cdot a \cdot (L_1^2 - a^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L_2} \quad (4.9.3.3)$$

Applicando queste relazioni ricaviamo i parametri critici:

$$f_{max} = f_{Ruota\ 4} = f\left(\frac{L_2}{2}\right) = \frac{F_2 \cdot \frac{L_2^2}{2} \cdot \frac{L_2^2}{2}}{6 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d_2^4 \cdot L_2} \cdot \left(2 \cdot \frac{\frac{L_2}{2}}{\frac{L_2}{2}} + \frac{\frac{L_2}{2}}{\frac{L_2}{2}} - \frac{\frac{L_2^3}{2}}{\frac{L_2^2}{2} \cdot \frac{L_2}{2}} \right)$$

$$\downarrow$$

$$f_{Ruota\ 4} = \frac{4 \cdot F_2 \cdot L_2^3}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{4 \cdot 7387 \cdot 140^3}{3 \cdot 210000 \cdot \pi \cdot 60^4} = 0,00316 \text{ mm} < f_{lim,ASME}, f_{lim,manuale} \quad (4.9.3.4)$$

$$\varphi_{sx} = \frac{F_2 \cdot \frac{L_2}{2} \cdot (L_2^2 - \frac{L_2^2}{2})}{6 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d_2^4 \cdot L_2} = \frac{4 \cdot F_2 \cdot L_2^2}{E \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{4 \cdot 7387 \cdot 140^2}{210000 \cdot \pi \cdot 60^4} = 0,0000677 \text{ rad} < \varphi_{lim,rulli} \quad (4.9.3.5)$$

$$\varphi_{dx} = \frac{F_2 \cdot \frac{L_2}{2} \cdot (L_2^2 - \frac{L_2^2}{2})}{6 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d_2^4 \cdot L_2} = \frac{4 \cdot F_2 \cdot L_2^2}{E \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{4 \cdot 7387 \cdot 140^2}{210000 \cdot \pi \cdot 60^4} = 0,0000677 \text{ rad} < \varphi_{lim,sfere} \quad (4.9.3.6)$$

Risulta verificata la rigidezza dell'albero d'uscita in quanto le dimensioni calcolate in (4.9.3.4), (4.9.3.5) e (4.9.3.6) sono inferiori rispetto ai rispettivi valori critici.

CAPITOLO 5: Rappresentazione 3D dell'albero d'uscita e dei componenti ad esso associati

Il presente capitolo ha lo scopo di fornire la rappresentazione tridimensionale dell'assieme relativo al sottogruppo dell'albero d'uscita, eseguita tramite il software CAD 3D Solidworks®: verranno rappresentati tutti i componenti discussi nel capitolo 4 e successivamente l'assieme. Ogni componente verrà rappresentato in un numero di viste sufficienti ad evidenziarne la geometria. Infine, si riporterà la messa in tavola relativa all'albero d'uscita.

5.1 Albero d'uscita

Il modello relativo all'albero d'uscita è stato disegnato in base alle informazioni a disposizione risultanti dal capitolo 4.

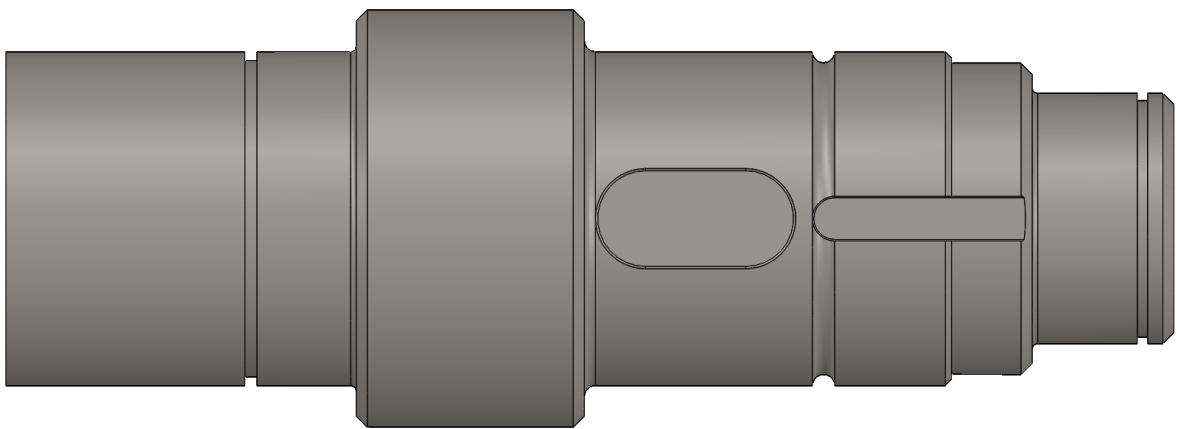


Figura 5.1.1: Viste laterali relative al modello dell'albero d'uscita

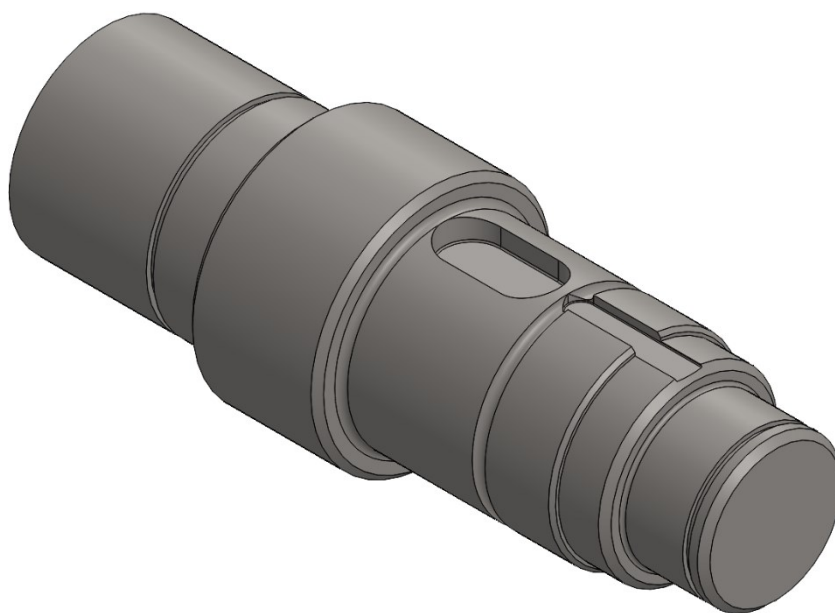


Figura 5.1.2: Vista isometrica relativa al modello dell'albero d'uscita

5.2 Cuscinetti

I cuscinetti sotto riportati fanno riferimento alle scelte progettuali adottate nel paragrafo 4.5.

Così come è stato eseguito nel capitolo 3, anche in questo caso è stato utilizzato il Toolbox per ricavare i modelli dei cuscinetti.

Cuscinetto a sfere SKF 6012:

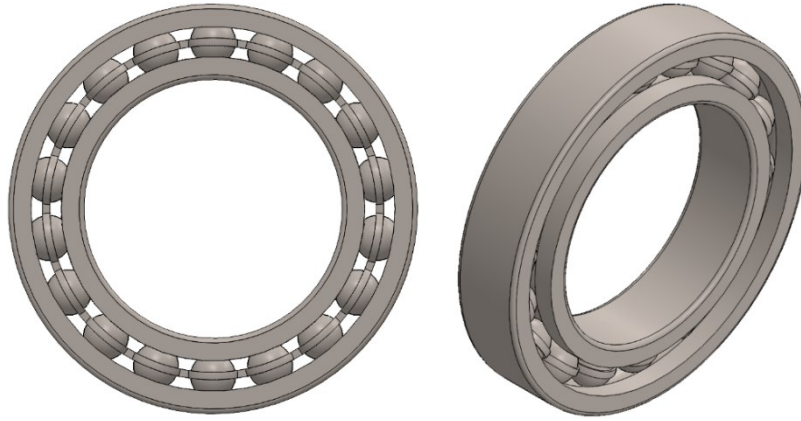


Figura 5.2.1: Cuscinetto SKF 6012

Cuscinetto a rulli SKF NU 209 ECP:

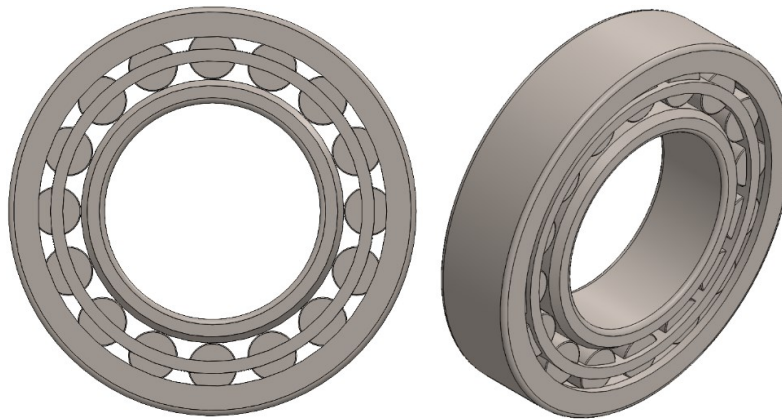


Figura 5.2.2: Cuscinetto SKF NU 209 ECP

5.3 Anelli elastici di sicurezza per alberi

Gli anelli elastici sotto riportati fanno riferimento alle scelte progettuali adottate nel paragrafo 4.6.

Anche in questo caso è stato implementato il Toolbox.

Anello elastico DIN 471 – 45;



Figura 5.3.1: Anello elastico DIN 471 – 45

Anello elastico DIN 471 – 60;



Figura 5.3.2: Anello elastico DIN 471 – 60

5.4 Linguetta

Il modello relativo alla linguetta è stato disegnato in base alle informazioni a disposizione risultanti dal paragrafo 4.7 e da [4].

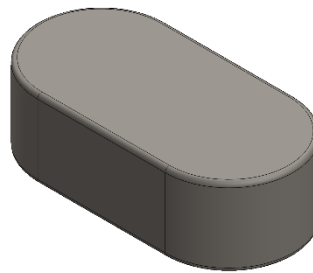


Figura 5.4.1: Linguetta UNI 6604 - A 18x11x36

5.5 Ruota dentata 4

Il modello relativo della ruota dentata 4 sotto riportata fa riferimento alle scelte progettuali adottate nel capitolo 1. Essa è stata ricavata partendo dal modello ottenuto dal Toolbox applicando uno smusso $2 \times 45^\circ$ in corrispondenza del foro in modo tale da poterla alloggiare nella sede dell'albero a causa della presenza del raccordo di raggio R2 sullo spallamento. Inoltre, è stata aggiunta una cava per linguetta in posizione simmetrica alla prima per alloggiare la seconda linguetta coerentemente con quanto scritto nel paragrafo 4.7.

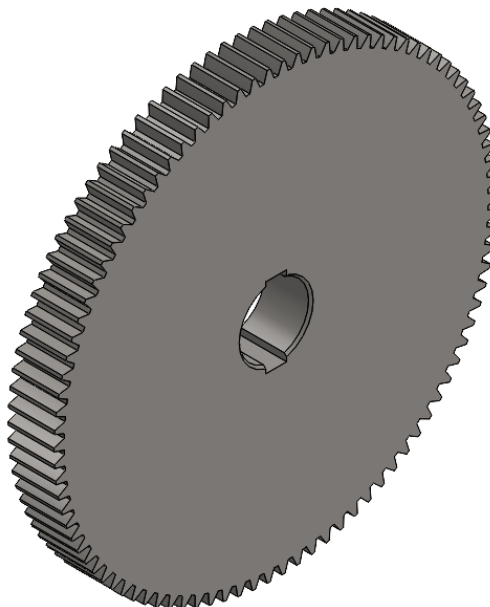


Figura 5.5.1: Modello relativo alla ruota dentata 4

5.6 Elementi di calettamento della ruota dentata

Il modello relativo all'anello distanziale è stato disegnato in base alle dimensioni definite in figura 4.8.1.

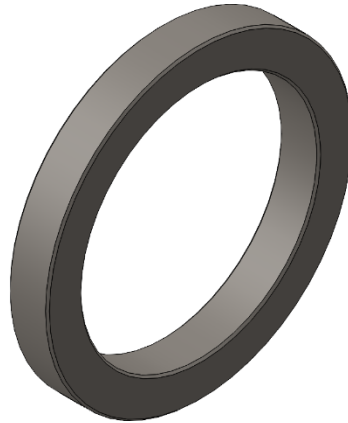


Figura 5.6.1: Anello distanziale 60x78x10

I modelli della ghiera e della rosetta di sicurezza, definiti nel paragrafo 4.8, sono stati invece importati da [7]:



Figura 5.6.2: Ghiera SKF KM 12

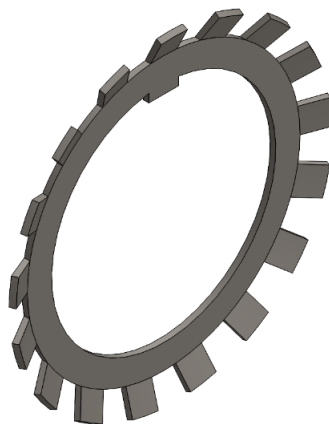


Figura 5.6.3: Rosetta di sicurezza SKF MB 12

5.7 Assieme sottogruppo albero d'uscita

Le seguenti immagini raffigurano l'assieme del sottogruppo del riduttore relativo all'albero d'uscita comprensivo di tutti i componenti raffigurati nei paragrafi precedenti:

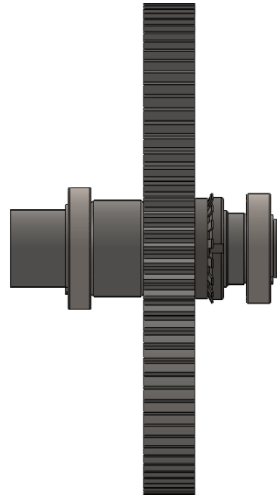


Figura 5.7.1: Vista laterale assieme sottogruppo dell'albero d'uscita

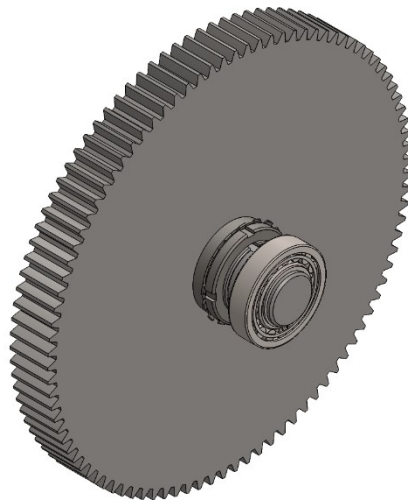


Figura 5.7.2: Vista isometrica lato interno assieme sottogruppo dell'albero d'uscita

