



UNIVERSITÀ DI PARMA

Dipartimento di Ingegneria e Architettura

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

PROGETTAZIONE INTEGRATA E SVILUPPO VIRTUALE DI PRODOTTI MECCANICI

Docente: Prof. Fabrizio Moroni

Anno Accademico 2022/2023

DIMENSIONAMENTO DI UN RIDUTTORE A 90°

Cocconi Matteo (Matricola 356072)

Faia Ruben (Matricola 355711)

Ravaglia Roberto (Matricola 356094)

Sommario

Introduzione.....	3
Parametri di Progetto.....	7
Parametri di interesse per definire il buon funzionamento dell'ingranaggio	10
Come cambiare i parametri di progetto modifica le resistenze	11
Nozioni base ed inserimento dati nel software KissSoft®.....	13
Dimensionamento degli ingranaggi	15
Dimensionamento Alberi	20
Progettazione Carter in AlMgSi-7.....	46
Tavole 2D.....	50
Galleria Immagini CAD 3D.....	51
Rendering	52

Introduzione

Assegnazione dati

Obiettivo della presente relazione è quello di effettuare il dimensionamento di un riduttore a vita finita. Il riduttore è di tipo angolare a 90°. Si richiede di seguire i dati sotto riportati per il dimensionamento e di redigere una relazione tecnica.

In particolare, si chiede di:

1. Dimensionare gli ingranaggi; si richiedono ingranaggi conici a denti dritti.
2. Scegliere e dimensionare i cuscinetti
3. Progettare i calettamenti tra ingranaggi e alberi
4. Scegliere le tenute rotanti idonee
5. Disegnare al CAD 3D i componenti dimensionati e la cassa
6. Disegnare tavole costruttive 2D per pignone e albero di uscita

L'analisi del riduttore è condotta tramite il software KissSoft.

I vincoli imposti per il dimensionamento sono i seguenti:

1. Input a 1791 rpm con necessità di installare una flangia del tipo riportato in Figura 1.
2. Albero di output cavo del tipo riportato in Figura 2.
3. Rapporto di Trasmissione pari a 2.58 con uno scostamento permesso pari al 3%
1. Ciclo di carico come da Tabella 1
2. Vita richiesta del riduttore di 3000h
3. Cuscinetti normati a vita finita secondo criterio L10h (ISO281)
4. Ingranaggi con coefficienti di sicurezza SF Bending > 1.3 e a SF Pitting > 1.1 secondo le norme ISO10300
5. Materiali da cementazione come 20MnCr5 oppure 17NiCrMo6-4, a seconda delle scelte del progettista
6. Qualità degli ingranaggi conici secondo DIN3965 e di livello 9
7. Materiale degli alberi vincolato alla scelta tra l'acciaio da cementazione 20MnCr5 e l'acciaio da bonifica 42CrMo4
8. La cassa deve essere pensata di alluminio EN 1706 AC-42100 T6 AlSi7Mg e lo spessore minimo delle pareti è di 7 mm
9. Il peso massimo del riduttore deve essere di 18 kg
10. Il lubrificante scelto per l'applicazione è SPIRAX S3 AX 80W-90 con dati da Tabella 2
11. Il punto di lavoro identificato è legato ad un'angolazione pari a 31.855° come da Figura 4

Non sono date dimensioni di ingombro di massima, lasciando la scelta libera ai progettisti.

Tabella 1: Ciclo di Carico

ID	Frequency [%]	Power [kW]
1	2,74	5
2	11,61	10
3	27,81	15
4	5	20
5	4,97	25
6	6,4	30
7	8,24	35
8	10,52	40
9	10,47	45
10	8,12	50
11	2,84	55
12	0,86	60
13	0,28	65
14	0,1	70
15	0,03	75
16	0,01	80

[illegible]

SEZ./SECT. A-A

PROFILO/SPLINE
35x2x30x16 DIN5480

Ø 52

17^{+0.2}₀

30°

1.5

Ø 36

15°

R1

75°

R1

1.5

Ø 37

30°

11

49.1

50

29.5

Ø 31 H11 (+0.160 / +0.000)

(Turning Ø 31^{-0.02}_{-0.05})

0.5

TRATTAMENTO TEF
HEAT TREATME

Figura 3: Disposizione degli organi rotanti

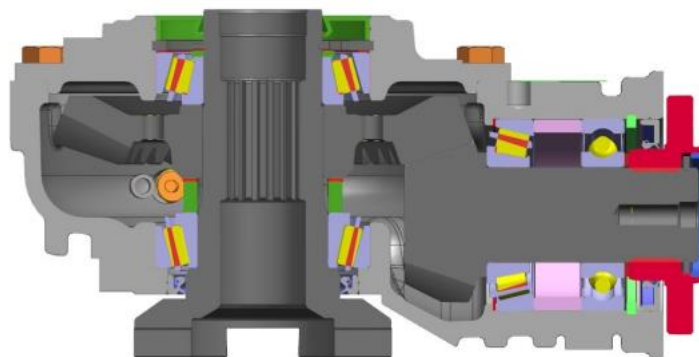
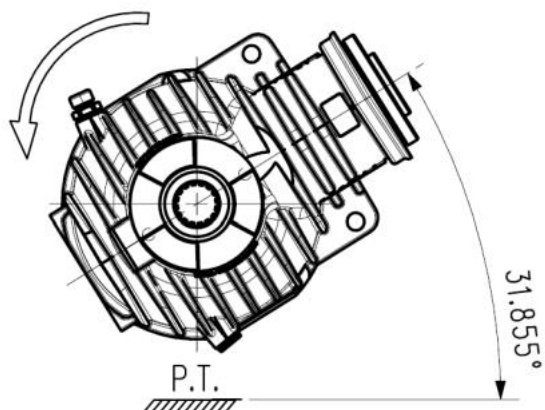


Tabella 2: Specifiche Lubrificante

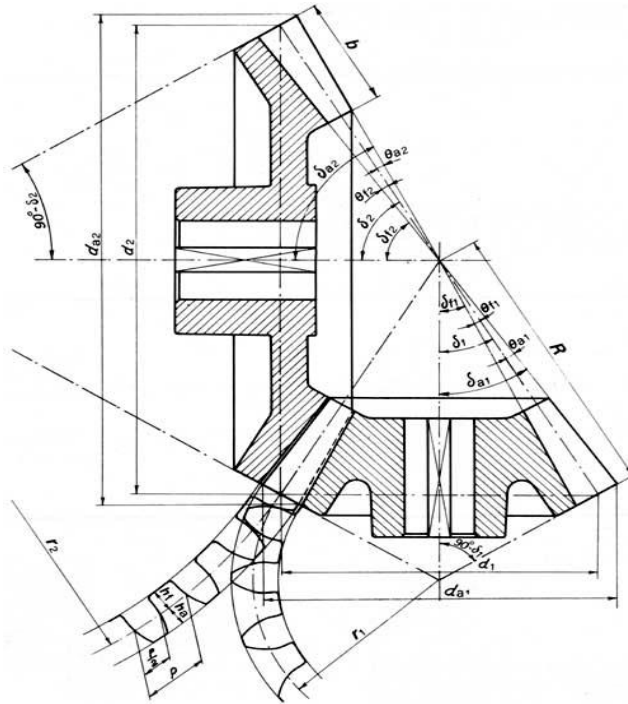
Spirax S3 AX 80W-90			
Viscosità SAE		SAE J 306	80W-90
Viscosità cinematica a 40°C a 100°C	mm ² /s	ISO 3104	169.0
	mm ² /s		16.8
Densità a 15°C	kg/m ³	ISO 12185	900
Punto di infiammabilità COC	°C	ISO 2592	220
Punto di scorrimento	°C	ISO 3016	-30

(*) Questi valori sono da considerarsi tipici dell'attuale produzione e non costituiscono specifica di vendita. In futuro potrebbero verificarsi variazioni che saranno comunque conformi alle specifiche del gruppo Shell.

Figura 4: Punto di Lavoro



Parametri di Progetto



I parametri che possono essere scelti per il dimensionamento sono molteplici. Se ne fa un rapido riassunto di seguito seguendo il filo logico del dimensionamento.

Parametri di base:

Rapporto di trasmissione: è il rapporto tra i giri in uscita rispetto ai giri in entrata (o generalmente per semplicità il rapporto tra giri maggiori su quelli minori). Questo rapporto definisce anche il rapporto tra i raggi primitivi e il numero dei denti dell'ingranaggio;

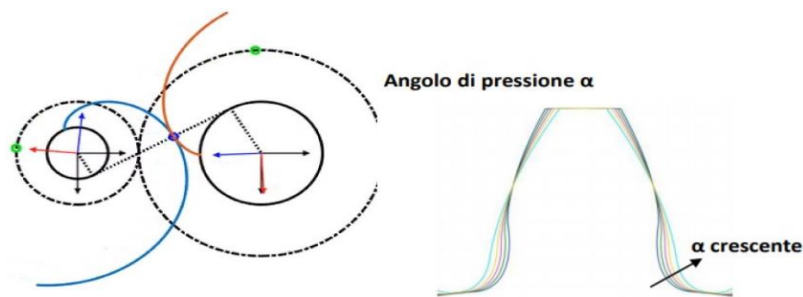
$$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Diametro di testa: è il diametro che mi definisce l'ingombro della ruota dentata. Risulta essere fondamentale come parametro se vi sono vincoli di ingombro;

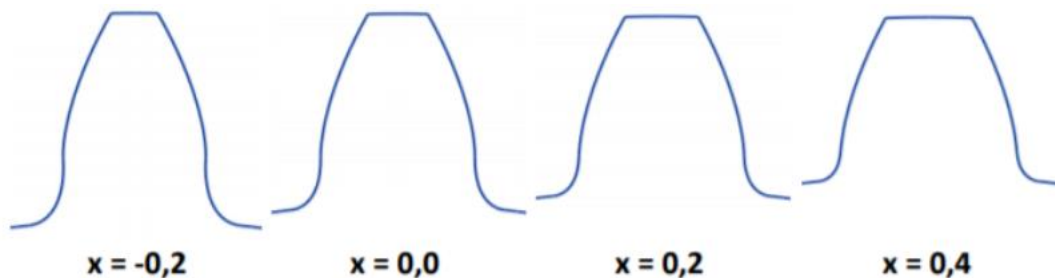
Passo e modulo: il passo è la lunghezza dell'arco di circonferenza compreso fra due profili dentati omologhi consecutivi. Il modulo è definito come il rapporto tra il diametro primitivo e il numero di denti. A parità di diametro un modulo crescente genera un passo crescente e dunque risulta in un minor numero di denti;

$$p = \frac{2 \pi r}{z} = \pi m ; d = m z$$

Angolo di pressione: è l'angolo che si forma tra la retta di pressione (linea che si forma dal movimento di due profili di evolvente tangenti e quindi linea tangente a entrambe le circonferenze) e la perpendicolare alla retta dell'interasse delle due ruote. Per sua stessa definizione la variazione dell'angolo di pressione modifica (a interasse fissato e quindi primitivi fissati) le circonferenze di base. Se l'angolo di pressione cala, la circonferenza di base aumenta e dunque cambia l'evolvente, che disegna un profilo 'meno incurvato';



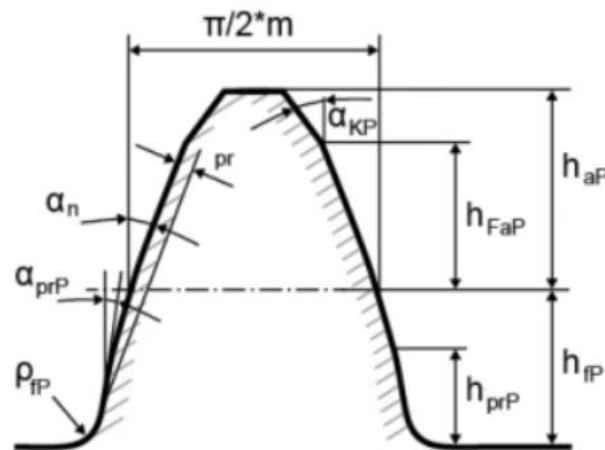
Spostamento del profilo: avviene in fase di creazione dell'ingranaggio. Questo fattore indica quanto è distante l'utensile da taglio dalla ruota dentata, ovvero quanto effettivamente l'utensile da taglio andrà a "penetrare" nell'ingranaggio, definendo quindi denti con geometria differente;



È facilmente visibile dalle figure riportate che c'è una importante variazione di profilo, curvatura, spessori del dente, altezza del dente, raccordi di base, ... che accompagna le varie modifiche dei parametri sopra elencati.

Oltre a queste modifiche si può agire direttamente sul profilo di riferimento. Nel nostro caso specifico le modifiche possono riguardare:

- fattore di dedendum h_{fP} : maggiore è questo fattore e maggiore sarà "scavato" il fondo del dente, a parità di diametro primitivo e di testa. Si avrà un dedendum maggiore e un dente complessivamente più alto;
- fattore di raggio piede q_{fP} : maggiore è questo valore e maggiore sarà il raggio di raccordo alla base del dente;
- fattore di addendum h_{aP} : maggiore sarà questo valore e maggiore sarà il raggio di testa (quello di troncatura) a parità di diametro base e primitivo. Avrò quindi un dente più alto e che sporge maggiormente, dandomi un ingombro maggiore;

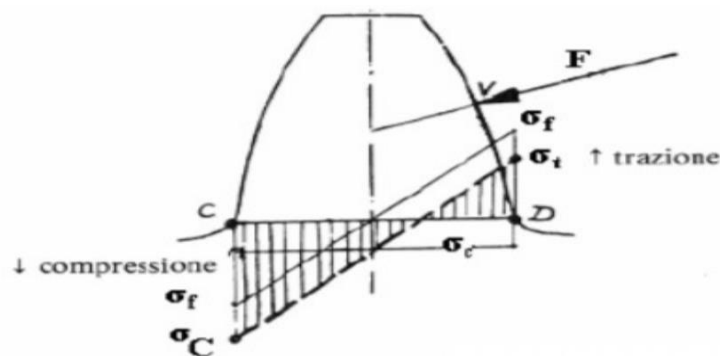


Altri parametri che possono essere scelti sono il materiale dell'ingranaggio, il processo di lavorazione e dunque la qualità ISO dell'ingranaggio che ne definisce le tolleranze. Un ingranaggio finito di creatore e trattato termicamente risulta avere qualità 9, uno rettificato ha una qualità migliore e il valore cala a 7.

Parametri di interesse per definire il buon funzionamento dell'ingranaggio

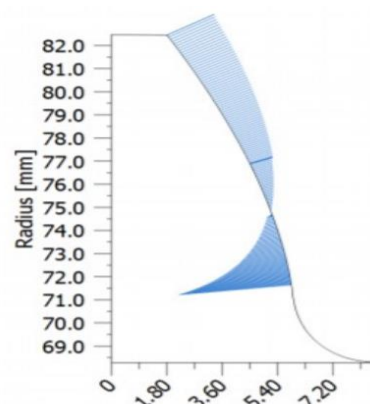
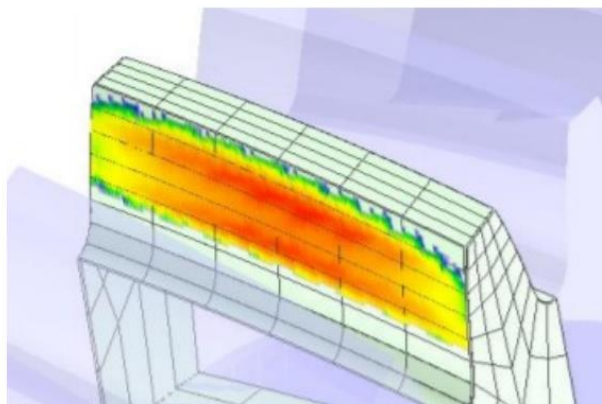
I denti degli ingranaggi sono sottoposti a due maggiori tipologie di stress, che sono quelle che definiscono la necessità dei due fattori di sicurezza definiti nelle specifiche di progetto:

Bending: il dente è appositamente pensato per trasmettere forza lungo la linea di contatto tra le due circonferenze base e dunque vi è una componente tangenziale che rende la sollecitazione del dente non dissimile da quella di una trave a sbalzo caricata.