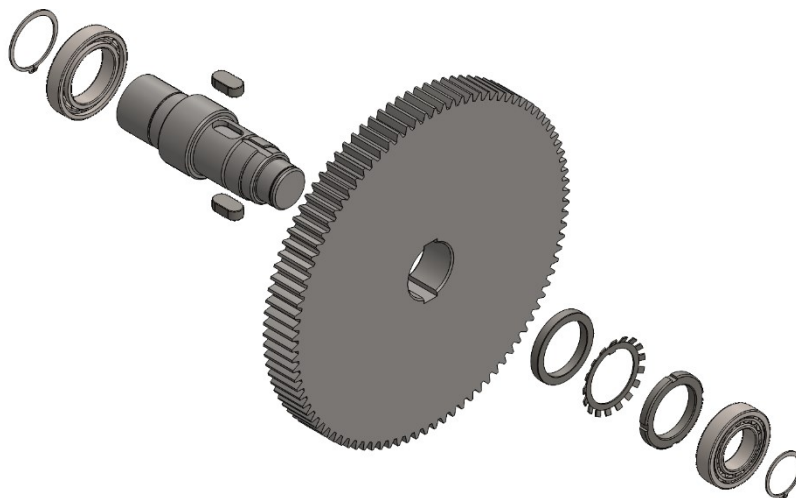


Figura 5.7.3: Vista esplosa assieme sottogruppo dell'albero d'uscita

5.8 Messa in tavola albero d'uscita

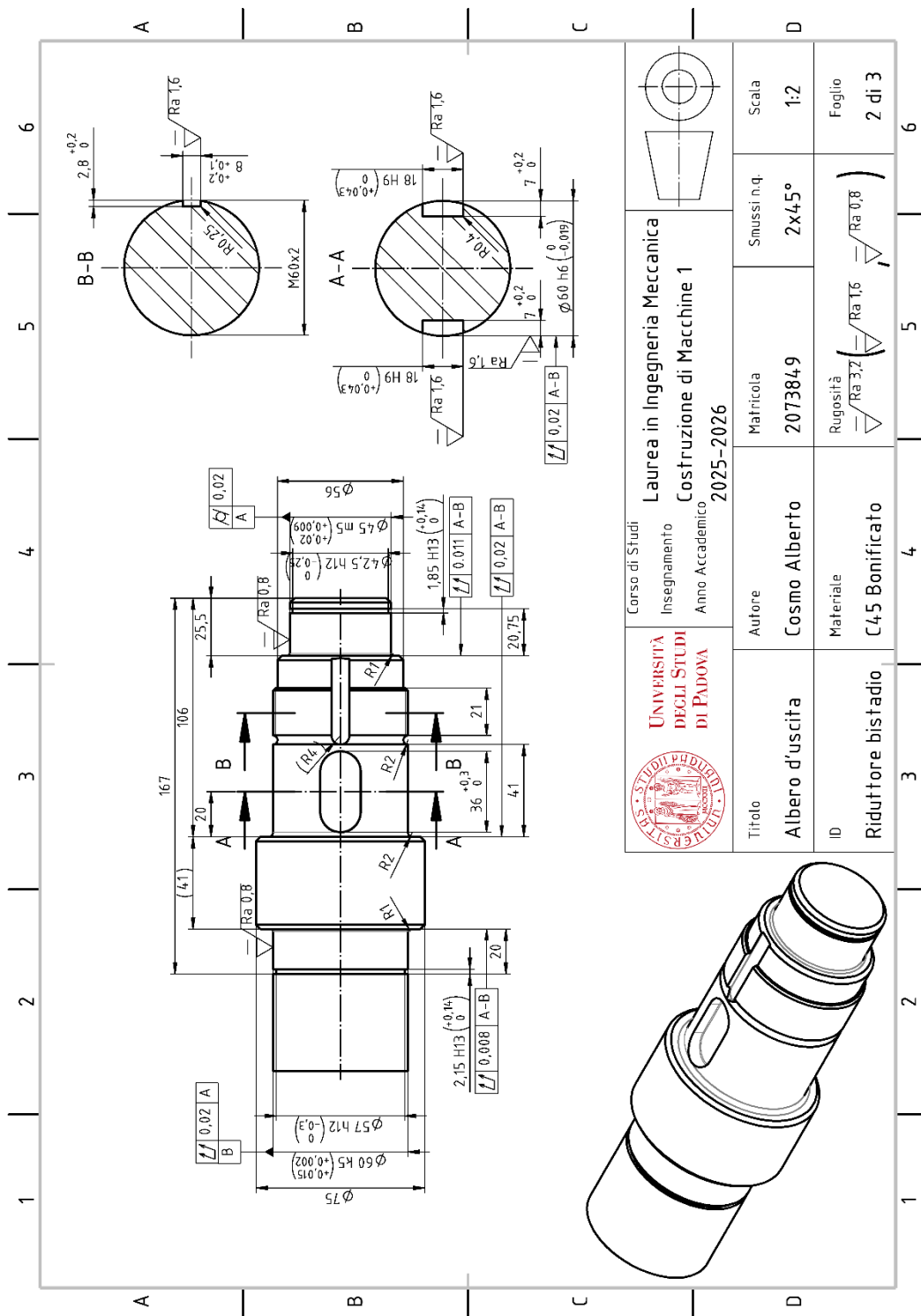


Figura 5.8.1: Messa in tavola relativa all'albero d'uscita

La messa in tavola dell'albero d'uscita serve a mostrare la geometria relativa alla parte dell'albero interna al riduttore. La sua rappresentazione integrale dovrebbe presentare anche la parte esterna al riduttore che si interfaccia all'unità condotta dello stesso; questa parte non è stata progettata e per questo motivo è stata omessa, semplificandola all'estensione di ingombro del riduttore. Per quanto riguarda le tolleranze dimensionali in figura si è fatto riferimento ai relativi valori derivati da [4], [5] e [6].

CAPITOLO 6: Verifiche strutturali e rappresentazione 3D del sottogruppo relativo all'albero intermedio

Il presente capitolo ha lo scopo di riportare i risultati e le scelte relative all'albero intermedio prodotto durante il progetto del corso [1]; per questo motivo verranno tralasciati i passaggi di elaborazione dei risultati e si riporteranno solo le caratteristiche principali utili.

6.1: Verifiche strutturali

In questo paragrafo si riportano le tabelle dei risultati relativi alle verifiche statiche, a fatica e di deformabilità dell'albero intermedio. Si vuole prima specificare le sezioni prese in considerazione per le verifiche e i dati noti su di esse tramite la figura 6.1.1 e la tabella 6.1.1:

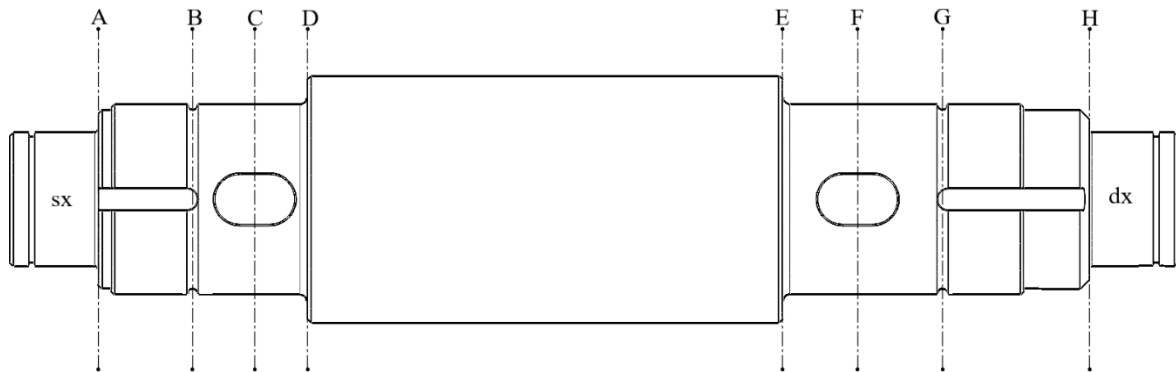


Figura 6.1.1: Sezioni interessate a verifica dell'albero intermedio

Tabella 6.1.1: Dati e dimensioni note relative alle sezioni interessate a verifica dell'albero intermedio

Sezione	D [mm]	d [mm]	r [mm]	Geometria	Lavorazione superficiale	M_f [Nmm]	M_t [Nmm]
A	47	35	1	Spallamento	Rettifica	10567	0
B	47	50	1,5	Gola a U	Sgrossatura fine	41649	0
C	-	50	-	Sede linguetta	Sgrossatura fine	62162	289234
D	65	50	2	Spallamento	Sgrossatura fine	85055	289234
E	65	50	2	Spallamento	Sgrossatura fine	345766	289234
F	-	50	-	Sede linguetta	Sgrossatura fine	388529	289234
G	50	47	1,5	Gola a U	Sgrossatura fine	263645	0
H	47	35	0,6	Spallamento	Rettifica	47178	0

Si ricorda inoltre che:

- Per la verifica a fatica l'ampiezza di tensione di ciclo nella sezione è equivalente al valore della tensione a flessione relativa alla stessa sezione.
- Valgono le stesse ipotesi adottate per le verifiche a fatica dell'albero d'ingresso e d'uscita.
- Le formule e i procedimenti utilizzati per ricavare i risultati sono i medesimi delle verifiche dei precedenti alberi e presi da [1].
- Per la verifica di rigidezza è stato applicato il principio di sovrapposizione degli effetti all'equazione della linea elastica utilizzata nel corso [1].

Tabella 6.1.2: Riepilogo verifiche statiche relative all'albero intermedio

Sezione	σ_f [MPa]	τ_{Mt} [MPa]	σ_{id} [MPa]	v_s
A	2,51	0	2,51	147,41
B	4,09	0	4,09	90,46
C	5,07	11,78	21,02	17,60
D	6,93	11,78	21,55	17,17
E	28,18	11,78	34,79	10,64
F	31,66	11,78	37,67	9,82
G	25,87	0	25,87	14,30
H	11,21	0	11,21	33,01

Tabella 6.1.3: Riepilogo verifiche a fatica relative all'albero intermedio

Sezione	K_m	K_f	K_d	K_l	$\sigma_{a\infty, -1}^*$ [MPa]	v_f
A	2,42	2,182	1,195	1,06	113,94	45,39
B	2,55	2,367	1,225	1,14	95,30	23,30
C	-	1,970	1,233	1,14	113,80	22,45
D	2,26	2,260	1,233	1,14	99,20	14,31
E	2,26	2,260	1,233	1,14	99,20	3,52
F	-	1,970	1,233	1,14	113,80	3,59
G	2,55	2,367	1,225	1,14	95,30	3,68
H	2,85	2,386	1,195	1,06	104,23	9,30

Tabella 6.1.4: Riepilogo verifiche di deformabilità relative all'albero intermedio

Grandezza	Simbolo	Valore
Freccia limite ASME	$f_{lim, ASME}$	0,127 mm
Freccia limite manuale	$f_{lim, manuale}$	0,09333 mm
Rotazione limite cuscinetto a sfere	$\varphi_{lim, sfere}$	10' $\approx$ 0,0029089 rad
Rotazione limite cuscinetto a rulli	$\varphi_{lim, rulli}$	2' $\approx$ 0,0005818 rad
Freccia Ruota 2	$f_{Ruota\ 2}$	0,01511 mm
Freccia Ruota 3	$f_{Ruota\ 3}$	0,02849 mm
Rotazione sinistra, sede cuscinetto a sfere	φ_{sx}	0,0003091 rad
Rotazione destra, sede cuscinetto a rulli	φ_{dx}	0,0004787 rad

6.2: Rappresentazione 3D dell'albero intermedio e dei componenti ad esso associati

Questo paragrafo ha lo scopo di fornire la rappresentazione tridimensionale dell'assieme relativo al sottogruppo dell'albero intermedio, eseguita tramite il software CAD 3D Solidworks®: verranno rappresentati tutti i componenti e successivamente l'assieme. Ogni componente verrà rappresentato in un numero di viste sufficienti ad evidenziarne la geometria. Infine, si riporterà la messa in tavola relativa all'albero intermedio.

I componenti del sottogruppo relativo all'albero intermedio sono:

- Albero intermedio
- Cuscinetto a sfere SKF 6207
- Cuscinetto a rulli SKF NU 207 ECP
- Anello elastico DIN 471 – 35
- Linguetta UNI 6604 - A 14x9x22
- Ruota dentata 2
- Ruota dentata 3
- Anello distanziale 50x66x5
- Ghiera SKF KM 10
- Rosetta di sicurezza SKF MB 10

I componenti del sottogruppo albero intermedio sono stati ricavati in diversi modi:

- I cuscinetti e l'anello elastico di sicurezza per alberi sono stati ricavati tramite Toolbox.
- L'albero intermedio, la linguetta e il distanziale sono stati modellati.
- Le ruote dentate sono state ricavate da Toolbox e poi modificate adattando la sede della linguetta alle dimensioni corrette secondo normativa [4] e smussando gli spigoli dei fori di $2 \times 45^\circ$.
- La ghiera e la rosetta di sicurezza sono state importate da [7].

Di seguito si riportano le varie rappresentazioni dei componenti sopra citati:

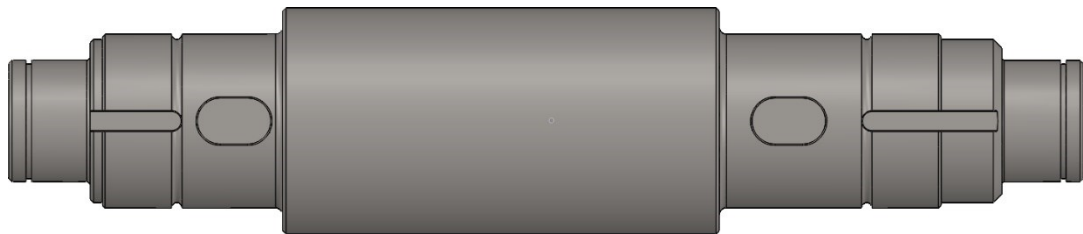


Figura 6.2.1: Vista laterale relativa al modello dell'albero intermedio



Figura 6.2.2: Vista isometrica relativa al modello dell'albero intermedio

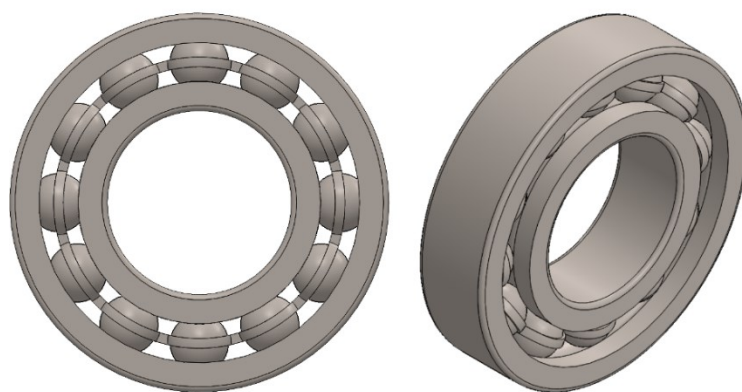


Figura 6.2.3: Cuscinetto SKF 6207

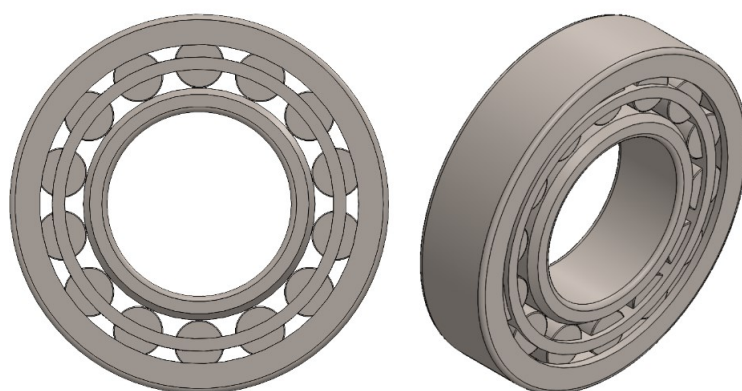


Figura 6.2.4: Cuscinetto SKF NU 207 ECP

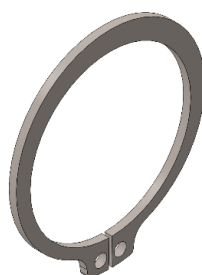


Figura 6.2.5: Anello elastico DIN 471 – 35

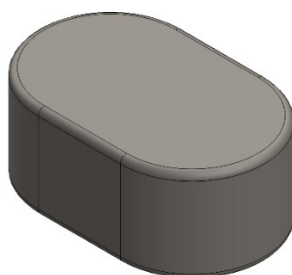


Figura 6.2.6: Linguetta UNI 6604 - A 14x9x22

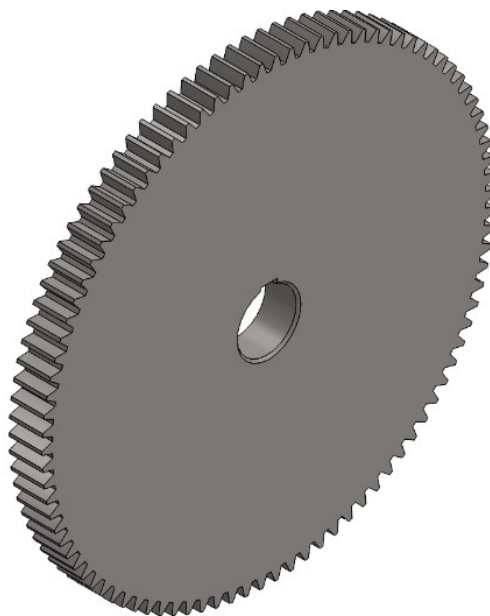


Figura 6.2.7: Modello relativo alla ruota dentata 2

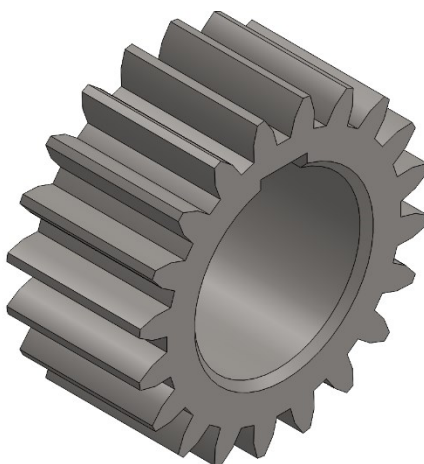


Figura 6.2.8: Modello relativo alla ruota dentata 3

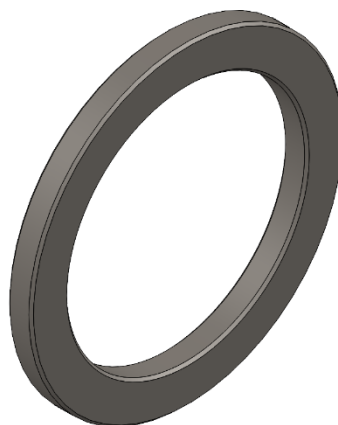


Figura 6.2.10: Anello distanziale 50x66x5



Figura 6.2.11: Ghiera SKF KM 10

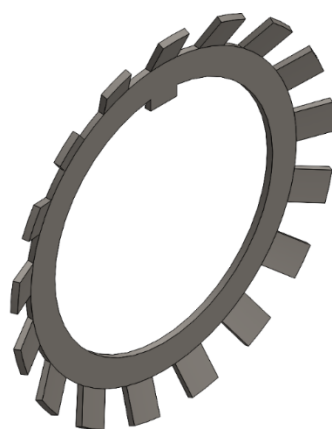


Figura 6.2.12: Rosetta di sicurezza SKF MB 10

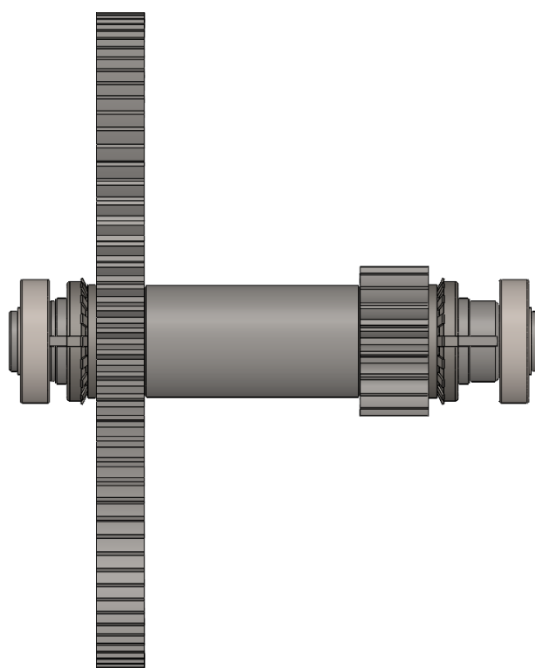


Figura 6.2.13: Vista laterale assieme sottogruppo dell'albero intermedio

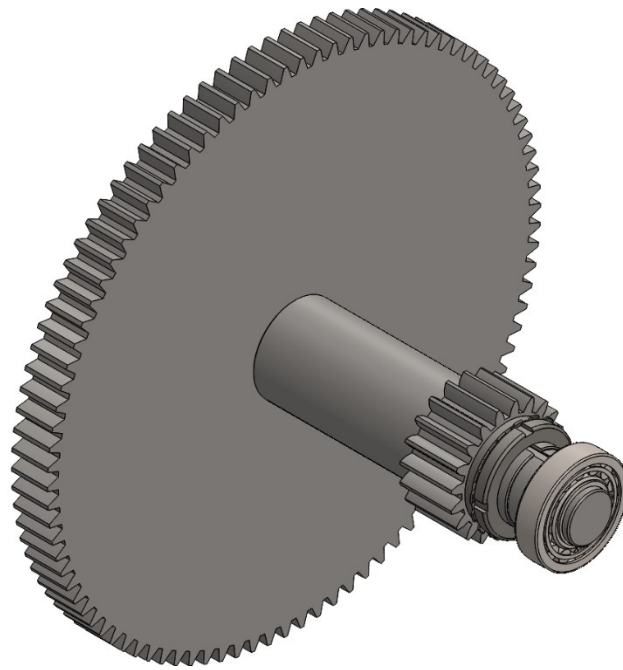


Figura 6.2.14: Vista isometrica lato interno assieme sottogruppo dell'albero intermedio

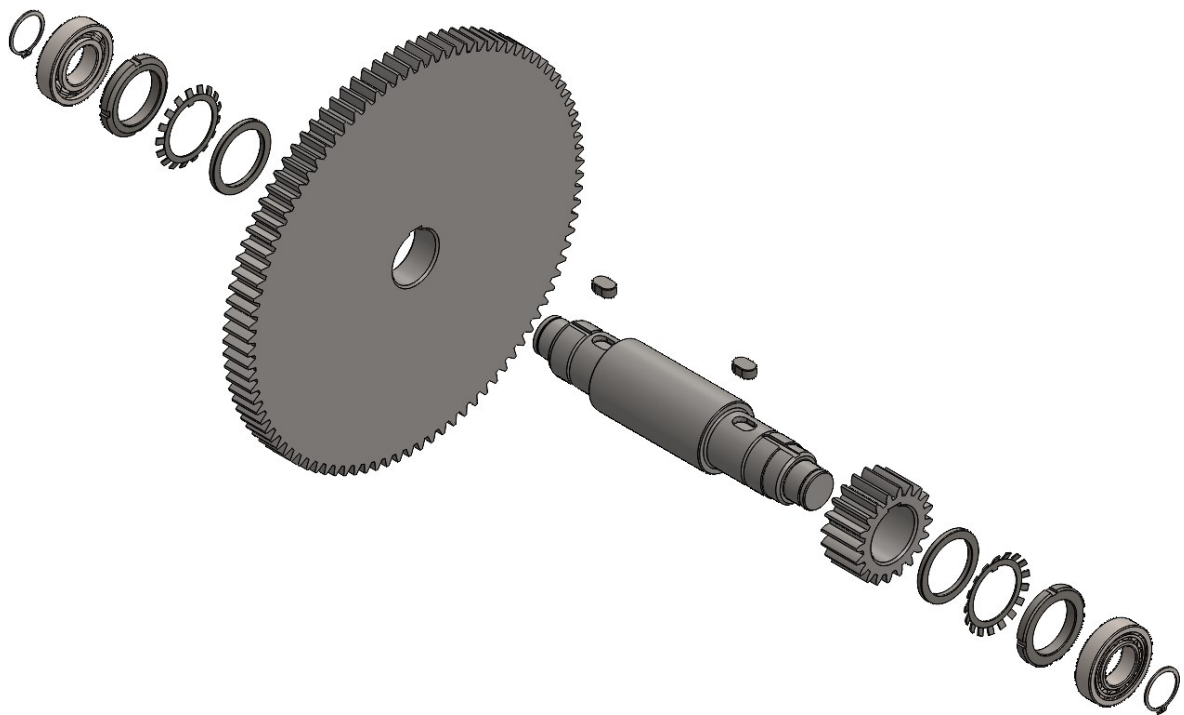


Figura 6.2.15: Vista esplosa assieme sottogruppo dell'albero intermedio

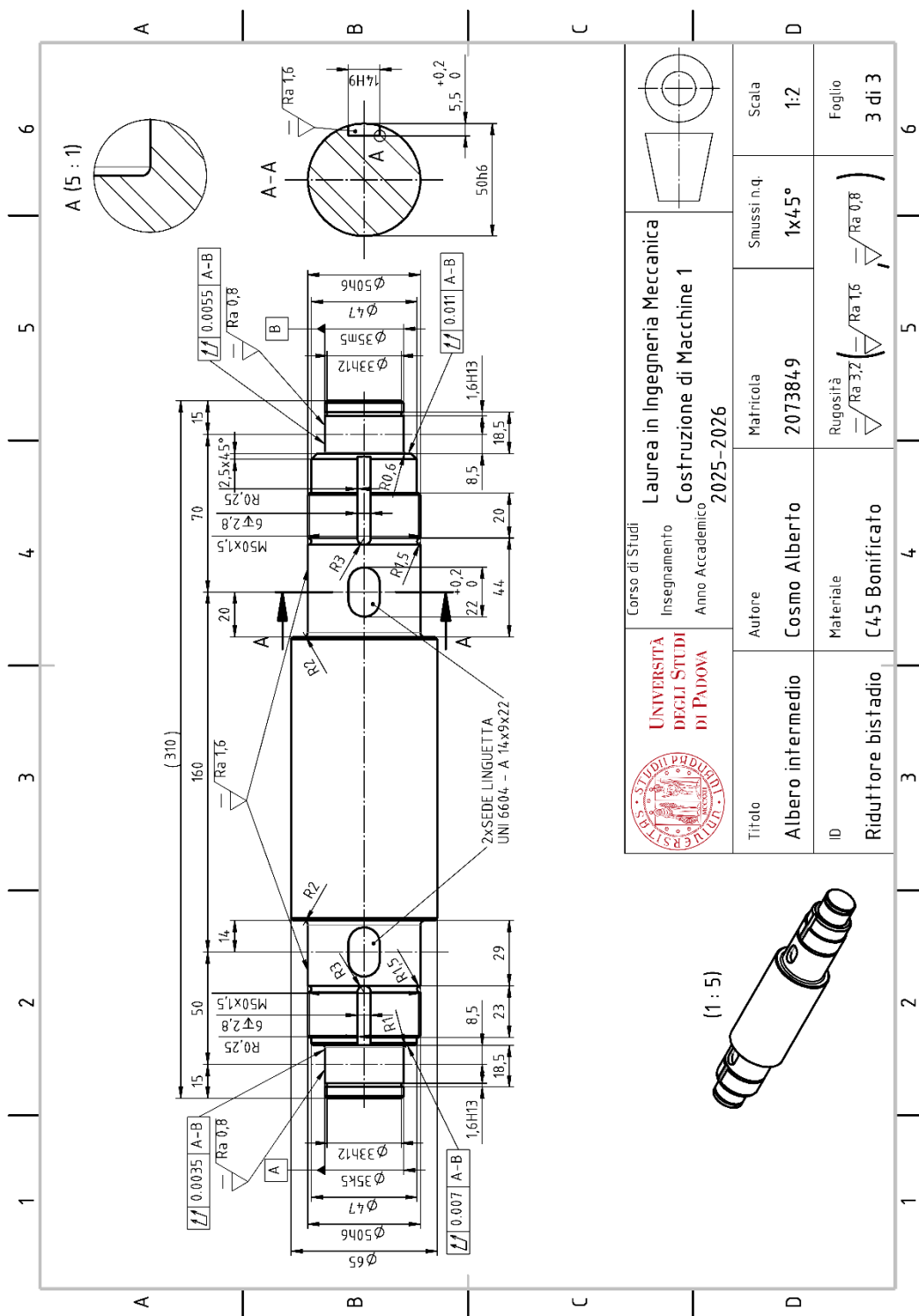


Figura 6.2.22: Messa in tavola relativa all'albero intermedio

Si specifica che, come per il caso dell'albero d'ingresso e dell'albero d'uscita le tolleranze dimensionali presenti in figura sono state ricavate dalla normativa UNI 6604 [4] per quanto riguarda le dimensioni associate alla cava della linguetta, dalla normativa DIN 471 [5] per quanto riguarda le dimensioni associate agli alloggiamenti degli anelli elastici di sicurezza e dal catalogo SKF [5] per quanto riguarda le tolleranze relative agli spallamenti dei cuscinetti.

CAPITOLO 7: Rappresentazione 3D del riduttore

Il presente capitolo ha lo scopo di riportare attraverso l'utilizzo di immagini la rappresentazione 3D del riduttore bistadio completo. Si ricorda che, come indicato nei capitoli 3 e 5, gli alberi di ingresso e di uscita non sono stati disegnati in modo completo ma essi risultano troncati in prossimità della sagoma esterna del riduttore. Prima di riportare la rappresentazione integrale del riduttore è opportuno mostrare la rappresentazione dei singoli componenti non citati nei capitoli precedenti e riportati nei paragrafi successivi.

7.1: Cassa del riduttore

La cassa del riduttore è stata progettata senza tenere conto di eventuali normative o criteri di riferimento. Questa ha il solo scopo di contenere l'insieme dei sottogruppi del riduttore al fine di potere realizzare la trasmissione del moto: quindi risulta essere perlopiù una progettazione geometrica dove sono state utilizzate dimensioni coerenti alla propria funzione.

La cassa è composta da due corpi principali:

- Basamento
- Coperchio

Altri elementi strutturali e funzionali collegati a questi sono:

- Viti ISO 4014 - M10x45 - 8.8 con rondelle piane ISO 7089 - 10 per il fissaggio del coperchio al basamento.
- Spine di centraggio cilindriche ISO 2338 - B 10x40 - m6 per l'allineamento tra basamento e coperchio.
- Tappi DIN 908 - G3/4 A con relativi anelli di tenuta DIN 7603 - A 28x33x2 - Cu posizionati uno sul coperchio con funzione di punto di rabbocco dell'olio del riduttore e uno sul basamento con funzione di punto di scarico dell'olio.
- Tappi flangiati di ispezione per monitorare ed eventualmente sostituire in modo rapido i cuscinetti degli alberi alloggiati sul perimetro esterno del piano di divisione della cassa del riduttore. I tappi hanno anche la funzione di fissare assialmente i cuscinetti stessi alla cassa del riduttore.
- Viti ISO 4017- M8x30 - 8.8 per il fissaggio dei tappi flangiati di ispezione alla struttura principale della cassa. Non sono necessari elementi di centraggio dei tappi in quanto presentano già un anello di centraggio.
- O-Ring ISO 3601 grado G con funzione di elemento di tenuta tra i tappi flangiati di ispezione e la cassa. Gli O-Ring sono alloggiati nelle sedi create nei tappi flangiati di ispezione.
- Anelli di tenuta a labbro alloggiati all'interno dei tappi di ispezione dell'albero d'ingresso e d'uscita, rispettivamente anello di tenuta DIN 3760 - AS 30x47x7 e anello di tenuta DIN 3760 - AS 60x85x8. Questi anelli hanno la funzione di evitare sia il trafilamento dell'olio verso l'esterno del riduttore sia l'ingresso di materiale all'interno dello stesso.

I modelli tridimensionali CAD dei componenti della cassa appena discussi saranno mostrati nei prossimi paragrafi. Prima di questo si vuole rappresentare in figura 7.1.1 la disposizione assunta dagli elementi relativi al sottogruppo del tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'ingresso per rendere più comprensibile al lettore la configurazione assunta sopra citata.