Questo tipo di sollecitazione tende quindi ad essere più forte alla base del dente, che quindi, se cede, viene "tagliato";

Pitting: le pressioni di contatto e lo strisciamento relativo tra i denti (che è nullo solo alla intersezione tra diametro primitivo e interasse, ovvero nel centro di istantanea rotazione) comportano fenomeni di usura e di fatica superficiale e sotto-superficiale che degradano progressivamente la qualità superficiale del dente;



Ricoprimento: questo parametro definisce quanti denti in media sono in presa, in particolare è il rapporto tra l'arco d'azione e il passo della dentatura. Un ricoprimento elevato consente di avere una regolarità del moto maggiore. Il ricoprimento deve essere per forza maggiore di 1, nel caso il valore fosse minore o uguale a 1 vorrebbe dire che ho istanti in cui c'è un solo o nessun dente in presa, questo genererebbe urti e irregolarità inaccettabili.

$$\varepsilon_\gamma = \frac{\sqrt{(R_a^2 - R_b^2)} + \sqrt{(r_a^2 - r_b^2)} - a \sin \alpha}{p \cos \alpha}$$

Come cambiare i parametri di progetto modifica le resistenze

Un interesse maggiore aumenta il braccio delle forze, dunque a coppia data (potenza e numero di giri fissati) ho che un grande diametro permette di scambiare forze minori sui denti. Vi è il problema che per ruote di grandi diametri il numero minimo di denti è necessariamente maggiore e il grande diametro (maggiore di 250mm comporta qualità ISO minori);

Un rapporto di trasmissione maggiore o minore permette di modificare il numero di giri di una ruota se l'altra ha valore fissato. Con un numero di giri maggiori c'è necessità di una coppia maggiore ma se per fare ciò si finisce su un diametro primitivo minore il braccio della forza diminuisce e dunque la forza di contatto aumenta;

Aumentare il modulo a parità di diametro rende il dente più alto (sia lato addendum che dedendum) che spesso. Generalmente un modulo elevato a parità di diametro comporta una maggior resistenza a bending ma un ricoprimento minore, dunque pressioni di contatto maggiori e quindi minor resistenza al pitting;

Un angolo di pressione elevato comporta maggiori forze radiali a parità di forza tangenziale. Elevate forze radiali agiscono negativamente sulla pressione di contatto e sulla deformazione dell'albero (aumentandole). La forza assiale inoltre modifica il profilo di sforzo dato dal bending, facendolo passare dal caratteristico profilo a farfalla simmetrica ad un profilo asimmetrico in cui la componente di trazione è minore. L'elevato angolo di pressione modifica la geometria del dente inspessendo la base e migliorando il bending (ma un angolo eccessivamente alto riduce il raggio di base, riducendo la resistenza a bending), riduce inoltre la sezione del dente in testa abbassando il ricoprimento, dunque sfavorendo la resistenza al pitting.

A parità di altezza dente, correzioni di profilo positive corrispondono ad un aumento dello spessore del dente e ad un aumento del diametro di fondo: questo incrementa la resistenza a bending. Per contro si

riducono leggermente il ricoprimento e la resistenza a pitting. Se ci sono vincoli d'ingombro e il diametro esterno della ruota è vincolato, uno spostamento del profilo positivo riduce l'altezza del dente, per cui si abbassa il ricoprimento e la resistenza a pitting;

Generalmente correzioni di profilo negative sono evitate, in particolare sul pignone (ruota di diametro minore), in quanto si andrebbe a rimuovere materiale su una ruota che è già di piccolo diametro. Sono quindi preferibili correzioni positive, in particolare le correzioni positive maggiori andrebbero effettuate sul pignone. Le correzioni modificano l'interasse se esso non è vincolato. Esistono inoltre valori di scorrimento ottimale, ad esempio per aumentare la resistenza al fianco dente;

I fattori di correzione geometrici agiscono in modo analogo a quanto visto per le altre modifiche: Un dente con raggio base maggiore ha resistenza a bending minore, un dente con addendum e dedendum modificati per abbassare o alzare l'altezza del dente risulteranno in un maggior o minor resistenza a bending e inversamente ad un ricoprimento minore o maggiore.

Larghezza di fascia: la larghezza di fascia del dente è ovviamente fondamentale in quanto definisce l'area su cui è distribuita la pressione di contatto e anche la sezione resistente del dente. Normalmente il rapporto massimo fascia/modulo è compreso tra 5 e 15, con valori normalmente consigliati compresi tra 6 e 8. Una fascia elevata può risultare inutile se le deformazioni sono abbastanza marcate da non permettere il corretto contatto tra i denti. In sostanza si avrebbe un ingranaggio "spesso", e quindi pesante, senza che ve ne sia beneficio, perché la porzione di fascia che lavora correttamente è una frazione di quella totale.

Nozioni base ed inserimento dati nel software KissSoft®

Il Software KISSsoft® è uno strumento molto utile per il dimensionamento di ruote dentate, siano esse cilindriche o elicoidali, alberi e cuscinetti e in generale componenti per trasmissioni. Presenta un'interfaccia semplice, nella quale andare ad inserire i parametri necessari al corretto calcolo del profilo dei denti degli ingranaggi.

File Progetto Visualizza Calcolo Report Grafica Skript Strumenti Help

Dati base

Tipologia: Standard, figura 4 (solo i con i con primitivo e di fondo hanno lo stesso vertice)

Geometria

Modulo nor...tà fascia) m_{mn} 4.0000 mm \leftrightarrow

Diametro p... (esterno) d_{e2} 187.1324 mm \odot \odot

Angolo di ...ne normale α_n 22.5000 °

Ruota 1: dentatura diritta \odot

Angolo di s...età fascia) β_{m2} 0.0000 °

Angolo di ...um Ruota 2 θ_{s2} 2.3736 ° \leftrightarrow

Angolo di fondo Ruota 2 θ_{f2} 4.4720 °

Materiali e lubrificazione

Ruota 1: Acciaio da cemento 20 MnCr 5, cementato, ISO 6336-5 Immagine 9/10 (MQ), Durezza a cuore >=25HRC Jominy J=12mm +

Ruota 2: Acciaio da cemento 20 MnCr 5, cementato, ISO 6336-5 Immagine 9/10 (MQ), Durezza a cuore >=25HRC Jominy J=12mm +

Lubrificazione: Lubrificazione a sbz + Immissione propria \leftrightarrow +

Dettagli...

	Ruota 1	Ruota 2
N. di denti z	15	39
Larghezza dente b	33.3557	33.3557 mm
Fattore d...l profilo x_{mn}	0.3840	-0.3840 \leftrightarrow
Fattore ...re dente x_{gn}	0.0000	0.0000 \square
Qualità (DIN 3965) Q	9	9 key
Angolo tra gli assi Σ		90.0000 °
Offset dell'asse a		0.0000 mm

Sulla sinistra è possibile scegliere la tipologia di ruote da studiare. In base a quella scelta, sulla destra, appariranno una serie di finestre con dei valori da andare ad inserire.

Nel caso di ruote cilindriche a denti dritti, i valori da assegnare sono riferiti ai parametri raffigurati e già precedentemente descritti. Per comodità, in questa fase della relazione, si sceglie di andare ad inserire in KISSsoft® tutti quei parametri forniti dal cliente e sui quali non sarà possibile in futuro agire, ovvero:

OLIO:

Definizione lubrificante

☒ Inserimento dati personalizzati

Commento: SPIRAX S3 AX 80W-90

Olio/grasso: Olio

Densità olio: ρ 0.9000 kg/dm³

Viscosità nominale cinematica a 40°C: ν_{40} 169.0000 mm²/s

Viscosità nominale cinematica a 100°C: ν_{100} 16.8000 mm²/s

Limite inferiore temperatura di impiego: θ_{min} -30.0000 °C

Limite superiore temperatura di impiego: θ_{max} 220.0000 °C

Base lubrificante: Olio sintetico a base di poliglicole

Metodo test di grippaggio: Nessuna informazione sul grippaggio

Metodo test di micropitting: Nessuna informazione sul test di micropitting

Fattore k per il coefficiente di viscosità pressione (AGMA 925): k 0.0105 \odot

Fattore s per il coefficiente di viscosità pressione (AGMA 925): s 0.1348

Coefficiente di viscosità pressione a 38°C: α_{38} m²/N \square

OK Cancel

MATERIALE:

La scelta è ricaduta in un primo momento sull'acciaio da cementazione 20MnCr5, meno resistente di 17NiCrMo6-4 ma più economico. Il materiale scelto verrà utilizzato per entrambe le ruote e inserito nei dati base della coppia conica. Vengono utilizzati i dati di 20MnCr5 presenti all'interno del software KissSoft.

20MnCr5

VOCE	SIMBOLO	VALORE
Durezza Superficie	/	HRC 60
Limite di fatica tensione piede del dente(N/mm ²)	[σFlim]	430
Limite di fatica pressione di Hertz (N/mm ²)	[σHlim]	1500
Modulo di elasticità (N/mm ²)	[E]	206000
Coefficiente di Poisson	[ν]	0,3
Resistenza alla rottura (N/mm ²)	[σB]	1200
Limite di snervamento (N/mm ²)	[σS]	850

CICLO DI LAVORO:

Ore di funzionamento e carico di lavoro: vedi da Tabella 1 e punto 5 dei vincoli imposti.

TOLLERANZE:

Vi sono anche menù che consentono di inserire dati sulle tolleranze di ingranaggi e alberi. In questa prima parte, dove si dimensioneranno solo gli ingranaggi, è stata suggerita una tolleranza di spessore dente GLEASON AGMA 7-13 Q4-10 per pignone e corona.

Dimensionamento degli ingranaggi

Per andare a definire gli ingranaggi da utilizzare nella trasmissione oggetto di studio, si è scelto di analizzare attentamente i dati forniti, andando ad evidenziare i più vincolanti ai fini del calcolo.

I due vincoli più importanti sono relativi al rapporto di trasmissione e al peso del riduttore. In primis, quindi, si è andati a creare un file Excel che ci permettesse di mettere in evidenza velocemente le combinazioni pignone/ruota che potessero essere utilizzate all'interno del nostro riduttore.

RAPPORTO DI TRASMISSIONE	2.58
TOLLERANZA	+/- 3%
RANGE UTILE	2.5026 – 2.6574

Fornito il rapporto di trasmissione e la tolleranza accettata, il programma ci evidenzia in automatico i valori che si trovano all'interno del range individuato. Si è deciso di iniziare ad analizzare un riduttore formato da un pignone da 13 denti ed una ruota condotta da 33 denti, con un rapporto di trasmissione pari a 2,538.

	5	6	7	8	9	10	11	12	13
12	2,400	2,000	1,714	1,500	1,333	1,200	1,091	1,000	0,923
13	2,600	2,167	1,857	1,625	1,444	1,300	1,182	1,083	1,000
14	2,800	2,333	2,000	1,750	1,556	1,400	1,273	1,167	1,077
15	3,000	2,500	2,143	1,875	1,667	1,500	1,364	1,250	1,154
16	3,200	2,667	2,286	2,000	1,778	1,600	1,455	1,333	1,231
17	3,400	2,833	2,429	2,125	1,889	1,700	1,545	1,417	1,308
18	3,600	3,000	2,571	2,250	2,000	1,800	1,636	1,500	1,385
19	3,800	3,167	2,714	2,375	2,111	1,900	1,727	1,583	1,462
20	4,000	3,333	2,857	2,500	2,222	2,000	1,818	1,667	1,538
21	4,200	3,500	3,000	2,625	2,333	2,100	1,909	1,750	1,615
22	4,400	3,667	3,143	2,750	2,444	2,200	2,000	1,833	1,692
23	4,600	3,833	3,286	2,875	2,556	2,300	2,091	1,917	1,769
24	4,800	4,000	3,429	3,000	2,667	2,400	2,182	2,000	1,846
25	5,000	4,167	3,571	3,125	2,778	2,500	2,273	2,083	1,923
26	5,200	4,333	3,714	3,250	2,889	2,600	2,364	2,167	2,000
27	5,400	4,500	3,857	3,375	3,000	2,700	2,455	2,250	2,077
28	5,600	4,667	4,000	3,500	3,111	2,800	2,545	2,333	2,154
29	5,800	4,833	4,143	3,625	3,222	2,900	2,636	2,417	2,231
30	6,000	5,000	4,286	3,750	3,333	3,000	2,727	2,500	2,308
31	6,200	5,167	4,429	3,875	3,444	3,100	2,818	2,583	2,385
32	6,400	5,333	4,571	4,000	3,556	3,200	2,909	2,667	2,462
33	6,600	5,500	4,714	4,125	3,667	3,300	3,000	2,750	2,538
34	6,800	5,667	4,857	4,250	3,778	3,400	3,091	2,833	2,615

Si è scelto un modulo pari a 4 mm per via dell'elevata potenza che dovranno trasferire queste due ruote.

Riassumendo i dati relativi alla prima coppia conica:

CICLO DI CARICO E MOMENTI TORCENTI SULLE RUOTE:

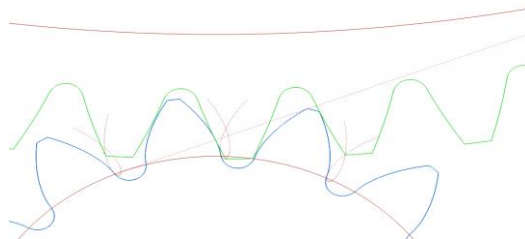
ID	Frequency [%]	Power [kW]	Mt Pignone [Nm]	Mt Ruota [Nm]
1	2,74	5	26,66	67,67
2	11,61	10	53,32	135,35
3	27,81	15	79,98	203,02
4	5	20	106,64	270,69
5	4,97	25	133,30	338,36
6	6,4	30	159,95	406,04
7	8,24	35	186,61	473,71
8	10,52	40	213,27	541,38
9	10,47	45	239,93	609,06
10	8,12	50	266,59	676,73
11	2,84	55	293,25	744,40
12	0,86	60	319,91	812,08
13	0,28	65	346,57	879,75
14	0,1	70	373,23	947,42
15	0,03	75	399,89	1015,09
16	0,01	80	426,54	1082,77

TENTATIVO 1

Modulo Normale [mm]	4	
Angolo di Pressione [°]	22,5	
	PIGNONE	RUOTA
N° di Denti	13	33
Larghezza del dente [mm]	25	25
Fatt. spostamento del profilo	0,3815	-0,3815
Qualità ISO	9	
Fase di lavorazione	Fresato	Fresato
Profilo di riferimento	1.25/0.30/1.0 ISO 53: 1998 Profilo B	1.25/0.30/1.0 ISO 53: 1998 Profilo B
Ricoprimento	1,45	
Cerchio di testa effettivo [mm]	73,586	157,453
SF bending	1,052	1,175
SF pitting	0,875	0,922

Si può notare come nessuno dei valori di sicurezza richiesti sia stato rispettato.

Si fa presente che in questo tentativo si è usata una correzione dente simile a quella suggerita per la massima sicurezza dente senza però usare i valori indicati dal software, i quali portavano ad avere un dente eccessivamente acuminato nel pignone.



Si è voluto utilizzare moduli standard (2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 5, ...) e di utilizzare profili di creatore normati anziché apportare modifiche manuali al profilo. Queste considerazioni vengono fatte sempre su indicazione Comer per potersi mantenere su pezzi standard o comunque di facile reperimento. I profili di riferimento normati hanno nel nome i valori di: fattore di dedendum/fattore raggio di piede/fattore di addendum.

Si è deciso, quindi, visto il non raggiungimento degli obiettivi prefissati, di dimensionare la seconda coppia di ruote dentate per poterne osservare le condizioni.

TENTATIVO 2

In questo caso si è deciso di andare ad aumentare il numero dei denti del pignone, passando ad un numero di denti pari a 15. Il numero dei denti della ruota passa quindi a 39 con un rapporto di trasmissione pari a 2,6.

Modulo Normale [mm]	4	
Angolo di Pressione [°]	22,5	
	PIGNONE	RUOTA
N° di Denti	15	39
Larghezza del dente [mm]	25	25
Fatt. spostamento del profilo	0,384	-0,384
Qualità ISO	9	9
Fase di lavorazione	Fresato	Fresato
Profilo di riferimento	1.25/0.30/1.0 ISO 53: 1998 Profilo B	1.25/0.30/1.0 ISO 53: 1998 Profilo B
Ricoprimento	1,476	
Cerchio di testa effettivo [mm]	81,133	181,475
SF bending	1,224	1,355
SF pitting	1,03	1,086

Anche in questo caso l'unico coefficiente di sicurezza rispettato è quello relativo alla sicurezza a piede dente della ruota condotta. In questo caso, però, notiamo che la larghezza b del dente è pari a 25 mm a fronte di una generatrice di 96,070 mm.

Sappiamo che generalmente il valore limite della larghezza dente è pari al 33% della lunghezza della generatrice. Andando gradualmente ad aumentare il valore b scopriamo che i coefficienti di sicurezza sono verificati già per un valore di b pari a 30 mm. Andando ad aumentare questo valore, aumenta leggermente anche la lunghezza del cono di riferimento, che arriva fino a 100,070 mm. Il valore finale scelto per la larghezza del dente b è quindi pari a 33 mm. Si è deciso di mantenere questo valore per ottenere dei valori dei coefficienti di sicurezza al di sopra di quelli richiesti, per ottenere ulteriore sicurezza e tutelarsi da eventuali problemi secondari non considerati.

TENTATIVO 3

Modulo Normale [mm]	4	
Angolo di Pressione [°]	22,5	
	PIGNONE	RUOTA
N° di Denti	15	39
Larghezza del dente [mm]	33	33
Fatt. spostamento del profilo	0,384	-0,384
Qualità ISO	9	9
Fase di lavorazione	Fresato	Fresato
Profilo di riferimento	1.25/0.30/1.0 ISO 53: 1998 Profilo B	1.25/0.30/1.0 ISO 53: 1998 Profilo B
Ricoprimento	1,476	
Cerchio di testa effettivo [mm]	84,589	189,06
SF bending	1,593	1,749
SF pitting	1,174	1,238

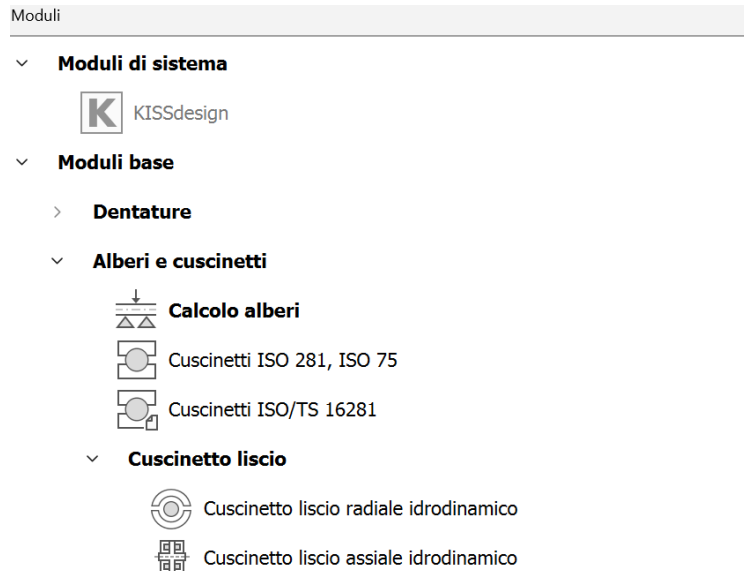
Il risultato ottenuto è in linea con i valori richiesti di sicurezza al piede del dente e sicurezza sul fianco. Si è deciso quindi di procedere con questi valori e passare al dimensionamento degli alberi.

Dimensionamento Alberi

Dopo la progettazione e definizione delle ruote dentate che si andranno ad utilizzare all'interno del riduttore, si è passati a sviluppare gli alberi su cui andranno alloggiare le ruote.

ALBERO INPUT

Si è deciso di ricavare albero e pignone dal pieno così che formassero un componente unico. Per procedere a progettare l'albero ci siamo basati sull'utilizzo del modulo di calcolo relativo agli alberi presente su KISSsoft.



Tramite questo modulo di calcolo siamo andati a definire l'albero in base ai suoi diametri caratterizzanti.

Data la scelta di ricavare il pignone e l'albero insieme dal pieno, si è andati in primis a definire il materiale dell'albero. Il materiale scelto è 20MnCr5.

La possibilità di avere il pignone ricavato direttamente sull'albero non è implementata in KISSsoft: si è deciso quindi di simulare la presenza della ruota dentata con un cono che ne riprendesse gli ingombri. Dopo la ruota dentata, si ha uno spallamento con diametro pari a 45 mm. La parte centrale dell'albero prosegue con un diametro pari a 40 mm mentre la parte finale è occupata da un profilo scanalato 40 x 36 secondo norma DIN 5482.

Si è andati poi a definire tutti i raggi di raccordo tra le diverse sezioni dell'albero e gli smussi.

Si è andati anche a definire la gola che ospiterà il seeger, andando ad inserire i parametri tipici di gola. In questo caso la larghezza della gola è pari a 1.75 mm, profonda 2 mm ed è posizionata al termine della sezione con diametro pari a 40 mm.

Dopo aver realizzato una prima geometria dell'albero, si è andati ad importare la ruota conica 1 (ossia il pignone) e si è andati a posizionarla. Si è andati poi a definire il ciclo di lavoro del pignone (output) secondo il duty cycle fornitoci da COMER Industries. Come input, invece, si è deciso di posizionare, all'esterno del profilo scanalato, un 'motore'. Tale funzione, permette di inserire un ciclo di carico (sempre pari al duty cycle utilizzato in precedenza) che simuli la presenza di un motore collegato all'albero che si sta progettando. Nel nostro caso, si è deciso di andare a posizionare all'esterno questo tipo di funzione per caricare in maniera più gravosa il profilo scanalato ed essere, quindi, più cautelativi.

Per la scelta dei cuscinetti volventi ci si è limitati a valutare l'impiego di cuscinetti a sfere a singola corona, cuscinetti a rulli cilindrici e a rulli conici. Ponendosi in un'ottica di contenimento dei costi non si sono valutate soluzioni più avanzate.

Per una scelta ottimale dei cuscinetti si è fatto riferimento ad una guida specifica redatta da SKF.

Suitability of rolling bearings for industrial applications

Symbols		Load carrying capability			Misalignment	
+++ excellent	↔ double direction	Radial load	Axial load	Moment load	Static misalignment	Dynamic misalignment (five tenths of a degree)
++ good	← single direction					
+ fair	□ non-locating displacement on the seat					
- poor	● non-locating displacement within the bearing					
--- unsuitable	✓ yes					
	✗ no					
Bearing type						
Deep groove ball bearings		+	↔	A-, B+	-	---
Insert bearings		+	↔	---	++	---
Angular contact ball bearings, single row		+ ¹⁾	↔	---	---	---
matched single row		A, B++ C++ ²⁾	A, B++ C++ ²⁾	A+, B+ C--	A, C-- B--	---
double row		++	↔	++	---	---
four-point contact		+ ¹⁾	↔	---	---	---
Self-aligning ball bearings		+	-	---	+++	+ ²⁾
Cylindrical roller bearings, with cage		++	---	---	-	---
full complement, single row		++	A, B++ C, D++	---	-	---
full complement, double row		+++	A-, B+ C+↔	---	A, B- C++	---
Needle roller bearings, with steel rings		++	---	---	-	---
assemblies / drawn cups		++	A, B-- C--	---	-	---
combined bearings		++	A-, B+ C++	---	---	---
Tapered roller bearings, single row		+++ ³⁾	↔	---	-	---
matched single row		A, B+++ C+++ ³⁾	A, B+++ C+++ ³⁾	A+, B+ C--	A-, B- C--	---
double row		+++	↔	A+ B++	A-, B--	---
Spherical roller bearings		+++	↔	---	+++	+ ²⁾
CARB toroidal roller bearings, with cage		+++	---	-	+++	-
full complement		+++	---	-	++	-
Thrust ball bearings		---	A++ B++	---	---	---
with sphered housing washer		---	A++ B++	---	++	---
Cylindrical roller thrust bearings		---	↔	---	---	---
Needle roller thrust bearings		---	↔	---	---	---
Spherical roller thrust bearings		+ ¹⁾	+++	---	+++	+ ²⁾

¹⁾ Provided that f_0/f_{0L} ratio requirement is met

²⁾ Reduced misalignment angle – contact SKF

³⁾ Depending on cage and axial load level

Arrangement				Suitable for					Design features			
Locating	Non-locating	Adjusted	Floting	Long grease-life	High speed	Low run-out	High stiffness	Low friction	Integral sealing	Separable ring mounting	Tapered bore	Standard housings and accessories available
↔	□	✗	✓	A+++ B++	A+++ B++	A+++ B++	+	+++	A✓	✗	✗	✗
↔	↔	✗	✗	+++	++	A, B+ C++	+	++	✓	✗	✗	✓
✗	✗	✓	✗	++	++	+++	++	++	✓	✗	✗	✗
A, B↔ C↔	A, B□ C✗	✗	✗	++	++	+++	++	++	✗	✗	✗	✗
↔	↔	✗	✗	++	++	++	++	++	A✓	B✓	✗	✗
↔ ¹⁾	---	---	---	+	+++	++	++	++	✗	✓	✗	✗
↔	□	✗	✓	+++	++	++	+	+++	✓	✗	✓	✓
✗	■	✗	✗	++	+++	+++	++	+++	✗	✓	✗	✗
A, B↔ C, D↔	A, B↔ C, D✗	✗	✓	+++	+++	++	++	+++	✗	✓	✗	✗
←	A, B←	✗	✗	-	+	+	+++	-	✗	A✓ B✓	✗	✗
B↔ C, D↔	A↔ B↔	✗	✗	-	+	+	+++	-	D✓	✗	✗	✗
✗	■	✗	✗	++	+	++	+	+	A✓	✓	✗	✗
A, B✗ C↔	A, B✗ C✗	✗	✗	++	+	++	+	+	B, C✓	✓	✗	✗
←	✗	✓	✗	+	+	+	++	+	✗	✓	✗	✗
←	✗	✓	✗	+	++	+++	++	+	✗	✓	✗	✗
A, B↔ C↔	A, B□ C✗	✗	✗	+	+	++	+++	+	✗	✓	✗	✗
↔	□	✗	✓	+	++	+++	++	+	✓	✗	✓	✓
✗	■	✗	✗	+	++	+++	++	+	✗	✗	✓	✓
A↔ B↔	✗	✗	✗	+	-	++	+	+	✗	✓	✗	✗
←	✗	✗	✗	-	-	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
←	✗	✗	✗	-	-	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
←	✗	✓	✗	-	+	+	+++	+	✗	✓	✗	✗

¹⁾ Provided the F_{10}/F_r ratio requirement is met

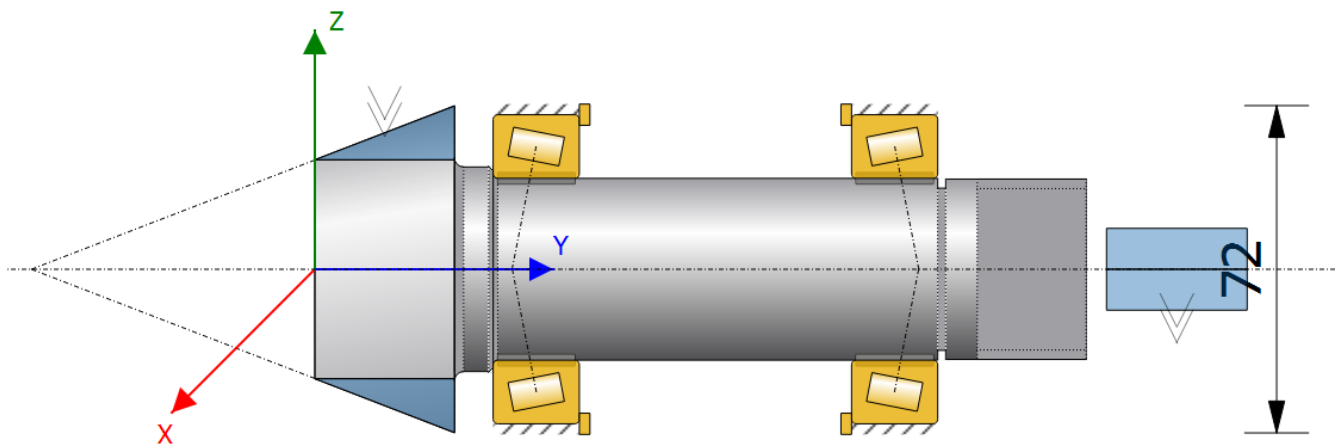
²⁾ Reduced misalignment angle - contact SKF

³⁾ Depending on cage and axial load level

Si è andati, quindi, a scegliere i cuscinetti adatti a questo tipo di albero. In automatico KISSsoft ci ha proposto di scegliere tra i cuscinetti con diametro interno pari a 40 mm. Dopo alcuni tentativi si è deciso che il giusto compromesso fossero i cuscinetti SKF 32008 X, come si può vedere dall'immagine sotto riportata. Il montaggio scelto è un montaggio ad "O".

Editor elementi			
Denominazione	Cuscinetto SX		
Posizione sull'albero	y	48.8000	mm
Posizione nel sistema globale	Y	48.8000	mm
Tipo di cuscinetto	Cuscinetto bloccato regolato a destra ->		
Costruzione	Cuscinetto a rulli conici (a una fila)		
Denominazione	SKF 32008 X (d=40.000 mm, D=68.000 mm, B=19.000 mm)*		
Commento	SKF Explorer - SKF Popular Item		
Diametro interno	d	40.000	mm <input checked="" type="radio"/> ↵
Diametro esterno	D	68.000	mm <input type="radio"/> ↵
Larghezza nominale	B	19.0000	mm
Dimensioni angolo di contatto	s	5.3000	mm

Nell'immagine sottostante si può vedere una prima immagine d'insieme relativa all'albero di input.



ALBERO OUTPUT

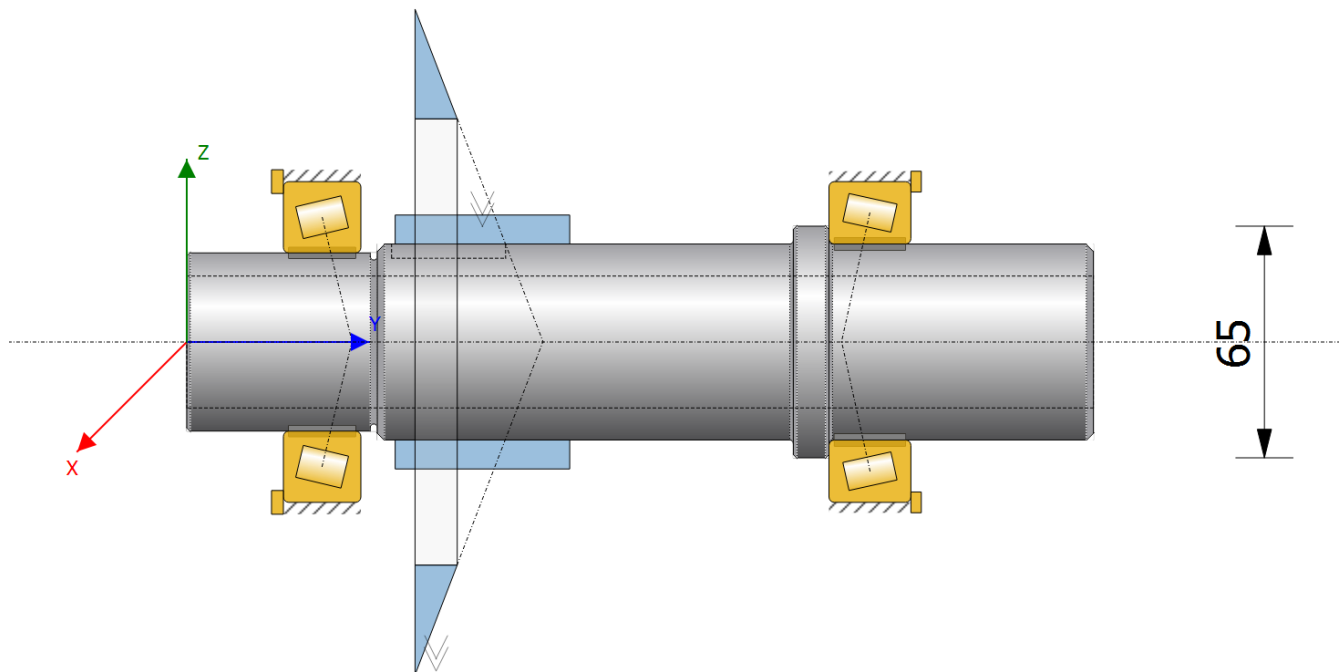
Si è poi passati alla progettazione dell'albero di uscita, dove alloggerà la ruota condotta. I vincoli relativi a questo albero sono la presenza di un profilo scanalato interno 35x2x30x16 DIN 5480 e le quote che ne regolano la posizione rispetto all'output di destra. A sinistra non è richiesto l'attacco a tre denti presente in figura 3.

Come nel caso precedente, si è andati a progettare l'albero seguendo la scomposizione in cilindri utilizzata da KISSsoft.