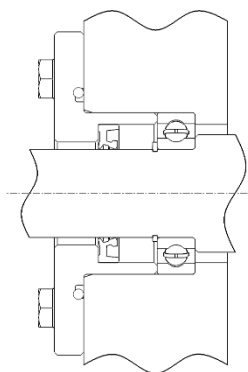


Figura 7.1.1: Sezione del sottogruppo del tappo flangiato di ispezione relativo all'albero d'ingresso

7.1.1: Basamento

Oltre alle zone lavorate per il collegamento con i componenti descritti nel paragrafo 7.1, il basamento presenta:

- Piedi d'appoggio asolati per il fissaggio del riduttore ad un piano di appoggio tramite bulloni M16.
- Zone rinforzate per irrigidire la struttura nelle zone adiacenti alle sedi dei cuscinetti e negli spigoli, compresa una nervatura di rinforzo tra il pilone interno e la struttura esterna.
- Sedi per il calettamento dei cuscinetti a rulli degli alberi d'ingresso e d'uscita nel pilone interno, che svolge funzione di sostegno.

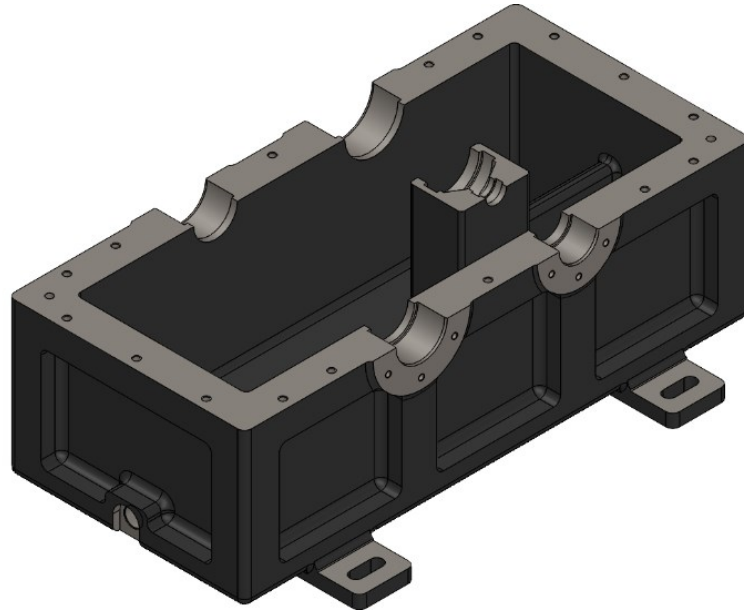


Figura 7.1.1.1: Vista relativa al basamento

7.1.2: Coperchio

Oltre alle zone lavorate per il collegamento con i componenti descritti nel paragrafo 7.1, il coperchio presenta come il basamento le sedi per il calettamento dei cuscinetti a rulli degli alberi d'ingresso e d'uscita nel pilone interno, che svolge funzione di sostegno. Inoltre, il pilone stesso presenta una nervatura di rinforzo.

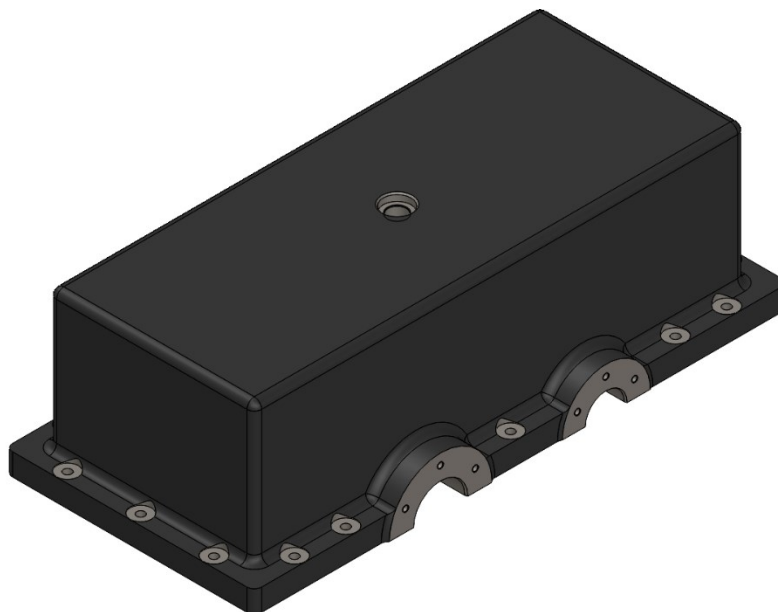


Figura 7.1.2.1: Vista relativa al coperchio

7.1.3: Componenti per fissaggio e centraggio basamento-coperchio

Di seguito si riportano le rappresentazioni dei componenti utilizzati per il fissaggio e il centraggio del coperchio al basamento citati nel paragrafo 7.1 e presi dal Toolbox:

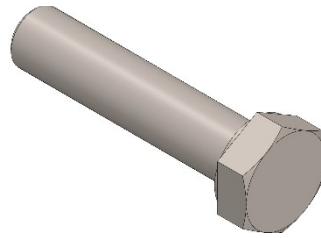


Figura 7.1.3.1: Vite ISO 4014 - M10x45- 8.8

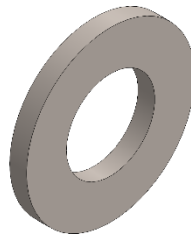


Figura 7.1.3.2: Rondella piana ISO 7089 – 10

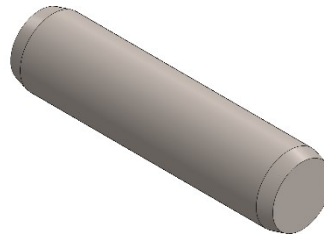


Figura 7.1.3.3: Spina cilindrica ISO 2338 - B 10x40 - m6

7.1.4: Componenti per il carico e lo scarico dell'olio

Di seguito si riportano le rappresentazioni dei componenti utilizzati per il carico e lo scarico dell'olio citati nel paragrafo 7.1 e importati da [7]:

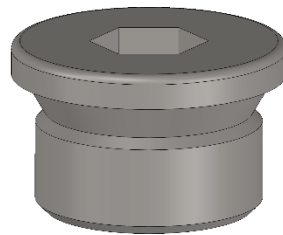


Figura 7.1.4.1: Tappo DIN 908 - G3/4 A da [7]

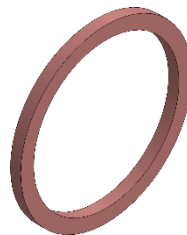


Figura 7.1.4.2: Anello di tenuta DIN 7603 - A 28x33x2 – Cu da [7]

7.2: Tappi flangiati d'ispezione

Nei seguenti sottoparagrafi si riportano i componenti dei vari sottogruppi relativi ai tappi flangiati d'ispezione e montati secondo la logica visibile in figura 7.1.1.

7.2.1: Tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'ingresso

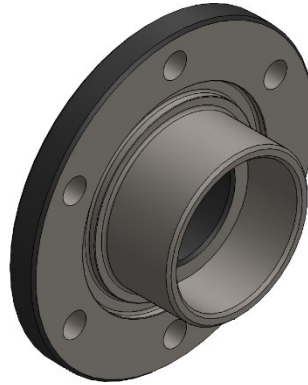


Figura 7.2.1.1: Vista relativa al modello del tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'ingresso

7.2.2: Tappo flangiato d'ispezione dell'albero intermedio



Figura 7.2.2.1: Vista relative al modello del tappo flangiato d'ispezione dell'albero intermedio

7.2.3: Tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'uscita



Figura 7.2.3.1: Vista relativa al modello del tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'uscita

7.2.4: Componenti di fissaggio

Di seguito si riportano le rappresentazioni dei componenti utilizzati per il fissaggio dei tappi flangiati di ispezione alla cassa del riduttore citati nel paragrafo 7.1 e presi dal Toolbox:

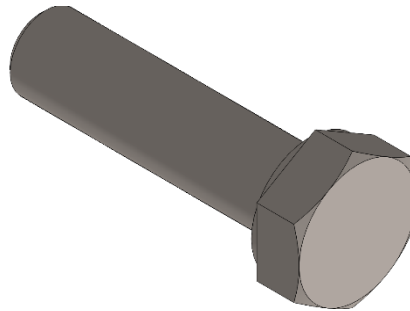


Figura 7.2.4.1: Vite ISO 4017- M8x30 - 8.8

7.2.5: Elementi di tenuta

Di seguito si riportano le rappresentazioni degli o-ring presi dal Toolbox e aventi funzione di tenuta tra tappo flangiato d'ispezione e relativa battuta sulla cassa; insieme a questi si riportano anche agli anelli di tenuta a labbro per l'albero di ingresso e d'uscita importati da [7]. Tutti questi componenti sono stati citati nel paragrafo 7.1:



Figura 7.2.5.1: O-Ring ISO 3601 - G - 65x3,55 relativo al tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'ingresso



Figura 7.2.5.2: O-Ring ISO 3601 - G - 85x3,55 relativo al tappo flangiato d'ispezione dell'albero intermedio



Figura 7.2.5.3: O-Ring ISO 3601 - G - 106x3,55 relativo al tappo flangiato d'ispezione dell'albero d'uscita



Figura 7.2.5.4: Anello di tenuta a labbro DIN 3760 - AS 30x47x7 - NBR – GK da [7]



Figura 7.2.5.5: Anello di tenuta a labbro DIN 3760 - AS 60x85x8 - NBR – GK da [7]

7.3: Assieme del riduttore bistadio completo

In questo paragrafo si riportano le viste relative all'assieme del riduttore.

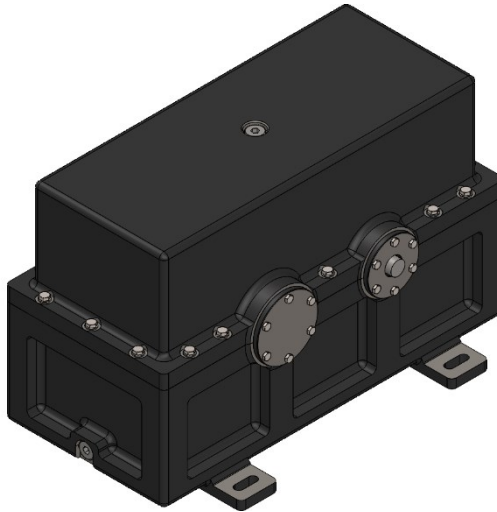


Figura 7.3.1: Vista isometrica lato albero d'ingresso dell'assieme riduttore

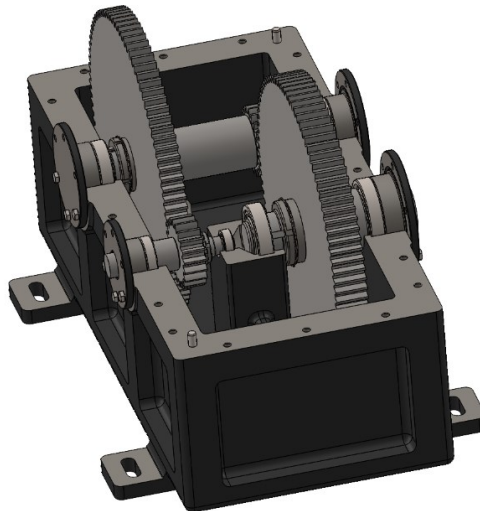


Figura 7.3.2: Vista dell'assieme senza coperchio e elementi di fissaggio collegati ad esso

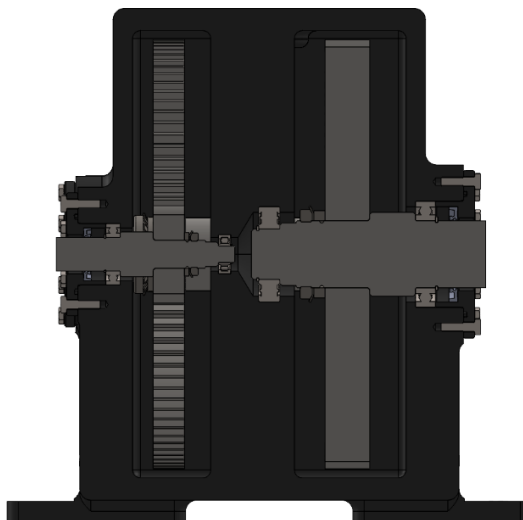


Figura 7.3.3: Taglio dell'assieme sull'asse degli alberi d'ingresso e d'uscita lato interno riduttore

CAPITOLO 8: Analisi FEM degli alberi del riduttore

8.1: Verifiche di deformabilità tramite Solidworks Simulation

Questo paragrafo riporta le verifiche di deformabilità dei tre alberi del riduttore tramite il modello agli elementi finiti implementate attraverso l'utilizzo del software Solidworks Simulation®.

La scelta di utilizzo di questo software deriva dal fatto che esso risulta affidabile e accurato per questo tipo di analisi. Inoltre, il software è presente già all'interno del software CAD 3D Solidworks® come pacchetto d'estensione, risultando comodo da utilizzare per componenti modellati in questo ambiente.

La procedura utilizzata sarà la stessa per tutti e tre gli alberi e prevede i seguenti passaggi principali:

1. Assegnazione del materiale al modello dell'albero.
2. Suddivisione dell'albero in più corpi solidi. Questa suddivisione permette di individuare l'asse dell'albero e il punto di applicazione delle forze.
3. Applicazione dei vincoli, ovvero individuare le superfici relative alla sede dei cuscinetti.
4. Applicazione dei carichi, che consistono in forze puntuali applicate sull'asse nelle mezzerie delle ruote dentate.
5. Creazione di una mesh adeguata al fine di ottenere risultati comparabili a quelli analitici.
6. Esecuzione dello studio.
7. Elaborazione dei dati ottenuti, in particolare gli spostamenti risultanti dell'asse (URES), tramite il programma "Microsoft Excel" per individuare le frecce e le rotazioni dell'asse stesso. Si specifica che i valori delle frecce vengono forniti direttamente dallo studio mentre i valori delle rotazioni si trovano grazie alla relazione (8.1.1):

$$\varphi(x) = \frac{d}{dx} f(x) \quad (8.1.1)$$

I diagrammi ottenuti verranno confrontati visivamente con i risultati analitici calcolati nei capitoli precedenti.

8.1.1: Albero d'ingresso

Si assegna all'albero d'ingresso le caratteristiche dell'acciaio C45 Bonificato, secondo le proprietà ricavate da [3] e riportate in figura 8.1.1.1:

Properties Appearance CrossHatch Custom Application Data Favorites Sheet Metal

Material properties
Materials in the default library can not be edited. You must first copy the material to a custom library to edit it.