L'albero di output presenta un primo cilindro con un diametro pari a 50 mm. Si ha poi la battuta del primo cuscinetto e un secondo cilindro con diametro pari a 55 mm dove alloggerà la ruota. Vi è poi uno spallamento con un diametro pari a 65 mm e un ultimo cilindro con diametro pari a 55 mm che alloggerà il secondo cuscinetto. L'albero è cavo e presenta un profilo scanalato interno che abbiamo definito su KISSsoft come da indicazioni fornite da COMER Industries.

Si è andati ad importare la ruota 2 (ruota condotta) e si è andati a posizionarla al di sopra del primo cilindro a diametro 55 mm. Il collegamento tra la ruota condotta e l'albero di output è consentito grazie ad un profilo scanalato 55x50 DIN 5482, che siamo andati ad inserire con un modulo apposito.

Per la scelta dei cuscinetti, ci si è sempre basati sulla guida specifica redatta da SKF utilizzata in precedenza. La scelta è ricaduta su SKF 30210 (lato sinistro, diametro interno 50 mm) e su SKF 32011 X (lato destro, diametro interno 55 mm).



Anche per l'albero di output si è deciso di utilizzare l'acciaio da cementazione 20MnCr5.

VERIFICA

Nella verifica degli alberi, le ruote dentate saranno considerate come masse e rigidezze come indicazione Comer.

I calcoli sono eseguiti secondo normativa DIN 743:2012.

È importante evidenziare che tale norma è indicata come tendente a restituire risultati particolarmente conservativi, dunque i risultati, in particolare riguardanti i coefficienti di sicurezza di carico (siano essi statici o dinamici), vanno adeguatamente interpretati usando le altre informazioni fornite dal software.

Di seguito sono riportate alcune delle finestre utilizzate per impostare i dati di calcolo:

Dati base

Informazioni generali

Spettri di carico

Considerare lo spettro di carico

Ruota dentata su albero

Ruote dentate considerate come mas

Posizione asse albero nello spazio

Indicare la forza del peso come vettor

Vettore

x, y, z

0.0000

0.0000

-1.0000

Numero frequenze proprie

i

0

Numero di pressoflessioni

j

0

Numero di giri

n

1791.0000

1/min

Direzione di rotazione

in senso orario

☒ Considerare il peso

☐ Considerare effetto giroscopico

☒ Considerare la deformazione a taglio (trave di Timoshenko, non trave di Euler-Bernou

Cuscinetti

Metodo di calcolo

Rigidezza cuscinetti volventi in funzior

Campo di tolleranze

Valore medio

Probabilità di guasto

n

10.0000

%

Vita utile richiesta

N_i

3000.0000

h

☐ Calcolo durata modificata sec. ISO 281

Lubrificante

Olio: ISO-VG 220

Temperatura lubrificante

T_B

70.0000

°C

Scatola

Materiale scatola

Lega-Al per lavorazione

AlMgSi 1 F2

Temperatura scatola

T_C

20.0000

°C

Resistenza albero

Calcolo

Met...olo

DIN 743:2012

Tip...olo

Miner allargato secondo DIN 743-4:2012

Vit...sta

H

3000.0000

h

Caso di sollecitazione

Caso 2 (rapporto di sollecitazione costante σ_d/σ_m)

Sicurezza richiesta, calcolo statico

S_{min, static}

1.2000

Sicurezza richiest...esistenza a fatica

S_{min, fatigue}

1.2000

Dati generali

☐ Definire singolarmente le indicazioni per ogni sezione

Trazione/compressione

Flessione

Torsione

Forza trasversale

Sollecitazione

Pulsante

Alternato

Pulsante

Alternato

Rapporto di sollecitazione

0.0000

-1.0000

0.0000

-1.0000

Coefficiente di ... calcolo statico

1.7000

1.7000

1.7000

1.7000

Coefficiente di ...istenza a fatica

1.0000

1.0000

1.0000

1.0000

Editor elementi

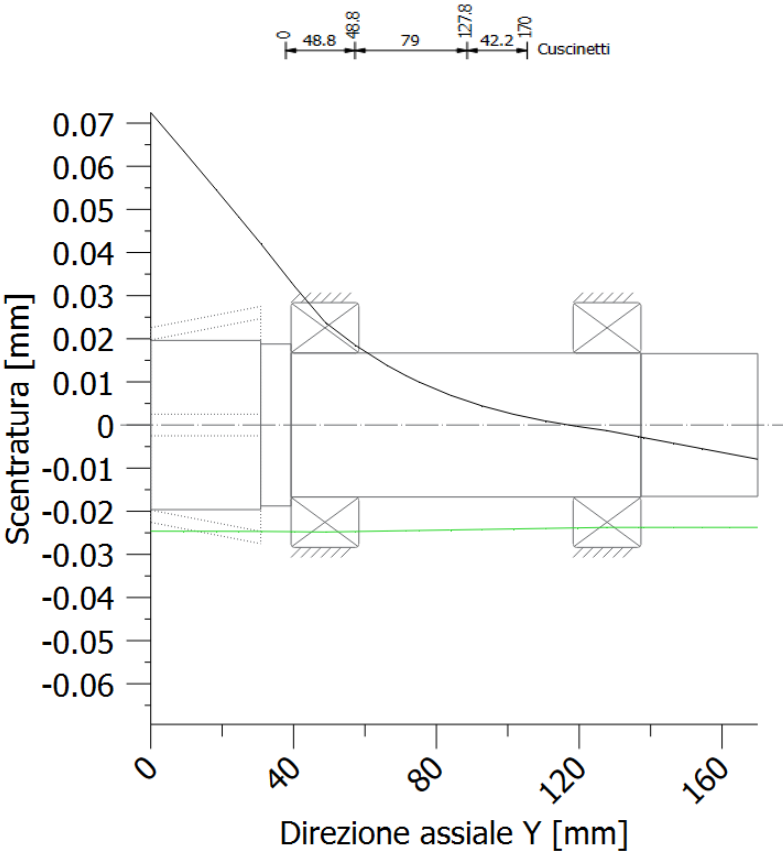
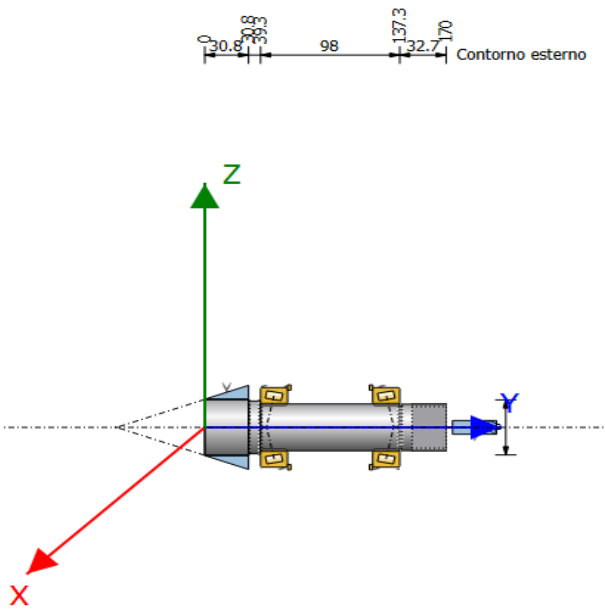
Denominazione		Albero 1	
Numero disegno		Inserire...	
Posizione nel sistema globale	Y	0.0000	mm
Temperatura di esercizio	T	20.0000	°C
Densità circostante	ρ	1.2000	kg/m ³
Numero di giri	n	1791.0000	1/min
Direzione di rotazione		in senso orario	▼
Tipo di materiale		Acciaio da cementazione	▼
Materiale		20 MnCr 5, cementato	▼
Diametro del grezzo	d	50.0000	mm
Profondità di tempra (FKM)	E_{ht}	0.0000	mm
Incrudimento della superficie (DIN, FKM)		Nessuno	▼
Stato nel trattamento termico		Diametro del grezzo	▼
<input type="checkbox"/> Trattamento termico dell'alberi cavi nello stato completo (DIN, FKM)			
Indici dati materiale (DIN, FKM)		con diametro di riferimento	▼
Valori di resistenza (AGMA)		σ_u, σ_v calcolo basato sulla durezza a cuore	▼
Fattore di temperatura (AGMA)	k_d	1.0000	
Fattore per altri effetti (AGMA)	k_g	1.0000	
<input type="checkbox"/> Dati personalizzati per Linea di Woehler			

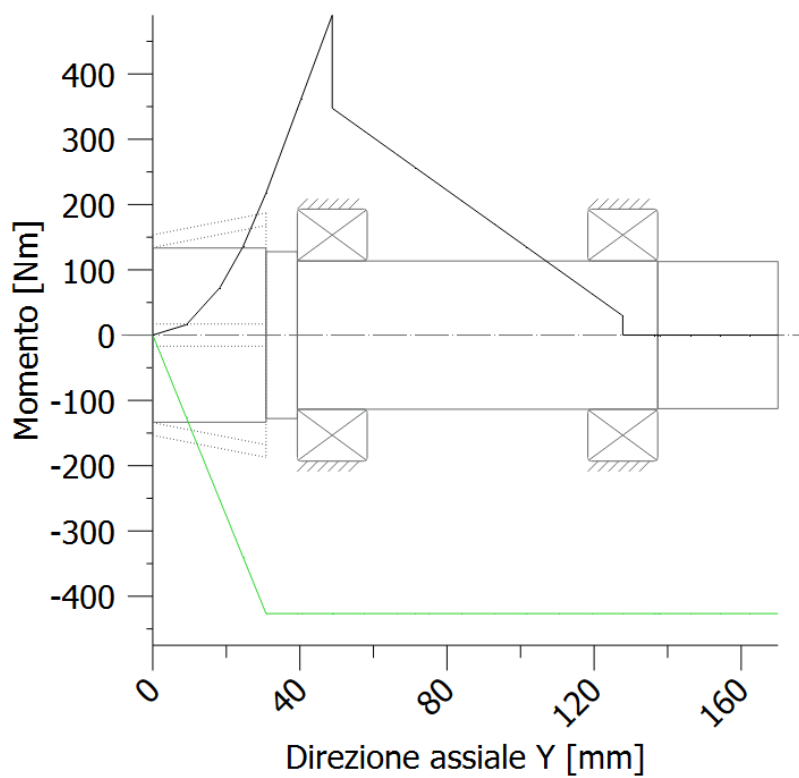
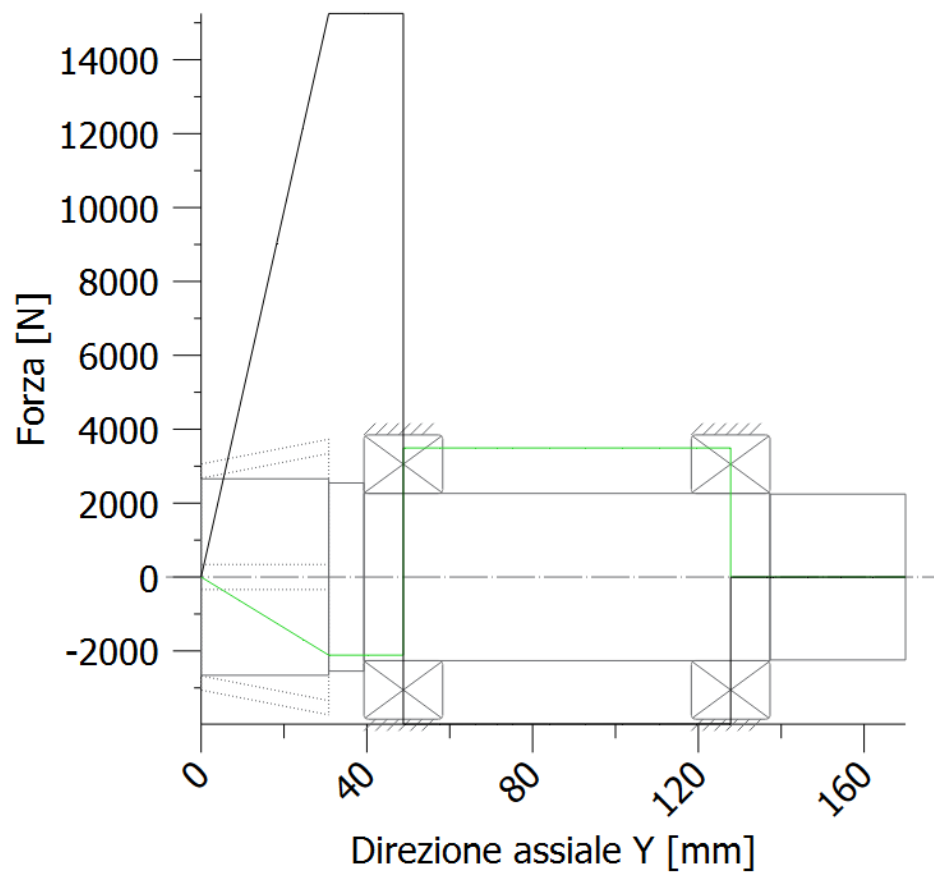
RISULTATI:

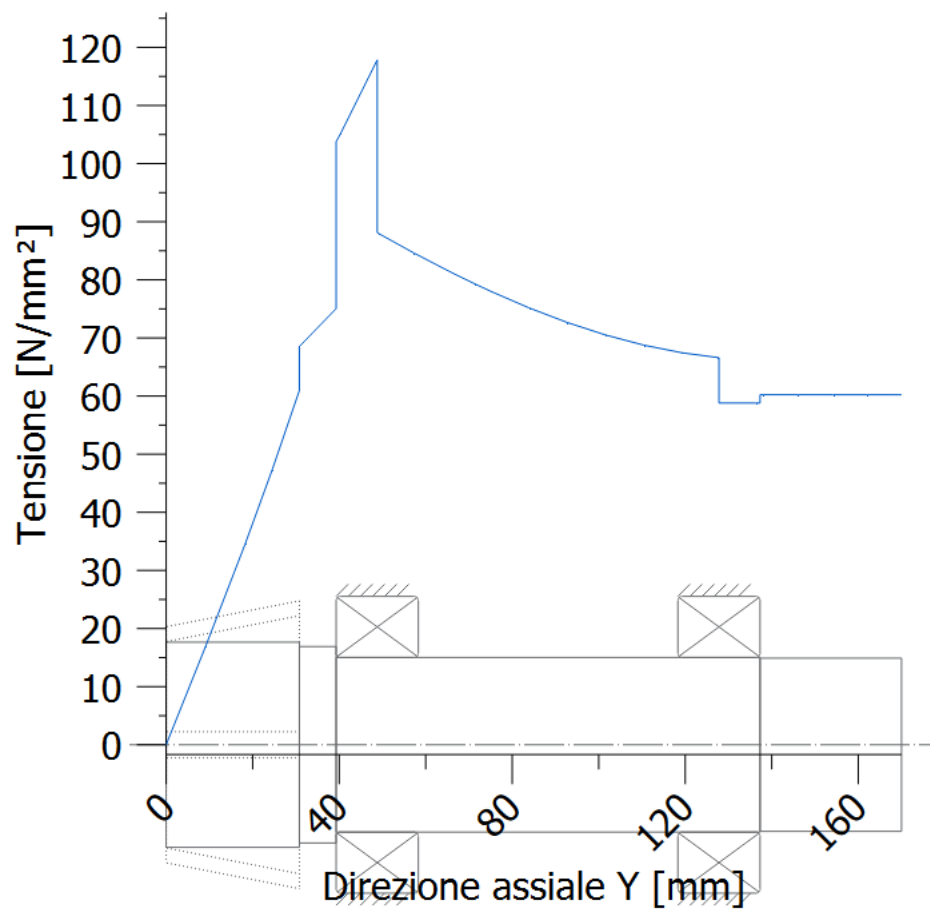
Per ogni albero, oltre il foglio dei risultati, verranno riportati dei grafici relativi alle seguenti grandezze:

- Deflessione/Decentramento: in verde è evidenziato lo spostamento assiale, in nero lo spostamento radiale
- Forza: in verde è indicata la forza assiale e in nero la forza radiale
- Momento: in verde è indicato il momento torcente e in nero il momento flettente
- Tensione equivalente: viene riportata la tensione secondo il metodo di Von Mises.

ALBERO INPUT:







Forza di reazione del cuscinetto

Cuscinetto SX (SKF 32008 X)

Componenti	X	Y	Z	Rxz
F_1	0.398 kN	-0.351 kN	1.154 kN	1.221 kN
F_2	0.796 kN	-0.700 kN	2.292 kN	2.426 kN
F_3	1.193 kN	-1.048 kN	3.428 kN	3.630 kN
F_4	1.589 kN	-1.397 kN	4.564 kN	4.833 kN
F_5	1.986 kN	-1.746 kN	5.699 kN	6.035 kN
F_6	2.382 kN	-2.096 kN	6.834 kN	7.237 kN
F_7	2.778 kN	-2.445 kN	7.968 kN	8.438 kN
F_8	3.174 kN	-2.796 kN	9.102 kN	9.639 kN
F_9	3.570 kN	-3.147 kN	10.236 kN	10.840 kN

F_10	3.966 kN	-3.498 kN	11.370 kN	12.042 kN
F_11	4.362 kN	-3.849 kN	12.504 kN	13.243 kN
F_12	4.758 kN	-4.200 kN	13.637 kN	14.443 kN
F_13	5.154 kN	-4.552 kN	14.770 kN	15.644 kN
F_14	5.549 kN	-4.903 kN	15.903 kN	16.844 kN
F_15	5.945 kN	-5.255 kN	17.036 kN	18.044 kN
F_16	6.341 kN	-5.608 kN	18.169 kN	19.244 kN
M_1	-8.119 Nm	0.000 Nm	2.798 Nm	8.588 Nm
M_2	-16.318 Nm	0.000 Nm	5.653 Nm	17.270 Nm
M_3	-24.622 Nm	0.000 Nm	8.542 Nm	26.062 Nm
M_4	-32.985 Nm	0.000 Nm	11.448 Nm	34.915 Nm
M_5	-41.392 Nm	0.000 Nm	14.366 Nm	43.814 Nm
M_6	-49.846 Nm	0.000 Nm	17.298 Nm	52.762 Nm
M_7	-58.312 Nm	0.000 Nm	20.238 Nm	61.724 Nm
M_8	-66.816 Nm	0.000 Nm	23.179 Nm	70.723 Nm
M_9	-75.318 Nm	0.000 Nm	26.128 Nm	79.722 Nm
M_10	-83.794 Nm	0.000 Nm	29.062 Nm	88.690 Nm
M_11	-92.308 Nm	0.000 Nm	32.007 Nm	97.700 Nm
M_12	-100.865 Nm	0.000 Nm	34.971 Nm	106.755 Nm
M_13	-109.424 Nm	0.000 Nm	37.923 Nm	115.809 Nm
M_14	-117.998 Nm	0.000 Nm	40.891 Nm	124.882 Nm
M_15	-126.577 Nm	0.000 Nm	43.863 Nm	133.961 Nm
M_16	-135.164 Nm	0.000 Nm	46.834 Nm	143.048 Nm

Cuscinetto DX (SKF 32008 X)

Componenti	X	Y	Z	Rxz
F_1	-54.672 N	219.207 N	-245.116 N	251.139 N
F_2	-108.515 N	435.122 N	-494.344 N	506.114 N
F_3	-161.869 N	651.577 N	-742.189 N	759.635 N
F_4	-0.215 kN	0.868 kN	-0.989 kN	1.012 kN
F_5	-0.268 kN	1.085 kN	-1.236 kN	1.264 kN
F_6	-0.321 kN	1.303 kN	-1.482 kN	1.516 kN
F_7	-0.373 kN	1.520 kN	-1.727 kN	1.767 kN
F_8	-0.426 kN	1.739 kN	-1.972 kN	2.018 kN
F_9	-0.478 kN	1.957 kN	-2.218 kN	2.269 kN
F_10	-0.531 kN	2.176 kN	-2.463 kN	2.520 kN
F_11	-0.583 kN	2.395 kN	-2.708 kN	2.770 kN
F_12	-0.635 kN	2.614 kN	-2.953 kN	3.021 kN
F_13	-0.687 kN	2.834 kN	-3.198 kN	3.271 kN
F_14	-0.740 kN	3.054 kN	-3.442 kN	3.521 kN
F_15	-0.792 kN	3.273 kN	-3.686 kN	3.770 kN
F_16	-0.844 kN	3.494 kN	-3.931 kN	4.020 kN
M_1	-1.730 Nm	0.000 Nm	0.393 Nm	1.774 Nm
M_2	-3.522 Nm	0.000 Nm	0.795 Nm	3.610 Nm
M_3	-5.320 Nm	0.000 Nm	1.202 Nm	5.454 Nm
M_4	-7.121 Nm	0.000 Nm	1.613 Nm	7.302 Nm
M_5	-8.925 Nm	0.000 Nm	2.027 Nm	9.152 Nm
M_6	-10.730 Nm	0.000 Nm	2.442 Nm	11.004 Nm
M_7	-12.534 Nm	0.000 Nm	2.860 Nm	12.856 Nm
M_8	-14.337 Nm	0.000 Nm	3.280 Nm	14.708 Nm
M_9	-16.143 Nm	0.000 Nm	3.703 Nm	16.562 Nm

M_10	-17.948 Nm	0.000 Nm	4.128 Nm	18.416 Nm
M_11	-19.753 Nm	0.000 Nm	4.551 Nm	20.271 Nm
M_12	-21.550 Nm	0.000 Nm	4.977 Nm	22.117 Nm
M_13	-23.347 Nm	0.000 Nm	5.402 Nm	23.964 Nm
M_14	-25.143 Nm	0.000 Nm	5.829 Nm	25.810 Nm
M_15	-26.943 Nm	0.000 Nm	6.254 Nm	27.660 Nm
M_16	-28.728 Nm	0.000 Nm	6.681 Nm	29.494 Nm

Risultati con spettro di carico

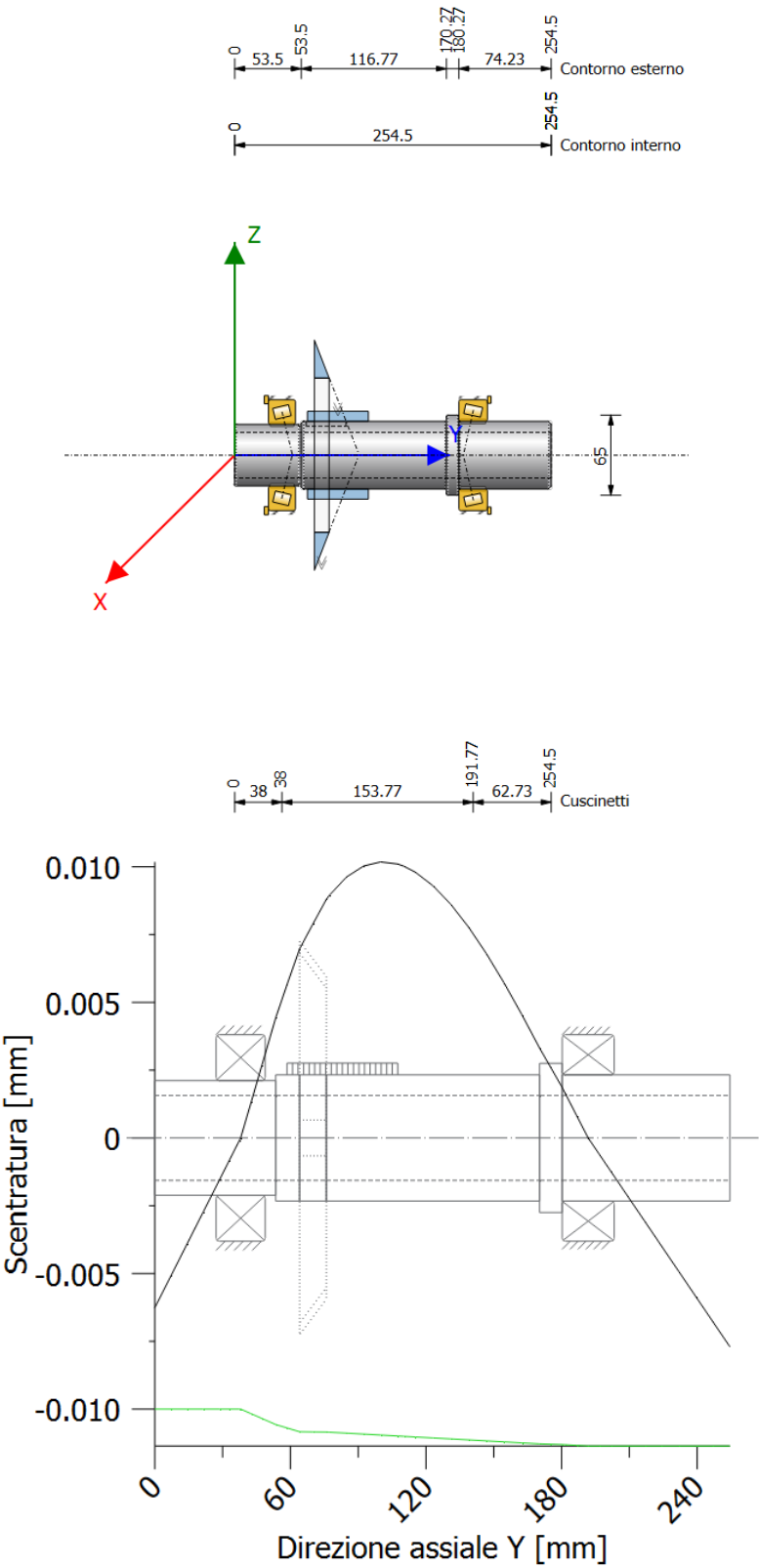
inflessione massima	72.46 μm
tensione equivalente massima	117.84 N/mm ²
durata minimale di vita del cuscinetto	7872.10 h
sicurezza statica minimale del cuscinetto	3.69
sicurezza minimale alla fatica	2.62
sicurezza statica minimale	4.74

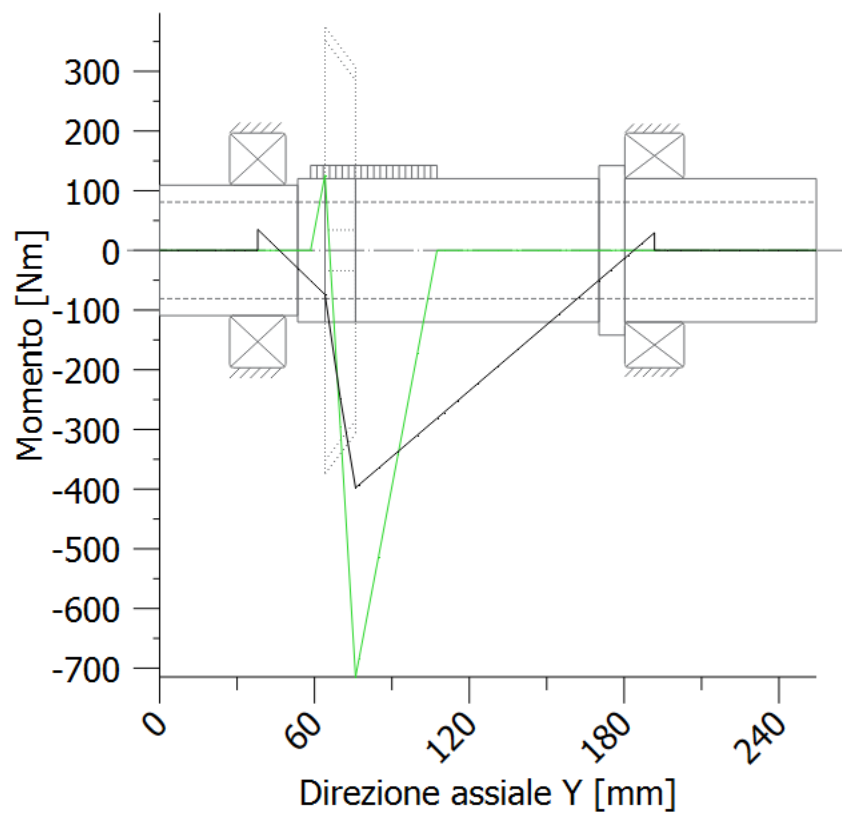
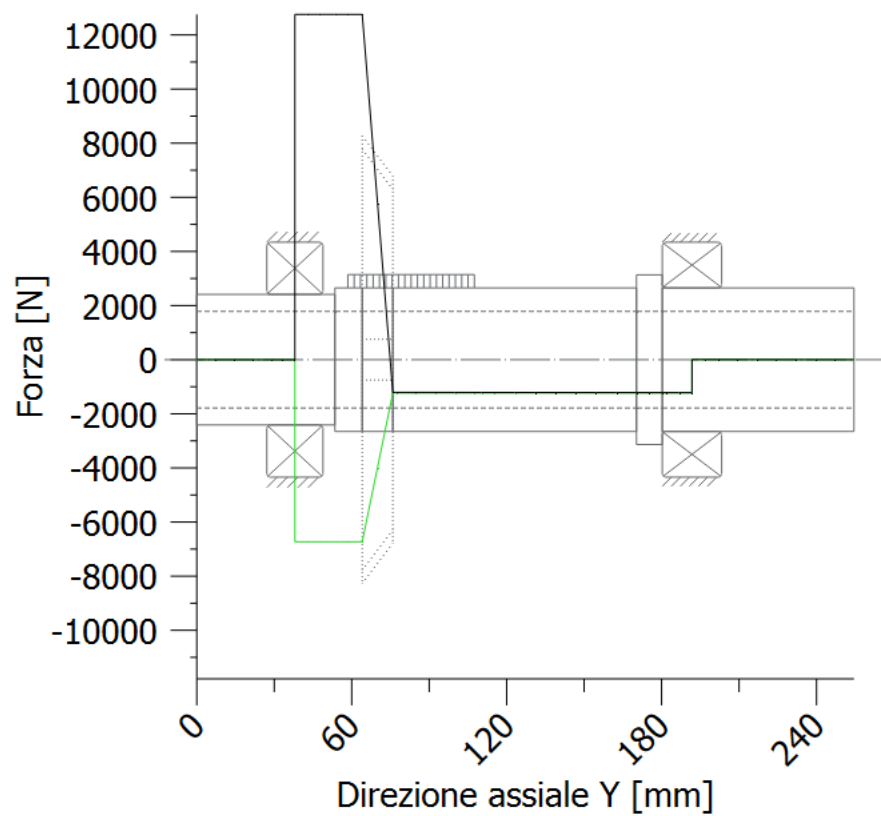
	SICUREZZE		RISULTATI [%]	
	FATICA	STATICO	FATICA	STATICO
Sezione cuscinetto SX	2.60	4.83	216.91	402.46
Sezione ruota conica	19.91	17.65	1659.37	1471.15
Sezione intaglio 2 - PROFILO SCANALATO	7.59	4.74	632.71	394.91
Sezione cuscinetto DX	6.91	6.72	576.05	560.20
Sezione intaglio 1 – GOLA	4.30	4.81	358.29	400.95

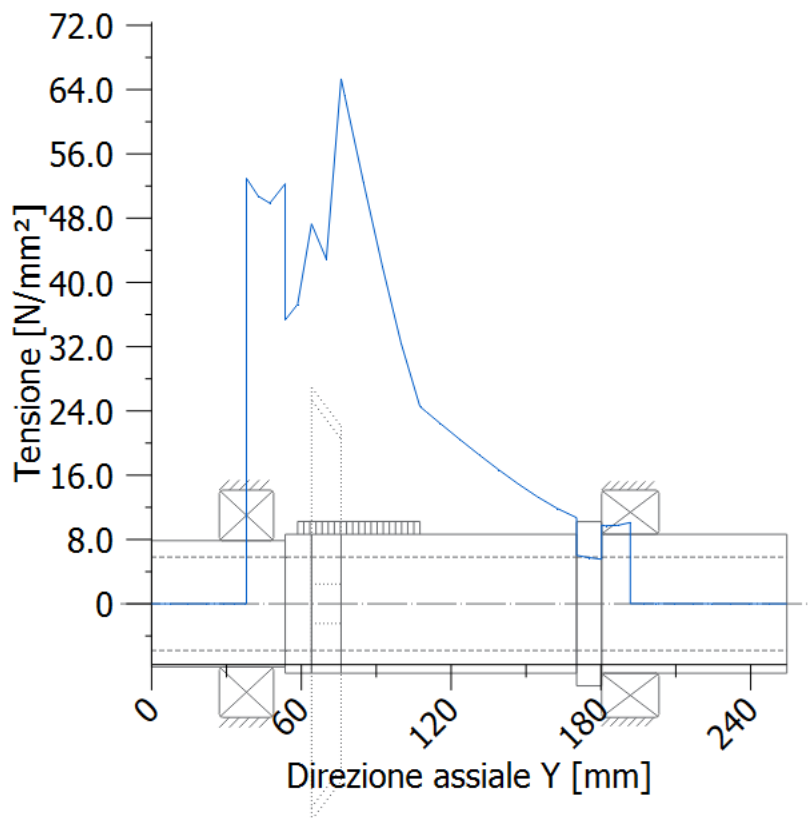
Calcolo in base a ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