Model Type: Linear Elastic Isotropic ☐ Save model type in library

Units: SI - N/mm² (MPa)

Category: MIEI MATERIALI

Name: C45E +QT(1.1191) (1)

Description: 16<d<40, T=20°C e valori minimi per tensioni

Source: UNI EN ISO 683-1

Sustainability: Undefined

Property	Value	Units
Elastic Modulus	210000	N/mm ²
Poisson's Ratio	0.29	N/A
Shear Modulus	81395.34884	N/mm ²
Mass Density	7850	kg/m ³
Tensile Strength	650	N/mm ²
Compressive Strength		N/mm ²
Yield Strength	430	N/mm ²
Thermal Expansion Coefficient	1.11e-05	/K
Thermal Conductivity	50	W/(m-K)
Specific Heat	460	J/(kg-K)
Material Damping Ratio		N/A

Figura 8.1.1.1: Caratteristiche del materiale assegnato albero d'ingresso

Si suddivide l'albero in diciotto corpi per individuare l'asse e il punto di applicazione della forza. Si applicano i vincoli alle superfici delle sedi dei cuscinetti. Si è scelto di adottare il modello di cuscinetti aventi rigidezza infinita. Si applica il carico agente sull'asse dell'albero nella mezzeria della sede della ruota dentata. Si ricorda che il carico è la forza puntuale F_1 di entità ricavata dalla relazione (2.2.2). Dopo l'applicazione dei vincoli e del carico si ottiene l'albero d'ingresso configurato come in figura 8.1.1.1:

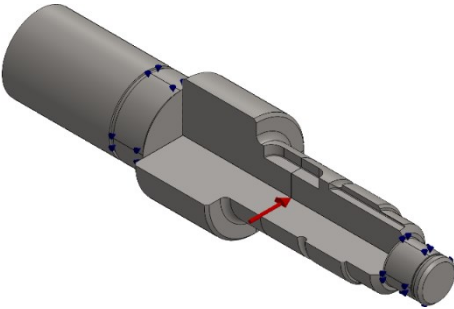


Figura 8.1.1.1: Applicazione dei vincoli e dei carichi all'albero d'ingresso

Si genera una mesh con dimensione fine degli elementi. Dopo la generazione della mesh si ottiene l'albero d'ingresso configurato come in figura 8.1.1.2:

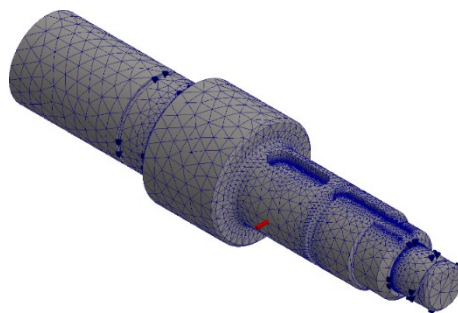


Figura 8.1.1.2: Generazione della mesh sull'albero d'ingresso

Si esegue quindi l'analisi. Dei tre risultati forniti dall'analisi, consideriamo quello riferito agli spostamenti risultanti URES. Il risultato ottenuto è riportato in figura 8.1.1.3:

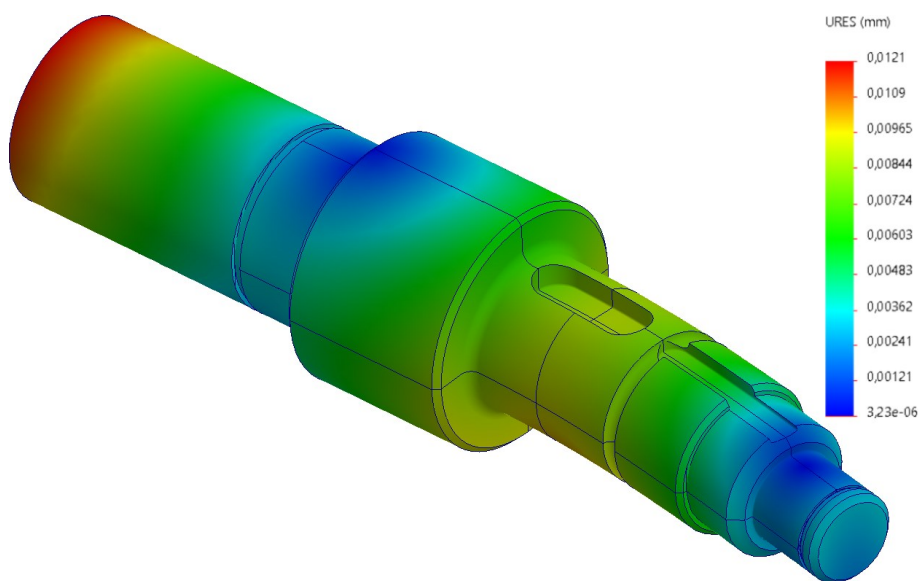


Figura 8.1.1.3: Risultato relativo agli spostamenti risultanti (URES) dopo l'analisi sull'albero

Si selezionano quindi le entità da esaminare, che sono quelle che costituiscono l'asse dell'albero nella zona compresa tra le sedi dei cuscinetti. Si esportano le informazioni in un file esterno e si elaborano queste tramite il programma "Microsoft Excel" secondo quanto descritto nel settimo passaggio del paragrafo 8.1, ottenendo così i grafici seguenti:

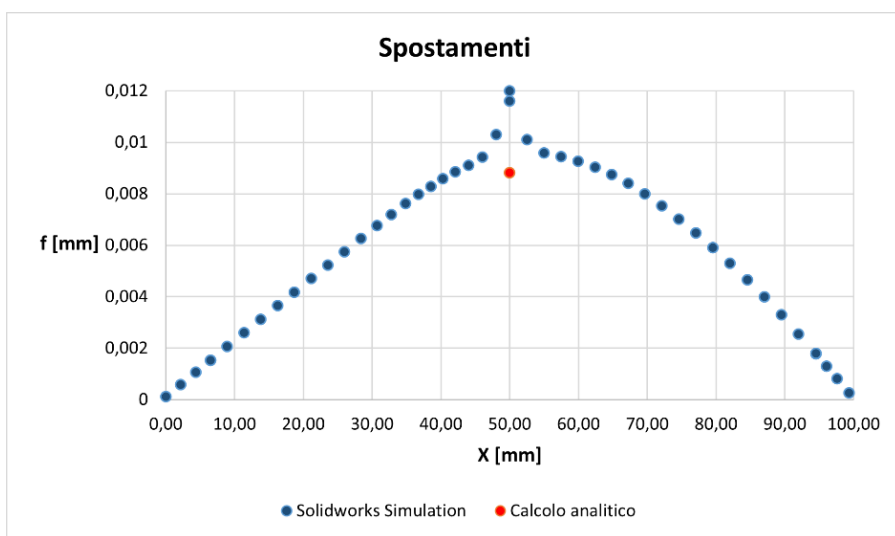


Figura 8.1.1.4: Grafico relativo agli spostamenti dei punti appartenenti all'asse dell'albero d'ingresso

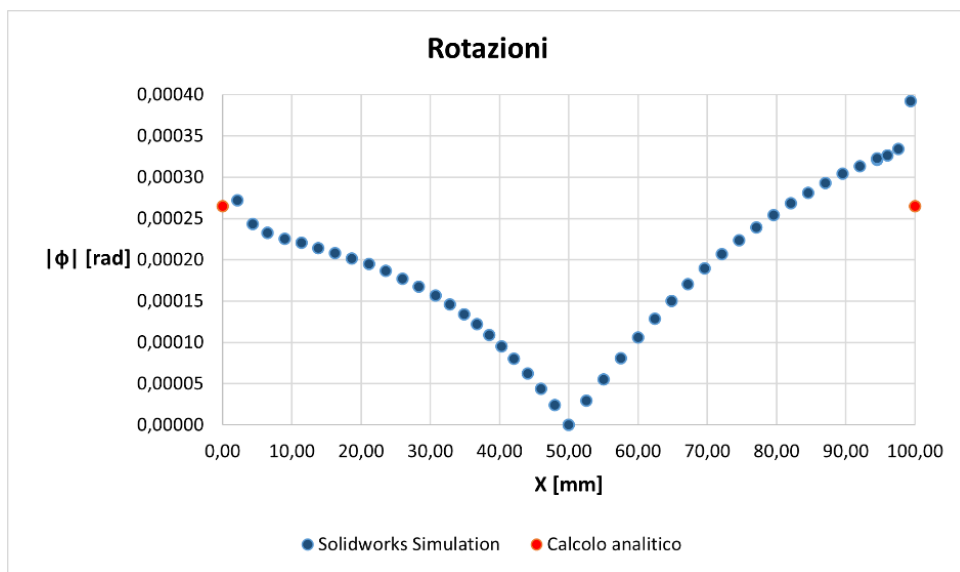


Figura 8.1.1.5: Grafico relativo alle rotazioni dei punti appartenenti all'asse dell'albero d'ingresso

Si precisa che per i grafici riportati nelle figure 8.1.1.4 e 8.1.1.5 le posizioni $X=0$ mm e $X=100$ mm coincidono rispettivamente con la mezzeria della sede del cuscinetto a sfere e la mezzeria della sede del cuscinetto a rulli.

8.1.2: Albero intermedio

Le analisi dell'albero intermedio seguono la stessa procedura del paragrafo precedente (8.1.1) e descritta nel paragrafo 8.1. Quello che cambia sono alcune caratteristiche del materiale assegnato e dei carichi applicati.

Si assegna all'albero intermedio le caratteristiche dell'acciaio C45 Bonificato riportate in figura 8.1.1.1, modificando però le voci "Tensile Strength" = "630" e "Yield Strength" = "370".

Si suddivide l'albero in ventidue corpi per individuare l'asse e i punti di applicazione delle forze. Si applicano i vincoli alle superfici delle sedi dei cuscinetti. Si è scelto di adottare anche questo caso il modello di cuscinetti aventi rigidità infinita. Si applicano i carichi agenti sull'asse dell'albero nelle mezzerie delle sedi delle ruote dentate. Si ricorda che i carichi applicati sono le forze puntuali F_{t2} , F_{t3} , F_{r2} e F_{r3} di entità note dal progetto del corso [1] e riportate di seguito nella relazione (8.1.2.1):

$$F_{t2} = 1538,5 \text{ N}; F_{t3} = 7230,9 \text{ N}; F_{r2} = 560 \text{ N}; F_{r3} = 2631,8 \text{ N} \quad (8.1.2.1)$$

Dopo l'applicazione dei vincoli e dei carichi si ottiene l'albero intermedio configurato come in figura 8.1.2.1:

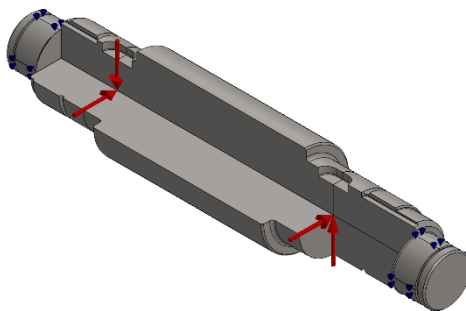


Figura 8.1.2.1: Applicazione dei vincoli e dei carichi all'albero intermedio

Si genera una mesh con dimensione fine degli elementi. Dopo la generazione della mesh si ottiene l'albero intermedio configurato come in figura 8.1.2.2:

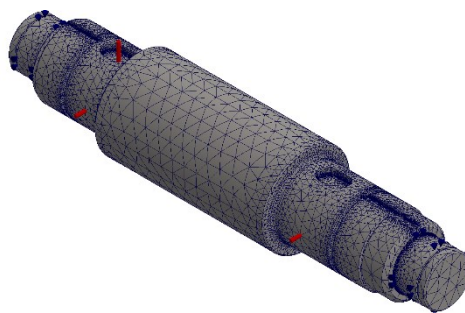


Figura 8.1.2.2: Generazione della mesh sull'albero intermedio

Si esegue quindi l'analisi. Dei tre risultati forniti dall'analisi, consideriamo quello riferito agli spostamenti risultanti URES. Il risultato ottenuto è riportato in figura 8.1.2.3:

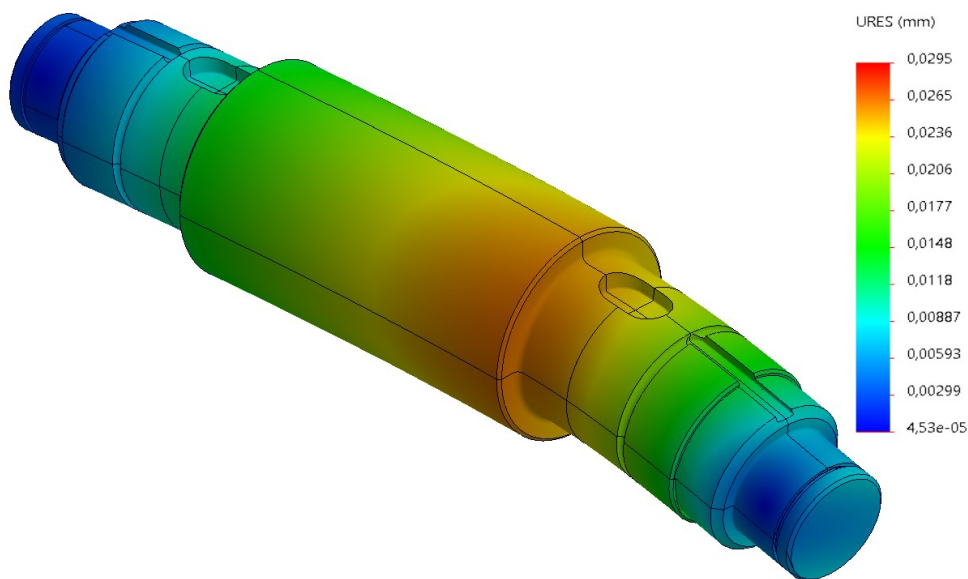


Figura 8.1.2.3: Risultato relativo agli spostamenti risultanti (URES) dopo l'analisi sull'albero intermedio

Si selezionano quindi le entità da esaminare, che sono quelle che costituiscono l'asse dell'albero nella zona compresa tra le sedi dei cuscinetti. Si esportano le informazioni in un file esterno e si elaborano queste secondo quanto descritto nel settimo passaggio del paragrafo 8.1, ottenendo così i grafici seguenti:

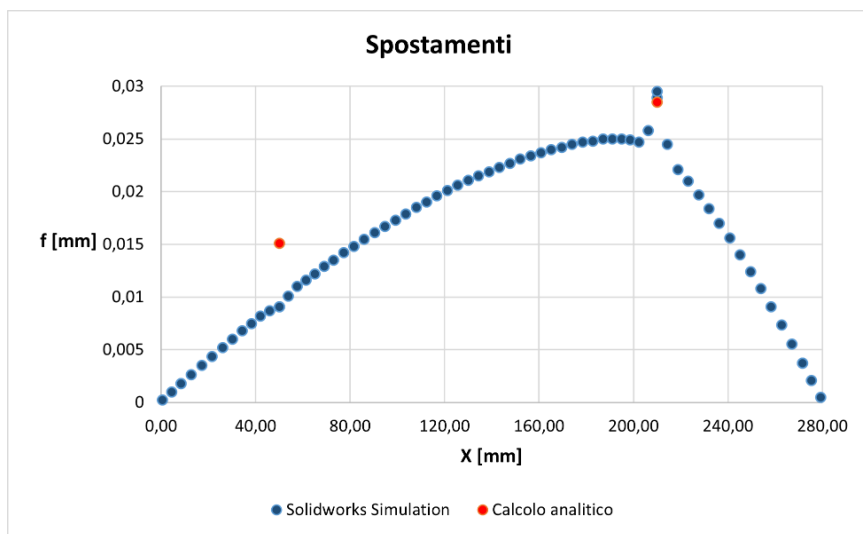


Figura 8.1.2.4: Grafico relativo agli spostamenti dei punti appartenenti all'asse dell'albero intermedio

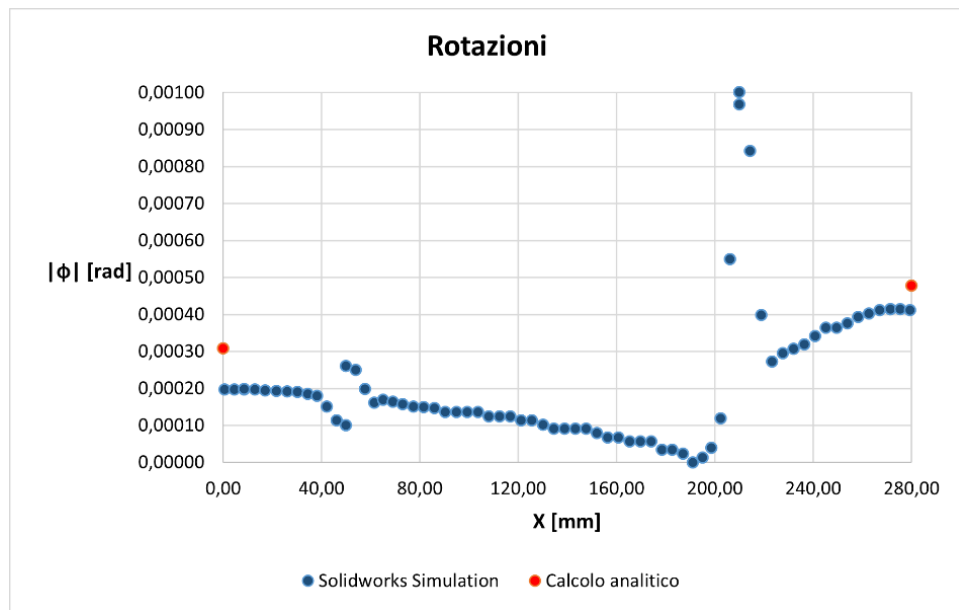


Figura 8.1.2.8: Grafico relativo alle rotazioni dei punti appartenenti all'asse dell'albero intermedio

Si precisa che per i grafici riportati sopra le posizioni $X=0$ mm e $X=280$ mm coincidono rispettivamente con la mezzeria della sede del cuscinetto a sfere e la mezzeria della sede del cuscinetto a rulli.