Risultati	S ₀	L _{10h}
Cuscinetto SX (SKF 32008 X)	3.69	7872 h
Cuscinetto DX (SKF 32008 X)	13.77	211451 h

ALBERO OUTPUT:







Forza di reazione del cuscinetto

Cuscinetto SX (SKF 30210)

COMPONENTI	X	Y	Z	Rxz
F_1	304.389 N	424.365 N	757.233 N	816.122 N
F_2	0.609 kN	0.845 kN	1.493 kN	1.612 kN
F_3	0.913 kN	1.265 kN	2.229 kN	2.409 kN
F_4	1.218 kN	1.685 kN	2.965 kN	3.205 kN
F_5	1.522 kN	2.105 kN	3.701 kN	4.001 kN
F_6	1.826 kN	2.526 kN	4.437 kN	4.798 kN
F_7	2.131 kN	2.946 kN	5.172 kN	5.594 kN
F_8	2.435 kN	3.366 kN	5.908 kN	6.390 kN
F_9	2.740 kN	3.787 kN	6.644 kN	7.187 kN
F_10	3.044 kN	4.207 kN	7.380 kN	7.983 kN

F_11	3.348 kN	4.627 kN	8.116 kN	8.780 kN
F_12	3.653 kN	5.047 kN	8.852 kN	9.576 kN
F_13	3.957 kN	5.468 kN	9.588 kN	10.372 kN
F_14	4.261 kN	5.888 kN	10.324 kN	11.169 kN
F_15	4.566 kN	6.308 kN	11.059 kN	11.965 kN
F_16	4.870 kN	6.729 kN	11.795 kN	12.761 kN
M_1	6.340 Nm	0.000 Nm	-2.549 Nm	6.834 Nm
M_2	12.502 Nm	0.000 Nm	-5.097 Nm	13.501 Nm
M_3	18.664 Nm	0.000 Nm	-7.646 Nm	20.169 Nm
M_4	24.825 Nm	0.000 Nm	-10.195 Nm	26.837 Nm
M_5	30.987 Nm	0.000 Nm	-12.744 Nm	33.505 Nm
M_6	37.148 Nm	0.000 Nm	-15.292 Nm	40.173 Nm
M_7	43.310 Nm	0.000 Nm	-17.841 Nm	46.841 Nm
M_8	49.472 Nm	0.000 Nm	-20.390 Nm	53.509 Nm
M_9	55.633 Nm	0.000 Nm	-22.938 Nm	60.177 Nm
M_10	61.795 Nm	0.000 Nm	-25.487 Nm	66.845 Nm
M_11	67.957 Nm	0.000 Nm	-28.036 Nm	73.513 Nm
M_12	74.118 Nm	0.000 Nm	-30.584 Nm	80.180 Nm
M_13	80.280 Nm	0.000 Nm	-33.133 Nm	86.848 Nm
M_14	86.441 Nm	0.000 Nm	-35.682 Nm	93.516 Nm
M_15	92.603 Nm	0.000 Nm	-38.231 Nm	100.184 Nm
M_16	98.765 Nm	0.000 Nm	-40.779 Nm	106.852 Nm

Cuscinetto DX (SKF 32011 X)

COMPONENTI	X	Y	Z	Rxz
F_1	-172.249 N	-80.959 N	171.245 N	242.888 N
F_2	-344.498 N	-157.634 N	324.000 N	472.922 N
F_3	-516.747 N	-234.351 N	476.755 N	703.081 N
F_4	-688.996 N	-311.079 N	629.511 N	933.273 N
F_5	-0.861 kN	-0.388 kN	0.782 kN	1.163 kN
F_6	-1.033 kN	-0.465 kN	0.935 kN	1.394 kN
F_7	-1.206 kN	-0.541 kN	1.088 kN	1.624 kN
F_8	-1.378 kN	-0.618 kN	1.241 kN	1.854 kN
F_9	-1.550 kN	-0.695 kN	1.393 kN	2.084 kN
F_10	-1.722 kN	-0.771 kN	1.546 kN	2.315 kN
F_11	-1.895 kN	-0.848 kN	1.699 kN	2.545 kN
F_12	-2.067 kN	-0.925 kN	1.852 kN	2.775 kN
F_13	-2.239 kN	-1.002 kN	2.004 kN	3.005 kN
F_14	-2.411 kN	-1.078 kN	2.157 kN	3.235 kN
F_15	-2.584 kN	-1.155 kN	2.310 kN	3.466 kN
F_16	-2.756 kN	-1.232 kN	2.463 kN	3.696 kN
M_1	-1.362 Nm	0.000 Nm	-1.370 Nm	1.932 Nm
M_2	-2.577 Nm	0.000 Nm	-2.740 Nm	3.761 Nm
M_3	-3.792 Nm	0.000 Nm	-4.110 Nm	5.592 Nm
M_4	-5.006 Nm	0.000 Nm	-5.480 Nm	7.422 Nm
M_5	-6.221 Nm	0.000 Nm	-6.849 Nm	9.253 Nm
M_6	-7.436 Nm	0.000 Nm	-8.219 Nm	11.084 Nm
M_7	-8.651 Nm	0.000 Nm	-9.589 Nm	12.915 Nm
M_8	-9.866 Nm	0.000 Nm	-10.959 Nm	14.746 Nm
M_9	-11.081 Nm	0.000 Nm	-12.329 Nm	16.577 Nm

M_10	-12.296 Nm	0.000 Nm	-13.699 Nm	18.408 Nm
M_11	-13.510 Nm	0.000 Nm	-15.069 Nm	20.239 Nm
M_12	-14.725 Nm	0.000 Nm	-16.439 Nm	22.070 Nm
M_13	-15.940 Nm	0.000 Nm	-17.809 Nm	23.901 Nm
M_14	-17.155 Nm	0.000 Nm	-19.178 Nm	25.731 Nm
M_15	-18.370 Nm	0.000 Nm	-20.548 Nm	27.562 Nm
M_16	-19.585 Nm	0.000 Nm	-21.918 Nm	29.393 Nm

RISULTATI CON SPETTRO DI CARICO

inflessione massima	10.18 μm
tensione equivalente massima	65.35 N/mm ²
durata minimale di vita del cuscinetto	176316.41 h
sicurezza statica minimale del cuscinetto	7.17
sicurezza minimale alla fatica	27.72
sicurezza statica minimale	122.89

	SICUREZZE		RISULTATI [%]	
	FATICA	STATICO	FATICA	STATICO
Sezione intaglio 2 - SPALLAMENTO	241.81	475.65	20151.25	39637.43
Sezione cuscinetto DX	61.55	285.21	5129.31	23767.73
Sezione cuscinetto SX	9999.99	9999.99	999999.99	999999.99
Sezione intaglio 1 - GOLA	27.72	122.89	2309.59	10240.79

Calcolo in base a ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

	S ₀	L _{10h}
Cuscinetto SX (SKF 30210)	7.17	176316 h
Cuscinetto DX (SKF 32011 X)	31.39	> 1000000 h

Di seguito una tabella che riassume i cuscinetti scelti per entrambi gli alberi:

CUSCINETTO	DENOMINAZIONE e MISURE [mm]	MASSA [kg]
Cuscinetto SX - INPUT	SKF 32008 X - d = 40.00 mm D = 68.00 mm b = 19.00 mm	0.28
Cuscinetto DX - INPUT	SKF 32008 X - d = 40.00 mm D = 68.00 mm b = 19.00 mm	0.28
Cuscinetto SX - OUTPUT	SKF 30210 - d = 50.00 mm D = 90.00 mm b = 21.75 mm	0.54
Cuscinetto DX - OUTPUT	SKF 32011 X - d = 55.00 mm D = 90.00 mm b = 23.00 mm	0.56

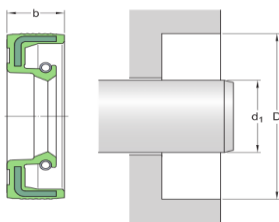
E una tabella riassuntiva delle tenute scelte:

TENUTA	DENOMINAZIONE e MISURE [mm]
Tenuta profilo scanalato - INPUT	TSS YJ 38 YJ3800520-N7MM – 52 x 6.5
Tenuta carter pignone - INPUT	SKF HMS5 RG 55x68x8
Tenuta coperchio DX - OUTPUT	SKF HMS5 RG 50x70x10
Tenuta coperchio SX - OUTPUT	SKF HMS5 RG 55x70x10

Per la scelta delle tenute ci si è basati sulla scheda tecnica e sulle condizioni di esercizio, verificando che queste ultime venissero rispettate senza essere compromesse in alcun modo.

SKF HMS5 RG 55x70x10

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Materiale labbro	Gomma nitrilica (NBR)
Design della tenuta	HMS5
Conformità allo standard	ISO 6194, DIN 3760



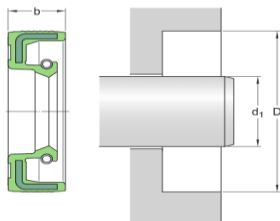
Dimensioni		
d ₁	55 mm	Diametro albero
D	70 mm	Diametro foro supporto
b	10 mm	Larghezza di tenuta

Applicazioni e condizioni di esercizio	
Temperatura di esercizio	min. -40 °C
Temperatura di esercizio	max. 100 °C
Temperature di esercizio ammissibili, per brevi periodi	max. 120 °C
Velocità superficiale albero	max. 8.22 m/s
Velocità dell'albero	max. 2 880 r/min
Variazione di pressione	0.03 N/mm²

La velocità superficiale dell'albero di output è pari a circa 4 m/s, a fronte di una velocità di rotazione pari a 689 rpm. Le condizioni di esercizio di questa tenuta sono quindi rispettate.

SKF HMS5 RG 50x70x10

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Materiale labbro	Gomma nitrilica (NBR)
Design della tenuta	HMS5
Conformità allo standard	ISO 6194, DIN 3760



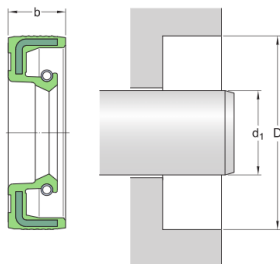
Dimensioni		
d ₁	50 mm	Diametro albero
D	70 mm	Diametro foro supporto
b	10 mm	Larghezza di tenuta

Applicazioni e condizioni di esercizio	
Temperatura di esercizio	min. -40 °C
Temperatura di esercizio	max. 100 °C
Temperature di esercizio ammissibili, per brevi periodi	max. 120 °C
Velocità superficiale albero	max. 7.84 m/s
Velocità dell'albero	max. 3 000 r/min
Variazione di pressione	0.03 N/mm ²

La velocità superficiale dell'albero di output è pari a circa 4 m/s, a fronte di una velocità di rotazione pari a 689 rpm. Le condizioni di esercizio di questa tenuta sono quindi rispettate.

SKF HMS5 RG 55x68x8

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Materiale labbro	Gomma nitrilica (NBR)
Design della tenuta	HMS5
Conformità allo standard	ISO 6194, DIN 3760



Dimensioni		
d ₁	55 mm	Diametro albero
D	68 mm	Diametro foro supporto
b	8 mm	Larghezza di tenuta

Applicazioni e condizioni di esercizio	
Temperatura di esercizio	min. -40 °C
Temperatura di esercizio	max. 100 °C
Temperature di esercizio ammissibili, per brevi periodi	max. 120 °C
Velocità superficiale albero	max. 8.22 m/s
Velocità dell'albero	max. 2 880 r/min
Variazione di pressione	0.03 N/mm ²

La velocità superficiale dell'albero di output è pari a circa 7.5 m/s, a fronte di una velocità di rotazione pari a 1791 rpm. Le condizioni di esercizio di questa tenuta sono quindi rispettate.

Si è andati a procedere con la verifica del profilo scanalato che collega la ruota condotta all'albero di output. Si è deciso di procedere con una verifica a fatica multiassiale utilizzando il metodo appreso durante il corso di costruzione di macchine.

Si è deciso di verificare il profilo scanalato nel caso in cui la potenza immessa all'albero di input fosse quella massima, cioè 80 kW.

Il momento torcente agente sul pignone viene calcolato con la seguente formula:

$$Mt1 = \frac{60}{2\pi} * \frac{P}{rpm} = \frac{60}{2\pi} * \frac{80000}{1791} = 426.55 \text{ Nm}$$

Il momento torcente trasferito sulla ruota condotta è invece pari a

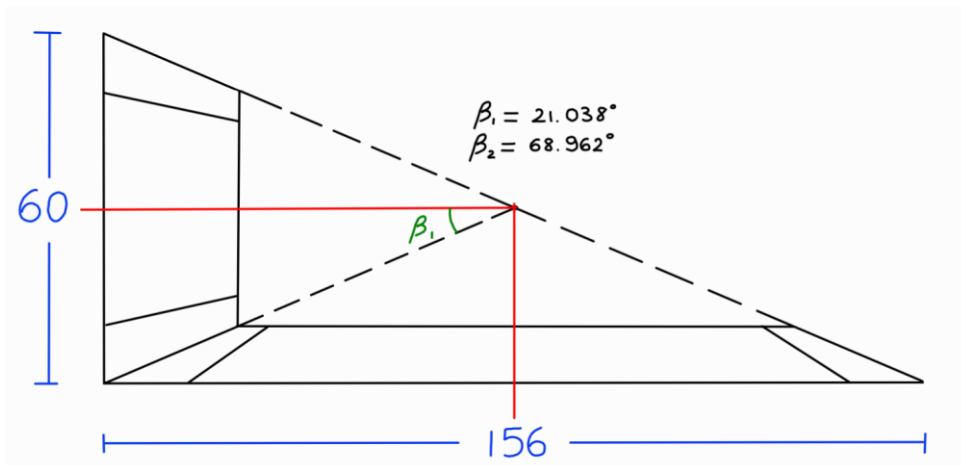
$$Mt2 = Mt1 * \tau = 426,55 * 2,6 = 1109.02 \text{ Nm}$$

dove τ rappresenta il rapporto di trasmissione precedentemente definito.

Calcolato il momento torcente, si procede a calcolare la forza tangenziale agente sulle ruote dentate, che sarà pari a

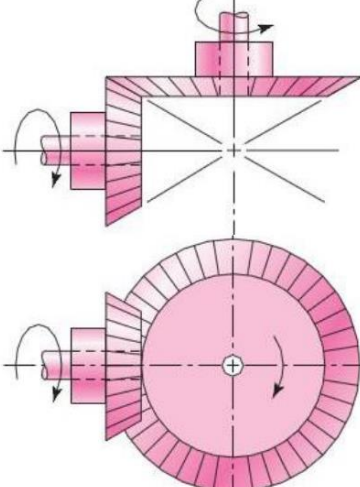
$$Ft2 = \frac{Mt2}{Dp} * 2 = \frac{1109.02}{156} * 2 * 1000 = 14218.2 \text{ N}$$

Si procede poi al calcolo di forze radiali e assiali. Questo tipo di forze dipende dalla conformazione delle ruote e, in particolare, dall'angolo che si forma tra i due semiconi. Di seguito è illustrato il semplice calcolo degli angoli necessari:



Applicando il teorema di Pitagora, è stato semplice ricavare i due angoli.