8.1.3: Albero d'uscita

Così come per le analisi dell'albero intermedio, anche quelle dell'albero d'uscita seguono la stessa procedura del paragrafo 8.1.1 e descritta nel paragrafo 8.1. Quello che cambia ovviamente è il carico applicato.

Si assegna all'albero d'uscita il medesimo materiale applicato sull'albero intermedio.

Si suddivide l'albero in diciotto corpi per individuare l'asse e il punto di applicazione della forza. Si applicano i vincoli alle superfici delle sedi dei cuscinetti. Si è scelto di adottare il modello di cuscinetti aventi rigidità infinita. Si applica il carico agente sull'asse dell'albero nella mezzeria della sede della ruota dentata. Si ricorda che il carico è la forza puntuale F_2 di entità ricavata dalla relazione (4.2.2). Dopo l'applicazione dei vincoli e del carico si ottiene l'albero d'uscita configurato come in figura 8.1.3.1:

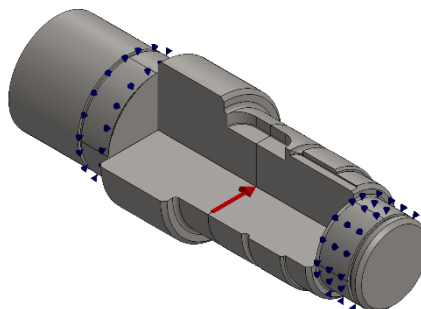


Figura 8.1.3.1: Applicazione dei vincoli e dei carichi all'albero d'uscita

Si genera una mesh con dimensione fine degli elementi. Dopo la generazione della mesh si ottiene l'albero d'uscita configurato come in figura 8.1.3.2:

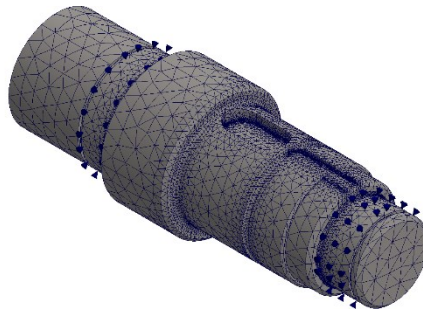


Figura 8.1.3.2: Generazione della mesh sull'albero d'uscita

Si esegue quindi l'analisi. Dei tre risultati forniti dall'analisi, consideriamo quello riferito agli spostamenti risultanti URES. Il risultato ottenuto è riportato in figura 8.1.3.3:

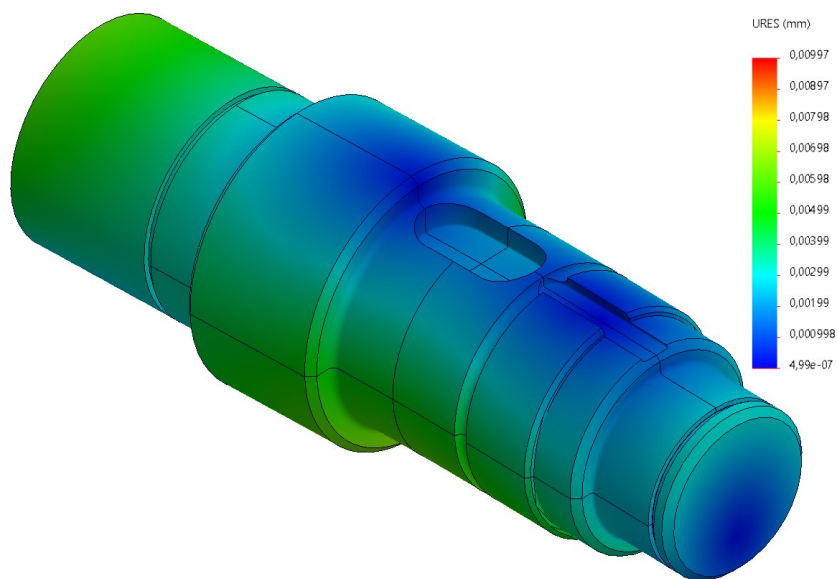


Figura 8.1.3.3: Risultato relativo agli spostamenti risultanti (URES) dopo l'analisi sull'albero d'uscita

Si selezionano quindi le entità da esaminare, che sono quelle che costituiscono l'asse dell'albero nella zona compresa tra le sedi dei cuscinetti. Si esportano le informazioni in un file esterno e si elaborano queste secondo quanto descritto nel settimo passaggio del paragrafo 8.1, ottenendo così i grafici seguenti:

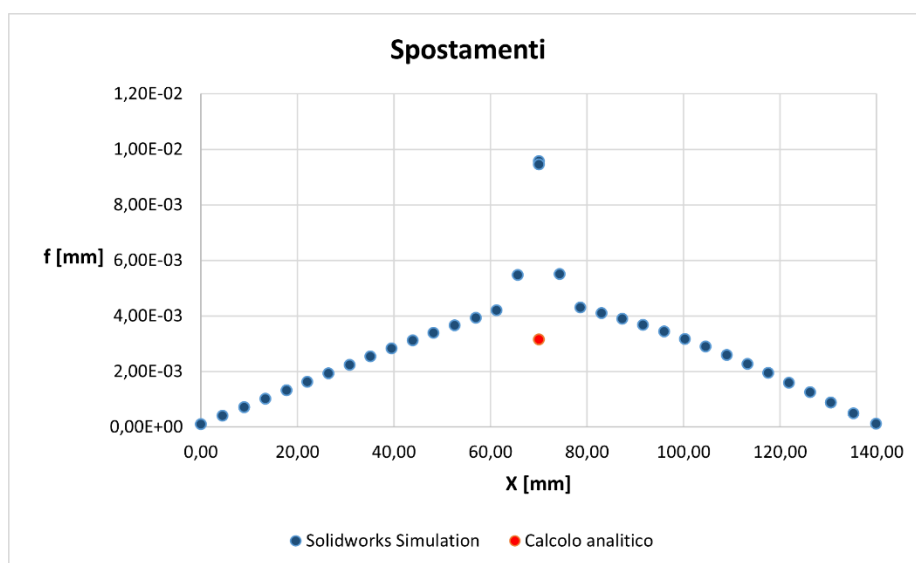


Figura 8.1.3.7: Grafico relativo allo spostamento dei punti appartenenti all'asse dell'albero d'uscita

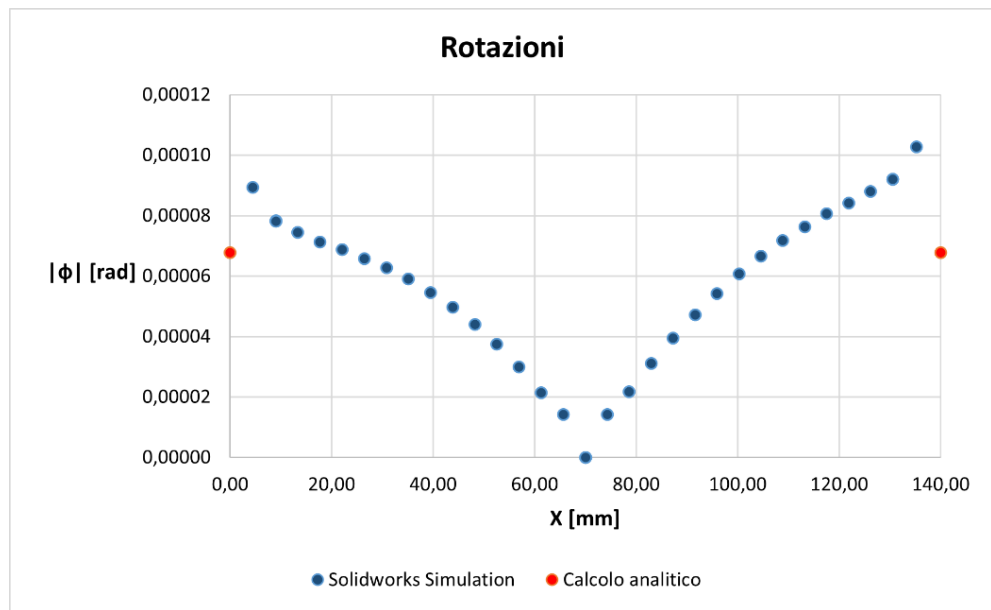


Figura 8.1.3.8: Grafico relativo alla rotazione dei punti appartenenti all'asse dell'albero d'uscita

Si precisa che per i grafici riportati sopra le posizioni $X=0$ mm e $X=140$ mm coincidono rispettivamente con la mezzeria della sede del cuscinetto a sfere e la mezzeria della sede del cuscinetto a rulli.

8.2: Verifiche a fatica tramite Ansys Static Structural

Questo paragrafo si pone lo scopo di eseguire le verifiche a fatica dei tre alberi del riduttore tramite il modello agli elementi finiti implementato attraverso l'utilizzo del software Ansys Static Structural®.

La scelta di utilizzare questo software per eseguire le verifiche a fatica deriva dal fatto che esso è particolarmente noto per la sua capacità di risolvere problemi complessi attraverso l'analisi FEM: Ansys permette di simulare il comportamento fisico dei materiali e delle strutture in condizioni diverse, inclusi carichi, pressioni, temperature e vibrazioni. Inoltre, è un software che ha la possibilità di essere settato con un maggiore numero di parametri attraverso l'utilizzo di un'ampia gamma di moduli presenti internamente rispetto a Solidworks Simulation®, oltre al fatto che uno dei suoi principali punti di forza è la capacità di gestire sia equazioni lineari che non lineari, rendendolo adatto per simulazioni complesse.

La procedura utilizzata sarà la stessa per tutti e tre gli alberi e prevede i seguenti passaggi principali:

1. Caratterizzazione del materiale assegnato all'albero.
2. Applicazione dei vincoli, ovvero individuare le superfici relative alla sede dei cuscinetti.
3. Applicazione dei carichi, che consistono in forze puntuali applicate sull'asse nelle mezzerie delle ruote dentate.
4. Creazione di una mesh adeguata al fine di ottenere risultati comparabili a quelli analitici.
5. Esecuzione dello studio.
6. Esportazione dei risultati.

I risultati ottenuti verranno confrontati con quelli derivati dalle verifiche analitiche riportati nei capitoli precedenti.

8.2.1: Settaggio del software e caratterizzazione del materiale

Dopo aver avviato il software Workbench 2025, come primo passaggio si verifica che le unità di misura impostate siano quelle del sistema internazionale selezionando nella parte superiore sinistra della finestra il comando “Units” e spuntando la voce “Metric”.

Si seleziona dalla tendina del Toolbox il sistema di analisi che si vuole effettuare, in questo caso corrispondente a ‘Analysis System’ – ‘Static Structural’.

Si impostano i parametri del materiale, riguardanti l’acciaio C45 Bonificato, secondo i valori forniti da normativa ISO 683 [3]. Per fare ciò si compilano le voci presenti nella scheda “Engineering Data” come in figura 8.2.1.1 per il caso dell’albero di ingresso. Per i casi dell’albero intermedio e dell’albero d’uscita invece si compila “Tensile Yield Strength” = “Compressive Yield Strength” = 370 MPa, “Tensile Ultimate Strength” = “Compressive Ultimate Strength” = 630 MPa e si modificano le tensioni relative alla curva di Wohler rispettivamente in 630 MPa e 315 MPa.

Si precisa che la scelta relativa ai parametri della curva di Wohler è stata eseguita secondo la teoria applicata nel corso [1], che adotta le seguenti relazioni per la caratterizzazione del materiale a fatica con R=-1:

$$\sigma_{a,R} = \sigma_a(1 \cdot 10^3 \text{ cicli}) = \frac{1-R}{2} \cdot \sigma_r = \frac{1-(-1)}{2} \cdot \sigma_r = \sigma_r$$

$$\sigma_{a,\infty,-1} = \sigma_a(2 \cdot 10^6 \text{ cicli}) = \frac{\sigma_{a,R}}{2} \quad (8.2.1.1)$$

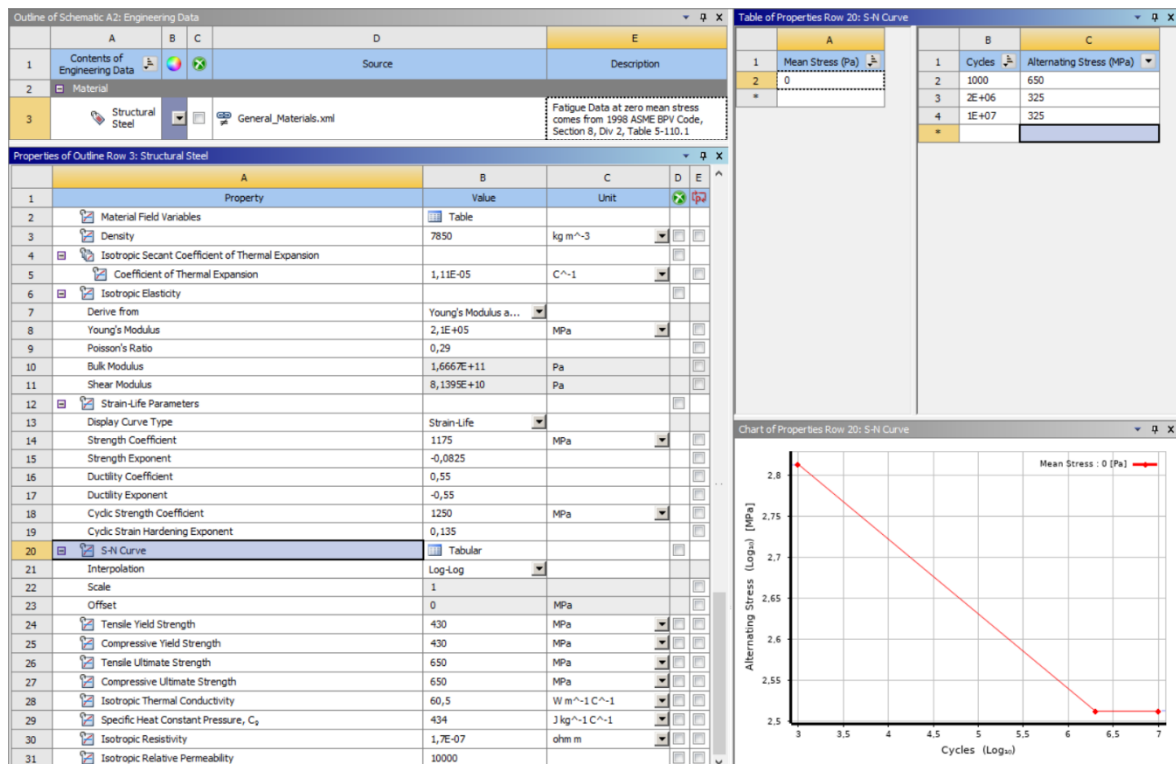


Figura 8.2.1.1: Configurazione del materiale relativo all’albero d’ingresso

Dopo questi passaggi si passa alla verifica sul modello. A titolo d’esempio verranno illustrati i diversi passaggi del metodo impiegato sull’albero d’ingresso poiché la procedura adottata per gli altri alberi risulta sostanzialmente analoga.