Ora, basandoci sulla seguente tabella, potremo finalmente calcolare la forza radiale e la forza assiale agente sulla ruota condotta:

	$F_t = \frac{2M_t}{d_{m1}}$ $S' = F_t \tan(\alpha_o)$ $F_{r1} = S' \cos(\beta_1) = F_t \tan(\alpha_o) \cos(\beta_1)$ $F_{a1} = S' \cos(\beta_2) = F_t \tan(\alpha_o) \cos(\beta_2)$ <p>OSS: β_1 semi angolo cono 1; β_2 semi angolo cono 2.</p> <p>OSS2: $F_{r1} = F_{a2}$ e $F_{a1} = F_{r2}$.</p>	$M_{t1} = \frac{60P_1}{2\pi n_1}$ $M_{t2} = F_t \frac{d_{m2}}{2}$
---	--	---

Si ottiene:

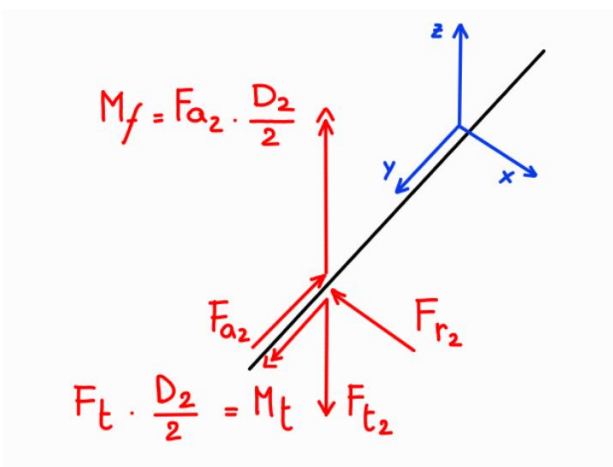
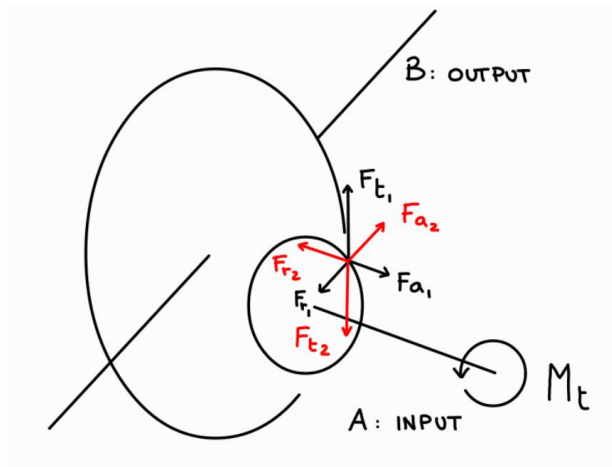
Forza assiale 2:

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t * \tan(\alpha) * \cos(\beta_1) = 14218.2 * \tan(22.5) * \cos(21.038) = 5496.8 \text{ N}$$

Forza radiale 2:

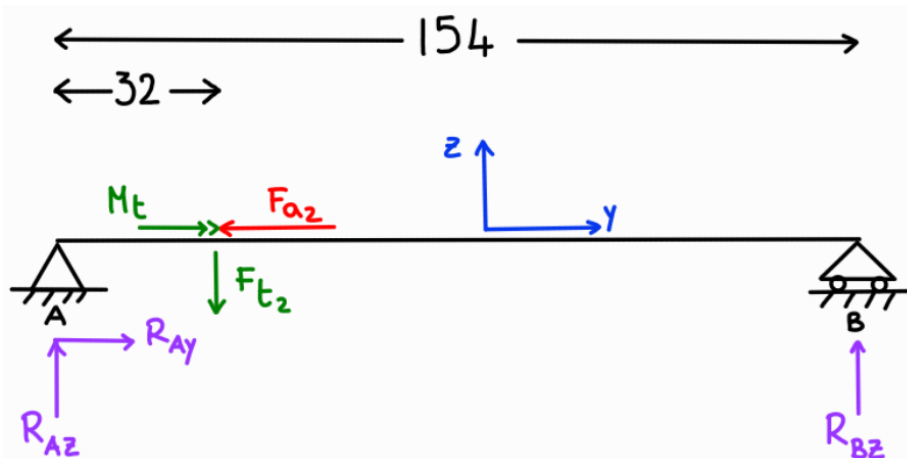
$$F_{r2} = F_{a1} = F_t * \tan(\alpha) * \cos(\beta_2) = 14218.2 * \tan(22.5) * \cos(68.962) = 2114.2 \text{ N}$$

È stato realizzato un semplice schema per meglio comprendere la situazione e per procedere con i calcoli. Si è deciso di utilizzare gli stessi assi usati da KISSsoft per poi riuscire a confrontare direttamente i risultati ottenuti manualmente con i risultati ottenuti dal programma.



Dividendo le forze e i momenti agenti su due piani, si procede al calcolo delle reazioni vincolari radiali e assiali date dai cuscinetti, necessarie per definire il momento flettente agente sul profilo scanalato.

Procediamo in primis con i calcoli relativi al piano YZ:



Tramite brevissimi calcoli ed effettuando un equilibrio alla rotazione attorno al punto A, si riescono a ricavare i valori delle reazioni vincolari:

- $R_{Ay} = 5496.8 \text{ N}$
- $R_{Az} = 11263.77 \text{ N}$
- $R_{Bz} = 2954.43 \text{ N}$

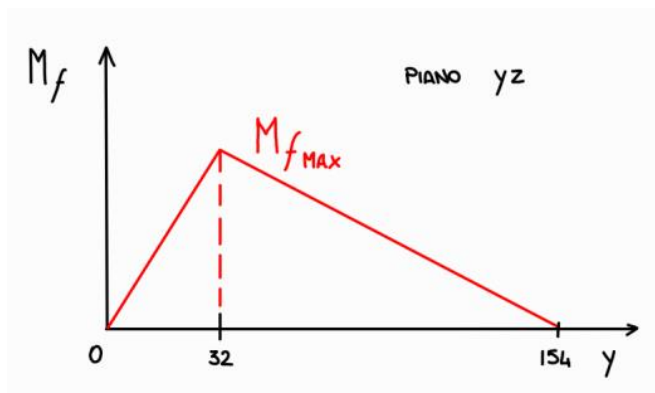
Tramite l'utilizzo delle parentesi di Macaulay si ricava la seguente espressione per il carico sulla trave:

$$q(x) = R_{Az}\langle x \rangle^{-1} - F_{t2}\langle x - 32 \rangle^{-1}$$

Per ottenere l'equazione del momento flettente agente sulla trave basterà derivare¹ due volte la funzione $q(x)$, ottenendo:

$$M_f(x) = R_{Az}\langle x \rangle^1 - F_{t2}\langle x - 32 \rangle^1$$

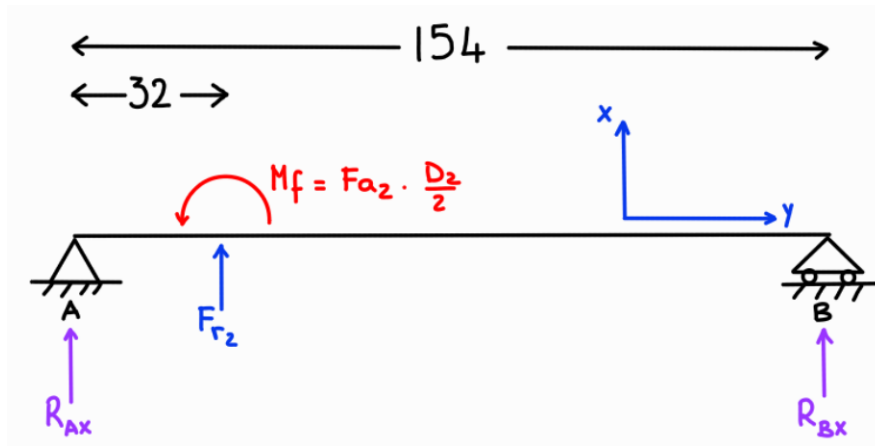
Rappresentando il tutto su un grafico, otteniamo:



Il momento flettente massimo su questo piano è quindi pari a 360440.64 Nmm.

Il momento torcente è costante ed è pari a 1109020 Nmm.

Si procede analogamente con la risoluzione sul piano XY.



Nel piano XY è anche presente un momento flettente noto, dato dalla forza assiale F_{a2} , moltiplicata per il raggio della ruota condotta.

Dopo brevi calcoli otteniamo i valori delle reazioni vincolari, pari a:

- $R_{Ax} = 1109.2 \text{ N}$
- $R_{Bx} = -3223.4 \text{ N}$

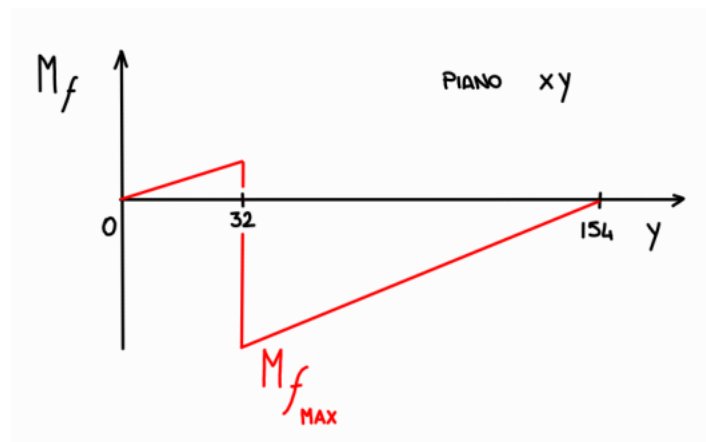
Calcoliamo l'equazione del carico sulla trave:

$$q(x) = R_{Ax}\langle x \rangle^{-1} - M_f\langle x - 32 \rangle^{-2} + F_{r2}\langle x - 32 \rangle^{-1}$$

Come nel caso precedente, ricaviamo l'equazione del momento flettente:

$$M_f(x) = R_{Ax}\langle x \rangle^1 - M_f\langle x - 32 \rangle^0 + F_{r2}\langle x - 32 \rangle^1$$

Il grafico ottenuto è il seguente:



Dove il momento flettente massimo è pari a -393256 Nmm . Entrambi i momenti massimi si trovano sulla sezione dove è presente il profilo scanalato che vogliamo verificare.

Per ottenere il momento totale agente sul profilo scanalato, andiamo quindi a sommare i due momenti, ottenendo un valore pari a:

$$Mf_{max} = \sqrt{(Mf_{yz})^2 + (Mf_{xy})^2} = 533448,9 \text{ Nmm}$$

I due parametri che si andranno ad utilizzare per verificare il profilo scanalato sono quindi il momento flettente massimo appena trovato e il momento torcente costante. Il caso in esame è un chiaro caso di fatica multiassiale con momento flettente alternato e momento torcente costante.

$$n = \text{Fattore di sicurezza con intaglio} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{WK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_s}\right)^2}}$$

Viene calcolato il limite di fatica del nostro materiale, ossia σ_{wo} :

$$\sigma_{wo} = \text{Limite di fatica} = 0.5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{load} \cdot C_{size}$$

Nel nostro caso, la resistenza meccanica è pari a 800 Mpa.

- $C_{load} = 1$ (perché il dato che ci interessa sarà il limite a fatica a flessione)
- $C_{surf} = 0.75$ (superficie fresata con R_m pari a 800 MPa)
- $C_{size} = 0.81$ ($C_{size} = 1.189 d^{-0.097}$)
-

Si ottiene un valore di σ_{wo} pari a 244 Mpa.

Per ottenere il valore di τ_s basterà moltiplicare σ_{wo} per un valore $C_{load} = 0.58$, ottenendo così un valore pari a 141.5 MPa.

Si calcolano ora i valori di σ_a e τ_m :

$$\sigma_a = \frac{Mf_{max}}{W} = \frac{Mf_{max}}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}} = 40 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{Mt}{W_p} = \frac{Mt}{\frac{\pi(D^3 - d^3)}{16}} = 47.2 \text{ Mpa}$$

Dove si ha che W e Wp corrispondono a:

$$W = \text{modulo di resistenza} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32 D}$$

$$Wp = \text{modulo di resistenza a torsione} = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{16}$$

Assunto un fattore effetto intaglio $K_t = 1.4$, possiamo finalmente calcolare il fattore di sicurezza n:

$$n = \text{fattore di sicurezza con intaglio} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a * K_t}{\sigma_{wo}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_s}\right)^2}} = 2.46$$

Il risultato ottenuto è molto soddisfacente perché è stato utilizzato il valore di potenza massima per verificare il profilo scanalato nonostante fosse il valore con la minore frequenza. È stato anche utilizzato un valore di Rm abbastanza basso per 20MnCr5 per effettuare un calcolo il più cautelativo possibile.

Progettazione Carter in AlMgSi-7

La progettazione del carter prevede un unico vincolo importante relativo allo spessore delle pareti. Lo spessore minimo è pari a 7 mm. Per garantire la robustezza del carter che alloggia l'albero di output si è andati ad utilizzare uno spessore minimo pari a 10 mm nelle zone non sollecitate ed uno spessore di 15 mm nelle zone sollecitate dalle reazioni vincolari e dai momenti dovuti alla presenza dei cuscinetti. Per quanto riguarda invece il carter che alloggerà l'albero di input si è andati ad utilizzare uno spessore pari a 7 mm.

Si è deciso di dividere il carter in 3 parti, in modo da consentire un montaggio rapido di tutti i componenti facenti parte del riduttore, dei cuscinetti e delle tenute.

Il carter di output è formato da due parti:

- **Coperchio Anteriore:** qui si andranno ad inserire l'albero di output, il cuscinetto e le tenute di diametro interno pari a 55 mm, il distanziale che assicura il mantenimento della distanza corretta tra lo spallamento di sinistra e la ruota condotta, la linguetta che garantisce il moto alla ruota condotta e la ruota condotta.

SCALA 2422:1

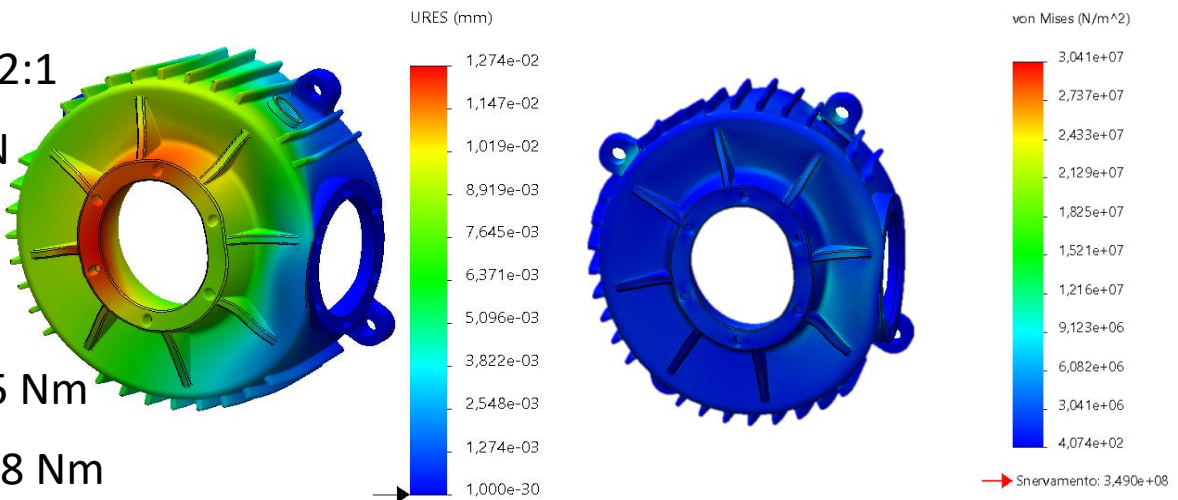
$F_x = -1232 \text{ N}$

$F_z = 2756 \text{ N}$

$F_y = 2463 \text{ N}$

$M_x = 19.585 \text{ Nm}$

$M_y = -21.918 \text{ Nm}$



- **Coperchio Posteriore:** qui si andranno ad inserire il cuscinetto e la tenuta di diametro interno pari a 50 mm e la guarnizione che assicura la tenuta all'olio tra i due carter.