8.2.2: Albero d'ingresso

Dopo avere chiuso la scheda relativa a “Engineering Data”, si seleziona la voce “Geometry” e successivamente si seleziona “Import Geometry” – “Browse...” e si carica quindi il modello dell'albero d'ingresso in formato .STEP.

Si seleziona la voce “Model” e quindi “Edit”.

Si procede a creare la mesh selezionando la funzione “Mesh” e compilando le voci “Defaults” - “Element Order” = “Quadratic” e “Sizing” – “Resolution” = “7”. Si genera quindi la mesh e si ottiene il risultato riportato in figura 8.2.2.1:

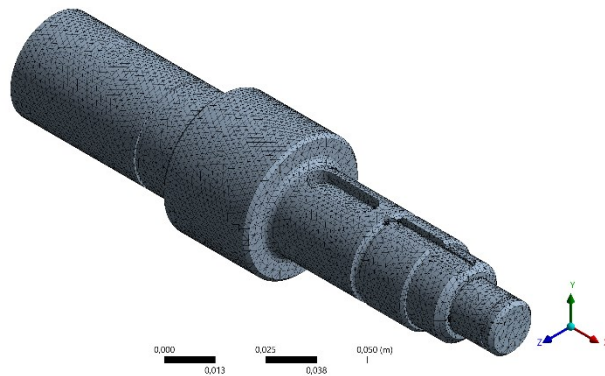


Figura 8.2.2.1: Generazione della mesh dell'albero d'ingresso

A questo punto è possibile applicare i vincoli e le forze agenti sull'albero:

- Per applicare i vincoli si seleziona “Static Structural” e quindi “Insert” e “Fixed Support”. Si selezionano quindi le facce relative alle sedi dei cuscinetti e sulla voce “Geometry” si clicca su “Apply”.
- Per applicare i carichi il procedimento è analogo, questa volta selezionando “Force” e scegliendo come facce di applicazione quelle della sede della ruota dentata. Dopo aver confermato la geometria con “Apply” su “Definition” si seleziona “Define By” = “Components” e si compilano le coordinate del vettore come riportato in figura 8.2.2.3 prendendo il valore di F_1 da (2.2.2).

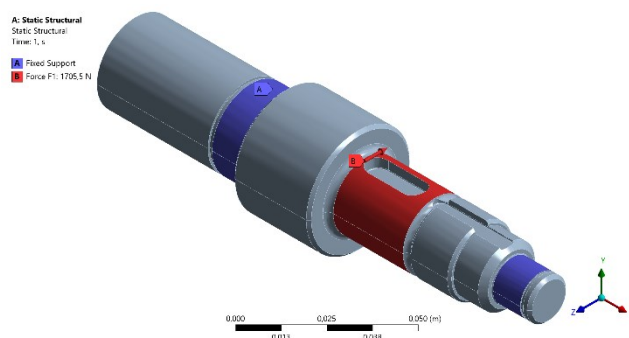


Figura 8.2.2.2: Applicazione dei vincoli e dei carichi all'albero d'ingresso

L'ultimo passaggio riguarda la definizione degli output che si desidera analizzare e osservare a video: dall'elenco a tendina si seleziona “Solution”, quindi “Insert”, “Fatigue” e “Fatigue Tool” in modo da abilitare i diversi risultati della prova a fatica. Nel riquadro in basso a sinistra si seleziona su “Options” - “Mean Stress Theory” = “Goodman”.

Successivamente si seleziona in “Fatigue Tool” le voci “Life” e “Safety Factor” che sono gli aspetti che si vogliono analizzare.

Si può quindi procedere con l'analisi.

I risultati a video prodotti da Ansys sono riportati in figura 8.1.3.3, 8.1.3.4 e 8.1.3.5:

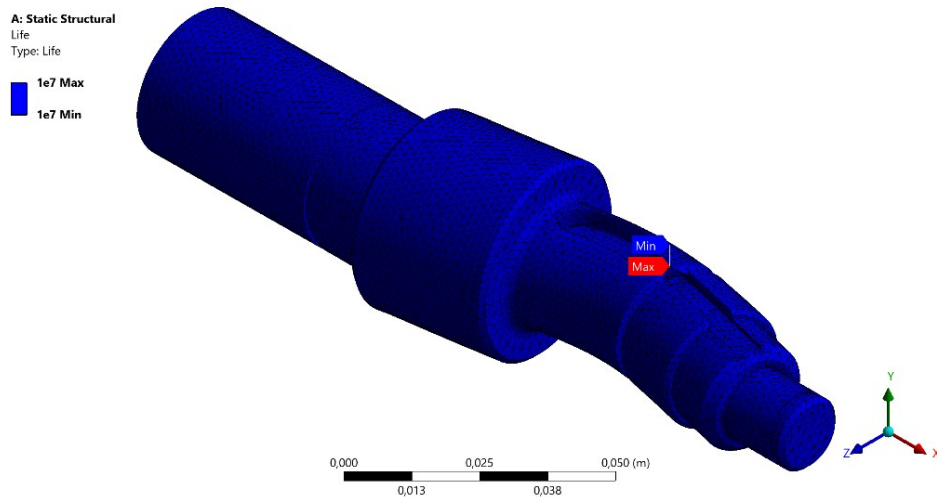


Figura 8.2.2.3: Risultati relativi alla durata di vita a fatica dell'albero d'ingresso

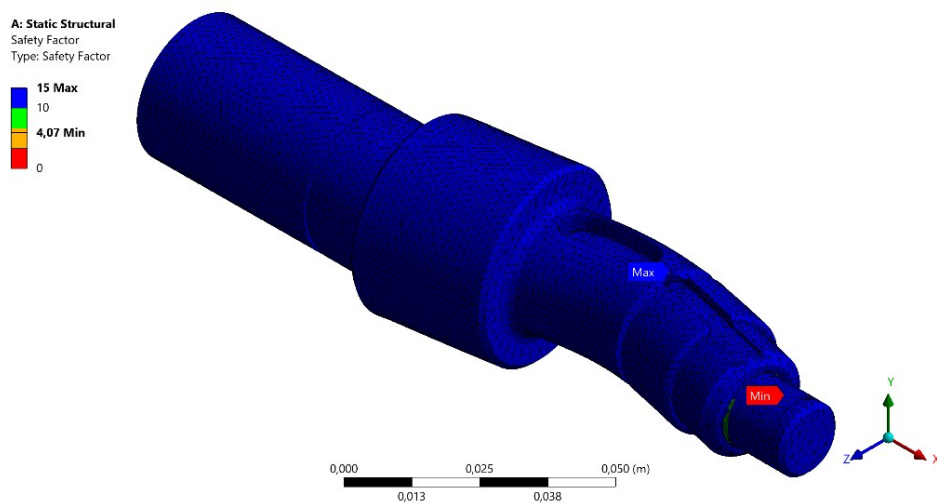


Figura 8.2.2.4: Risultati relativi al coefficiente di vita a fatica dell'albero d'ingresso

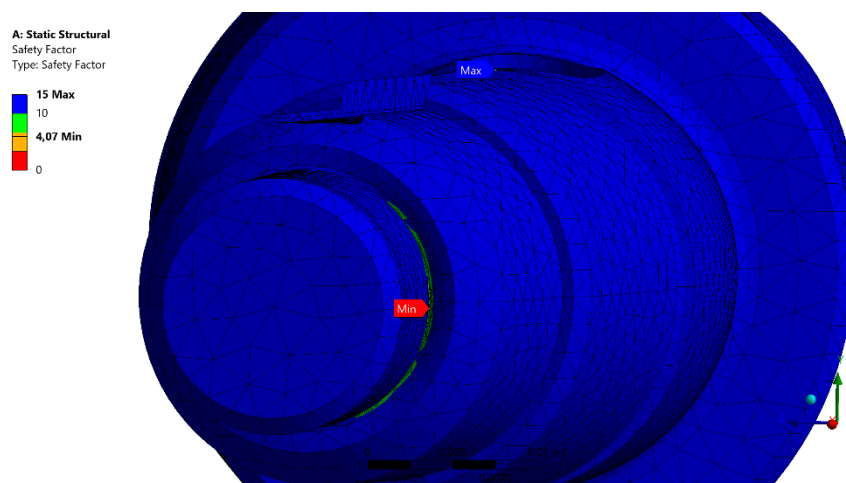


Figura 8.2.2.5: Zona più critica dell'albero dall'analisi del coefficiente di vita a fatica

Per quanto riguarda l'analisi della durata in cicli dell'albero non sono presenti zone critiche mentre dall'analisi del coefficiente di vita a fatica il punto critico risulta essere il raccordo dello spallamento del cuscinetto a rulli, come mostrato in figura 8.2.2.5. L'albero risulta comunque complessivamente verificato a vita infinita.

8.2.3: Albero intermedio

Come specificato nel paragrafo 8.2.1, il procedimento di settaggio e applicazione dei vincoli e di carichi sull'albero intermedio è uguale a quello dell'albero d'ingresso. Una variabile applicata è tuttavia quella che riguarda la mesh generata: in questo caso "Sizing" – "Resolution" si pone uguale "6" a causa di restrizioni dovute alla licenza in uso che limita il numero di elementi creati nella mesh da potere utilizzare durante il processo di risoluzione. Si genera quindi la mesh dopo queste modifiche e si ottiene il risultato riportato in figura 8.2.3.1:

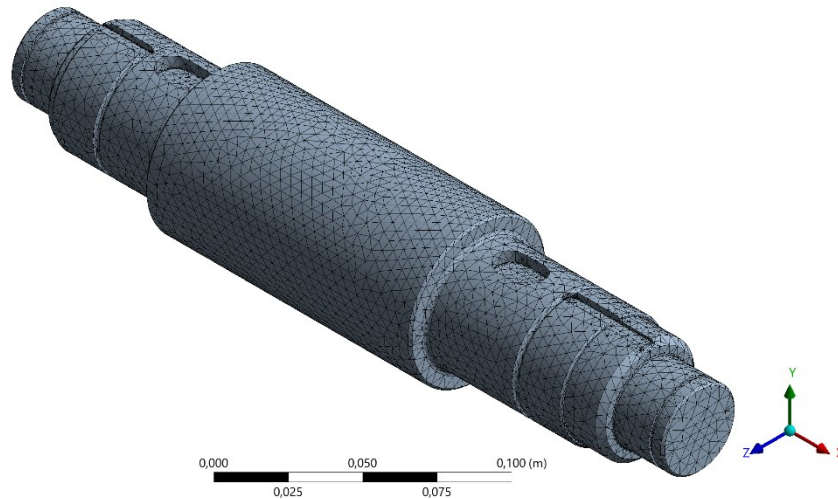


Figura 8.2.3.1: Generazione della mesh dell'albero intermedio

A questo punto è possibile applicare i vincoli e le forze agenti sull'albero ricordando che:

- Le facce vincolate sono quelle relative alle sedi dei cuscinetti.
- I carichi applicati sono le forze agenti sulla superficie delle sedi delle ruote dentate calcolate in precedenza dal progetto del corso [1].

La configurazione ottenuta risulta quindi quella riportata in figura 8.2.3.2:

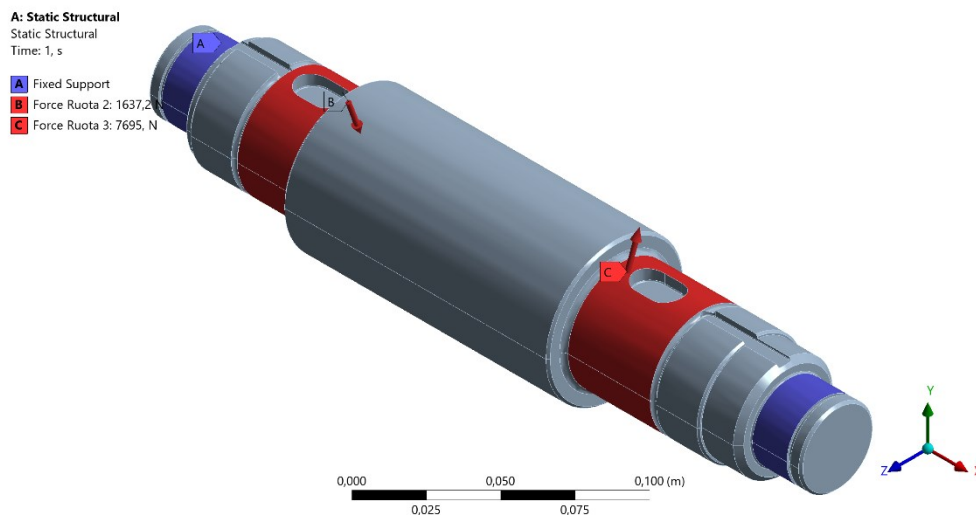


Figura 8.2.3.2: Applicazione dei vincoli e dei carichi all'albero intermedio

Si procede quindi all'analisi relativa alla durata in cicli a fatica ("Life") e al coefficiente di vita a fatica ("Safety Factor") relativi all'albero intermedio. I risultati a video prodotti da Ansys sono riportati in figura 8.2.3.3, 8.2.3.4 e 8.2.3.5:

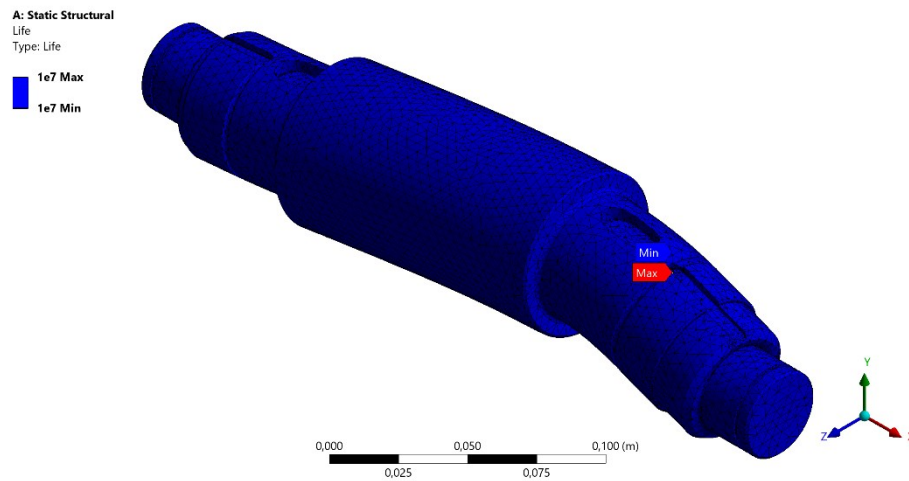


Figura 8.2.3.3: Risultati relativi alla durata di vita a fatica dell'albero intermedio

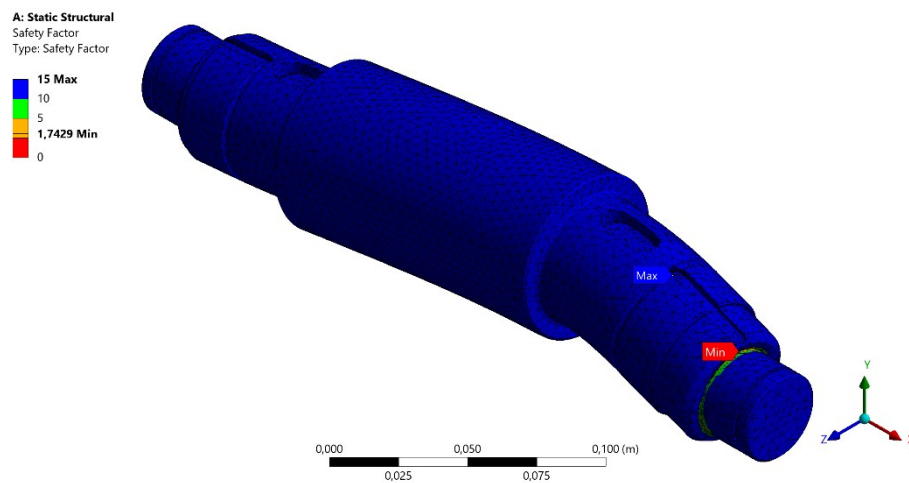


Figura 8.2.3.4: Risultati relativi al coefficiente di vita a fatica dell'albero intermedio

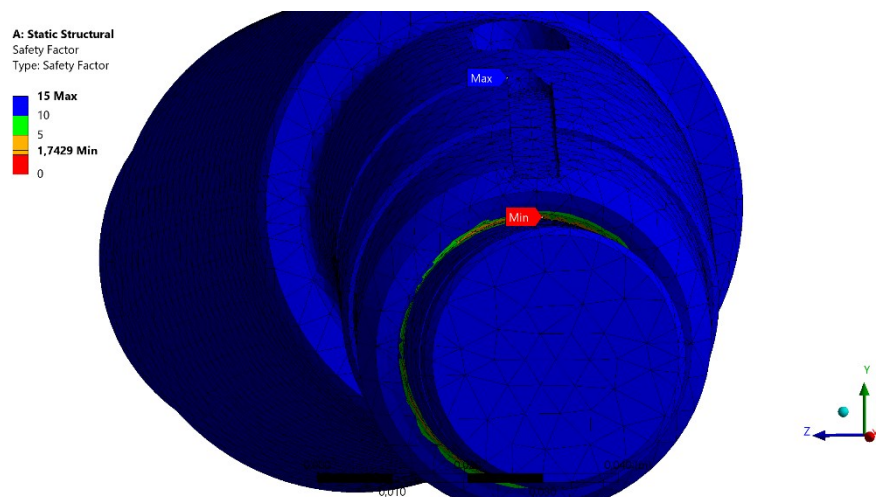


Figura 8.2.3.5: Zona più critica dell'albero dall'analisi del coefficiente di vita a fatica

Per quanto riguarda l'analisi della durata in cicli dell'albero non sono presenti zone critiche mentre dall'analisi del coefficiente di vita a fatica il punto critico risulta essere il raccordo dello spallamento del cuscinetto a rulli che riporta un valore decisamente basso pari a 1,7429 , come mostrato in figura 8.2.3.5. L'albero risulta comunque complessivamente verificato a vita infinita.

8.2.4: Albero d'uscita

Come specificato nei paragrafi 8.2.1 e 8.2.3, il procedimento di settaggio e applicazione dei vincoli e di carichi sull'albero d'uscita è il medesimo rispetto a quello dell'albero d'ingresso. Anche in questo caso il parametro "Sizing" – "Resolution" si pone uguale "6" a causa delle restrizioni dovute alla licenza in uso come specificato in 8.2.3. Dopo quanto specificato, la mesh ottenuta è quella riportata in figura 8.2.4.1:

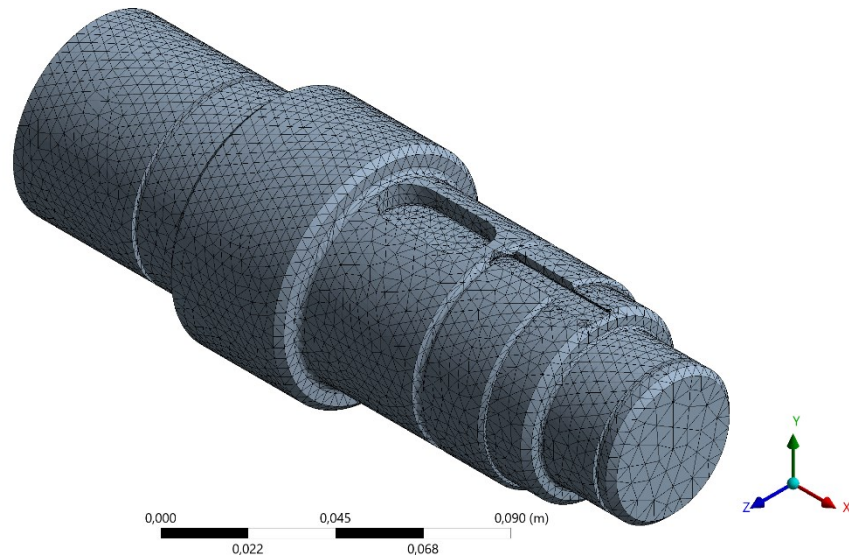


Figura 8.2.4.1: Generazione della mesh dell'albero d'uscita

A questo punto è possibile applicare i vincoli e le forze agenti sull'albero ricordando che:

- Le facce vincolate sono quelle relative alle sedi dei cuscinetti.
- Il carico applicato è la forza F_2 agente sulla superficie della sede della ruota dentata e di entità pari al valore calcolato in (4.2.2).

La configurazione ottenuta risulta quindi quella riportata in figura 8.2.4.2:

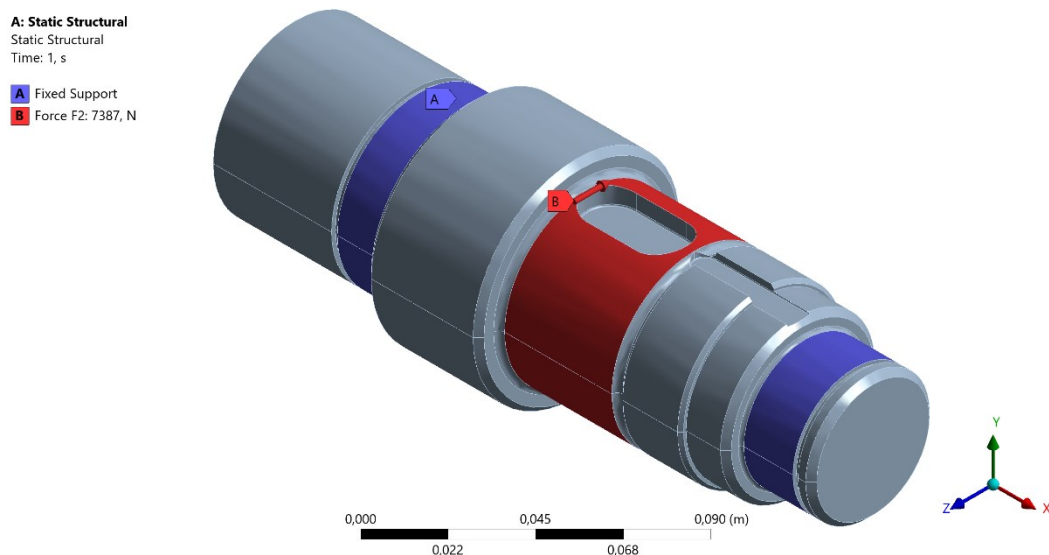


Figura 8.2.4.2: Applicazione dei vincoli e dei carichi all'albero d'uscita

Si procede quindi all'analisi relativa alla durata in cicli a fatica ("Life") e al coefficiente di vita a fatica ("Safety Factor") relativi all'albero d'uscita. I risultati a video prodotti da Ansys sono riportati in figura 8.2.4.3, 8.2.4.4 e 8.2.4.5:

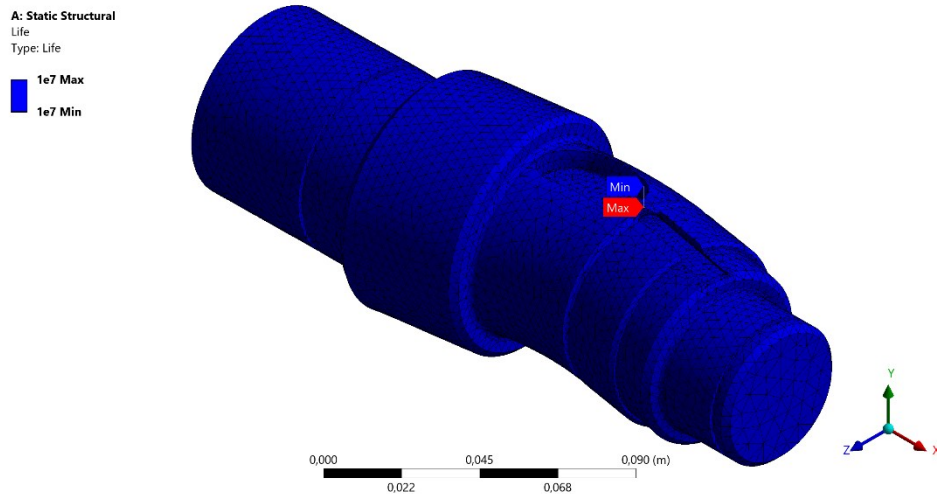


Figura 8.2.4.3: Risultati relativi alla durata di vita a fatica dell'albero d'uscita

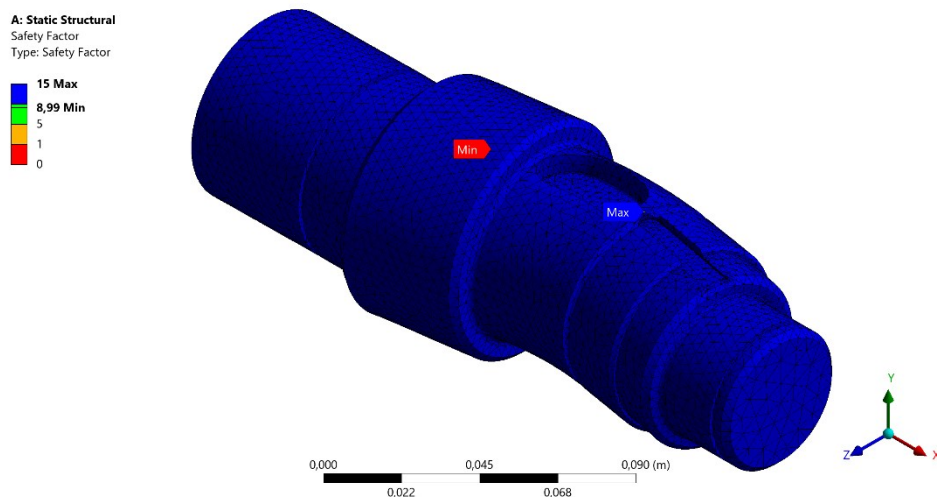


Figura 8.2.4.4: Risultati relativi al coefficiente di vita a fatica dell'albero d'uscita

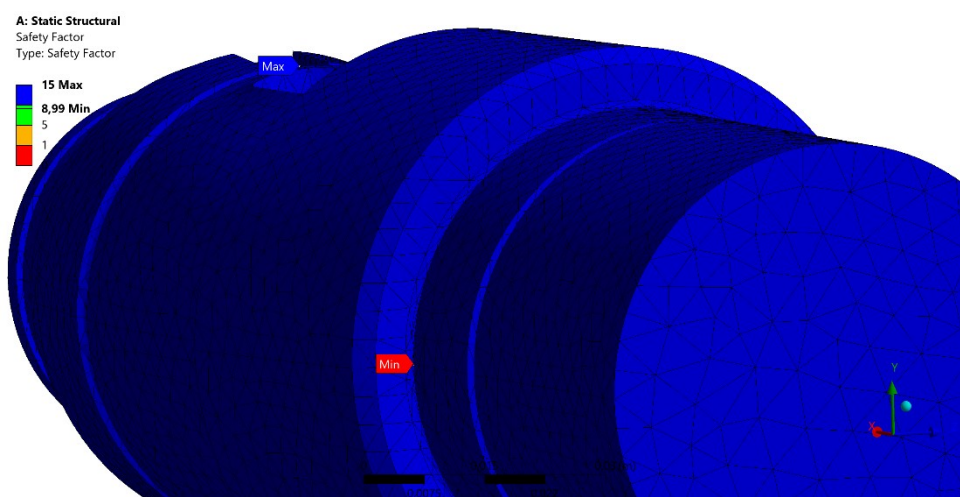


Figura 8.2.4.5: Zona più critica dell'albero dall'analisi del coefficiente di vita a fatica

Per quanto riguarda l'analisi della durata a fatica in cicli dell'albero non si notano presenze di zone critiche, mentre dall'analisi del coefficiente di vita a fatica il punto critico presente risulta essere comunque caratterizzato da un valore elevato. L'albero risulta quindi complessivamente verificato a vita infinita.

Conclusioni

Dai risultati derivati dalle analisi agli elementi finiti relative ai tre alberi del riduttore si può concludere che la loro progettazione è stata eseguita correttamente, rispettando tutte le normative e i procedimenti presi da riferimento. I risultati delle simulazioni sono infatti coerenti con quelli ricavati analiticamente dalle verifiche a fatica e a deformabilità presentate nei capitoli precedenti.

Per quanto riguarda le verifiche di deformabilità, i valori riportati nei rispettivi diagrammi sono paragonabili con quelli ottenuti analiticamente e mostrano un andamento globalmente omogeneo. Unica eccezione è rappresentata dalle zone in prossimità dell'applicazione dei carichi, dove si osservano discontinuità locali dovute alla natura puntuale delle forze applicate nel modello.

Per quanto riguarda invece le verifiche a fatica, i risultati ottenuti richiedono un criterio di confronto differente rispetto a quelli analitici poiché l'analisi agli elementi finiti adotta una diversa rappresentazione dei carichi. In questo caso le forze non sono più puntuali, ma sono distribuite sulle superfici delle sedi delle ruote dentate. Ulteriori aspetti problematici riguardo a queste verifiche sono: sistema di rappresentazione dei risultati adottato dall'output visivo, che utilizza distribuzioni uniformi di valori non comparabili singolarmente ai risultati analitici; inadeguatezza globale della curva di Wohler a cui si fa riferimento, la quale potrebbe non essere effettivamente adottabile rispetto a tutta l'estensione degli alberi; infine, eccessiva approssimazione dei coefficienti correttivi riguardanti l'intaglio e la dimensione applicati internamente dal sistema sulla geometria.

Considerando infine la progettazione complessiva del riduttore, non è possibile affermare che essa sia stata sviluppata secondo un approccio progettuale rigoroso poiché non sono state adottate specifiche normative di riferimento per l'intero assieme: essa è stata infatti svolta in modo principalmente qualitativo, privilegiando gli aspetti geometrici e di modellazione rispetto a quelli costruttivi e produttivi, a differenza della progettazione relativa agli alberi, che è stata invece sviluppata seguendo anche criteri di realizzabilità, tenendo conto delle effettive modalità di fabbricazione.

Bibliografia

- [1] Meneghetti G., corso “Costruzione di Macchine 1”, Università degli studi di Padova
- [2] Meneghetti G., “*Allegati al progetto: Tabelle e diagrammi*”, corso “Costruzione di Macchine 1”, Università degli studi di Padova
- [3] Ente di Unificazione Nazionale Italiano (UNI). *UNI EN ISO 683-1:2018 - Acciai per trattamento termico, acciai legati e acciai non legati - Parte 1: Acciai non legati per tempra e rinvenimento*. Milano: UNI, 2018.
- [4] Ente di Unificazione Nazionale Italiano (UNI). *UNI 6604:1969 - Organi di trasmissione - Linguette e loro sedi - Dimensioni e tolleranze*. Milano: UNI, 1969.
- [5] SKF Group. (2018). *Catalogo cuscinetti volventi* (Pubblicazione n. PUB BU/P1 17000 IT). Göteborg: SKF.
- [6] Deutsches Institut für Normung (DIN). *DIN 471:2011-04 - Retaining rings for shafts - Normal type and heavy type*. Berlin: Beuth Verlag, 2011.
- [7] Traceparts: <https://www.traceparts.com/>