SCALA 385:1

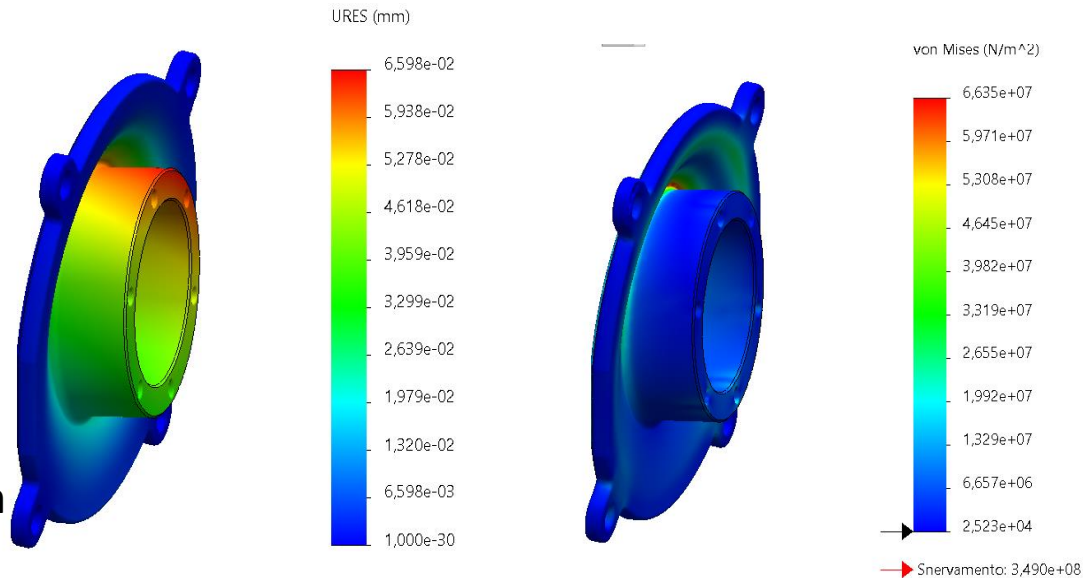
$F_x = 4870 \text{ N}$

$F_z = -6729 \text{ N}$

$F_y = 11795 \text{ N}$

$M_x = 98.756 \text{ Nm}$

$M_y = -40.779 \text{ Nm}$



Per quanto riguarda invece il carter che contiene l'albero di input, dopo una prima analisi FEM si è notato che il primo progetto presentava alcuni punti in cui la tensione raggiungeva livelli particolarmente alti. Si è andati quindi a rinforzare il carter con delle nervature lungo tutta la lunghezza. Si è andati anche a correggere i raggi di raccordo nelle zone più sollecitate. In questo modo, con una seconda analisi FEM, si è andati ad osservare una miglioria dei risultati ottenuti ed una deformazione generale del carter molto minore.

SCALA 366:1

$F_{x_sx} = -6341 \text{ N}$

$F_{z_sx} = -5608 \text{ N}$

$F_{y_sx} = 18169 \text{ N}$

$M_{x_sx} = 135 \text{ Nm}$

$M_{y_sx} = 46.834 \text{ Nm}$

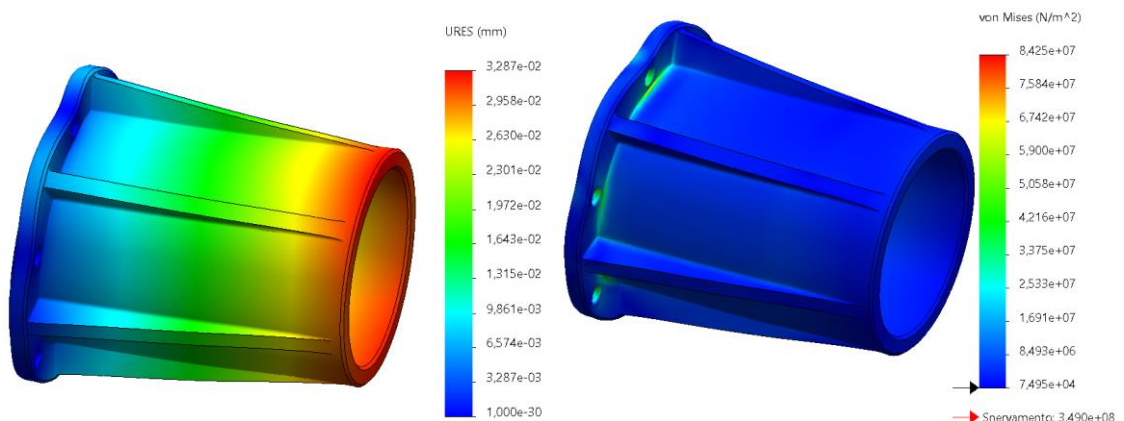
$F_{x_dx} = 900 \text{ N}$

$F_{z_dx} = 3500 \text{ N}$

$F_{y_dx} = 3931 \text{ N}$

$M_{x_dx} = 29 \text{ Nm}$

$M_{y_dx} = 7 \text{ Nm}$



Tutti i calcoli sono stati effettuati con i valori di forze e momenti di reazione sulle sedi dei cuscinetti relativi ad una potenza meccanica trasmessa dal riduttore pari ad 80 kW, cioè il suo carico massimo.

Per quanto riguarda i due coperchi, su di essi si scarica la forza assiale presente su entrambi i cuscinetti. La verifica è stata effettuata scegliendo il massimo valore di forza assiale, pari a circa 6729 N.

In particolare, durante l'analisi FEM, si è scelto di andare ad incrementare ulteriormente questo valore, portandolo fino a 8000 N. La tensione equivalente di Von Mises è pari a 112 MPa.

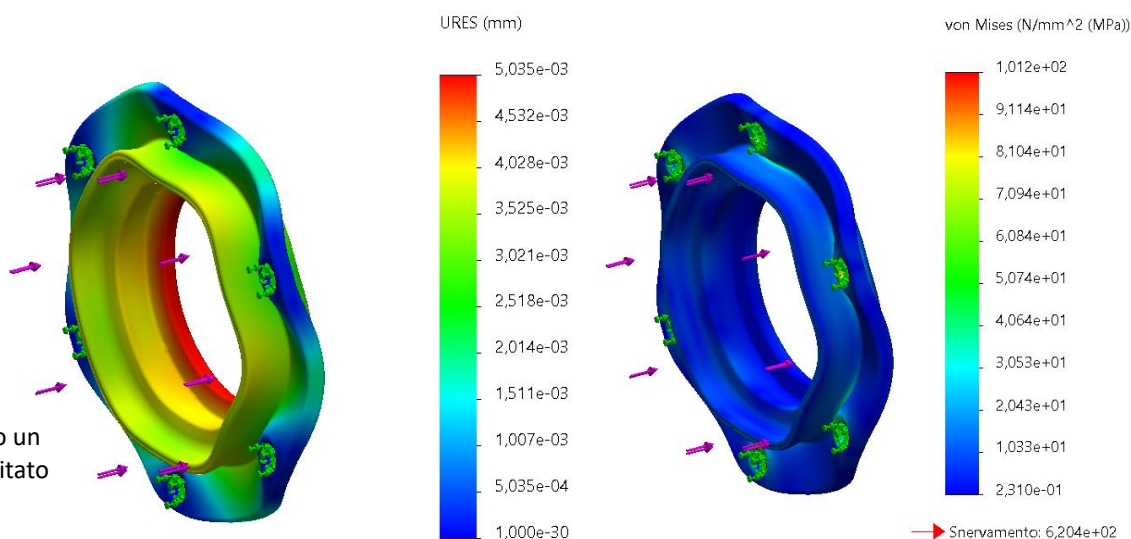
Il carico reale di forza assiale (cioè pari a 6729 N) porta ad una tensione equivalente di Von Mises pari a 101 MPa, ben al di sotto della tensione di snervamento, pari a 620 MPa.

SCALA 2399:1

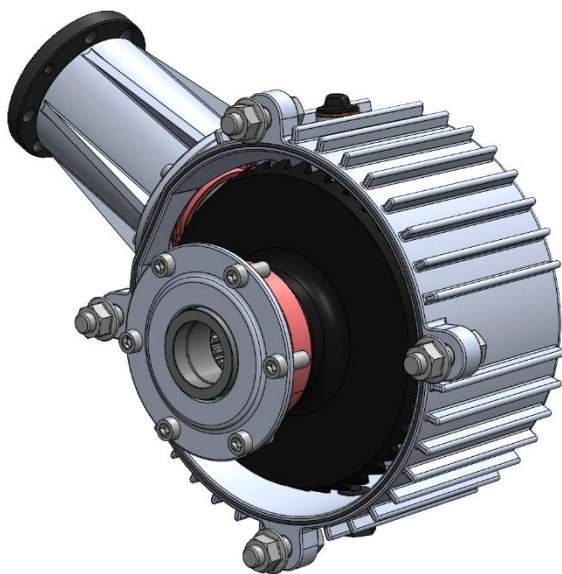
$F_z = 6729 \text{ N}$

Vincoli: Bulloni

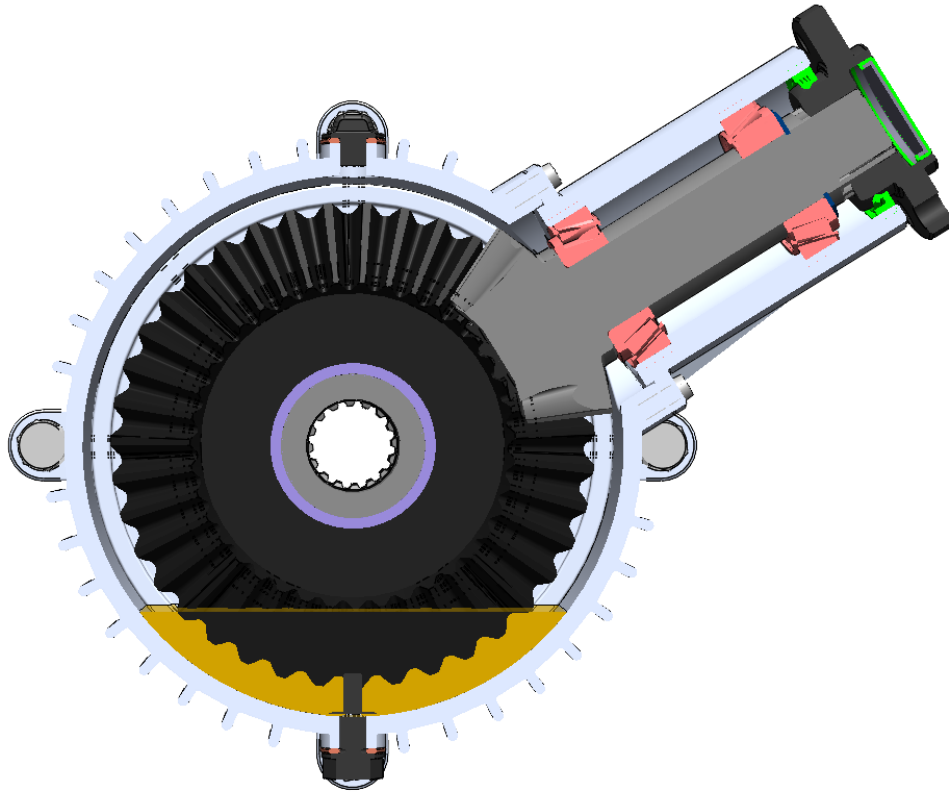
*Si è andati a verificare solo un coperchio, quello più sollecitato



È stata anche aggiunta una guarnizione tra i due carter per evitare fuoriuscite di olio.

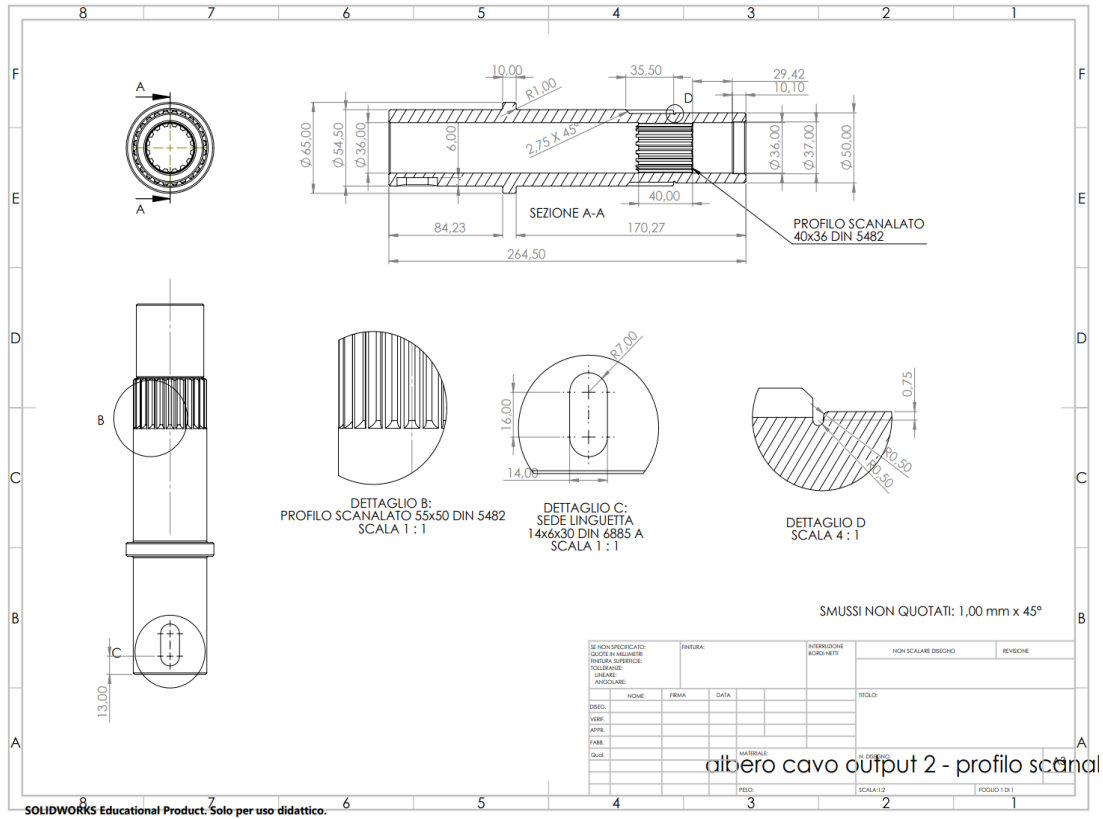
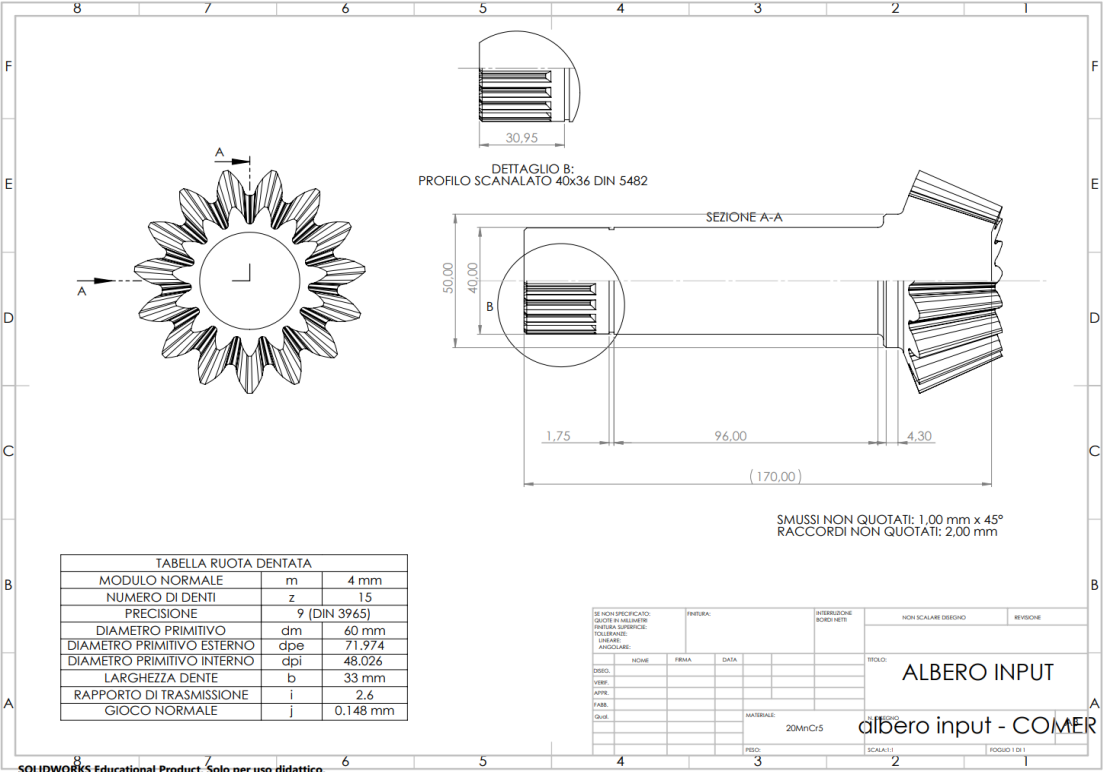


La quantità di olio presente all'interno del motoriduttore è pari all'incirca a 0,55 litri, che corrispondono a 0,5 kg. È stato calcolato andando a porre il riduttore nella posizione di funzionamento e andando ad effettuare un calcolo considerando una quantità di olio necessaria a ricoprire un dente della ruota condotta. L'olio poi andrà a lubrificare anche i denti del pignone trasportato dalla ruota condotta. Per il carico olio, si è andati a progettare un foro filettato dove alloggerà un tappo e una rondella in rame per assicurare la tenuta. Per lo scarico olio, si è andati a progettare un foro posto sulla parte inferiore del riduttore, dove alloggerà un tappo filettato dotato di magnete e una rondella in rame.

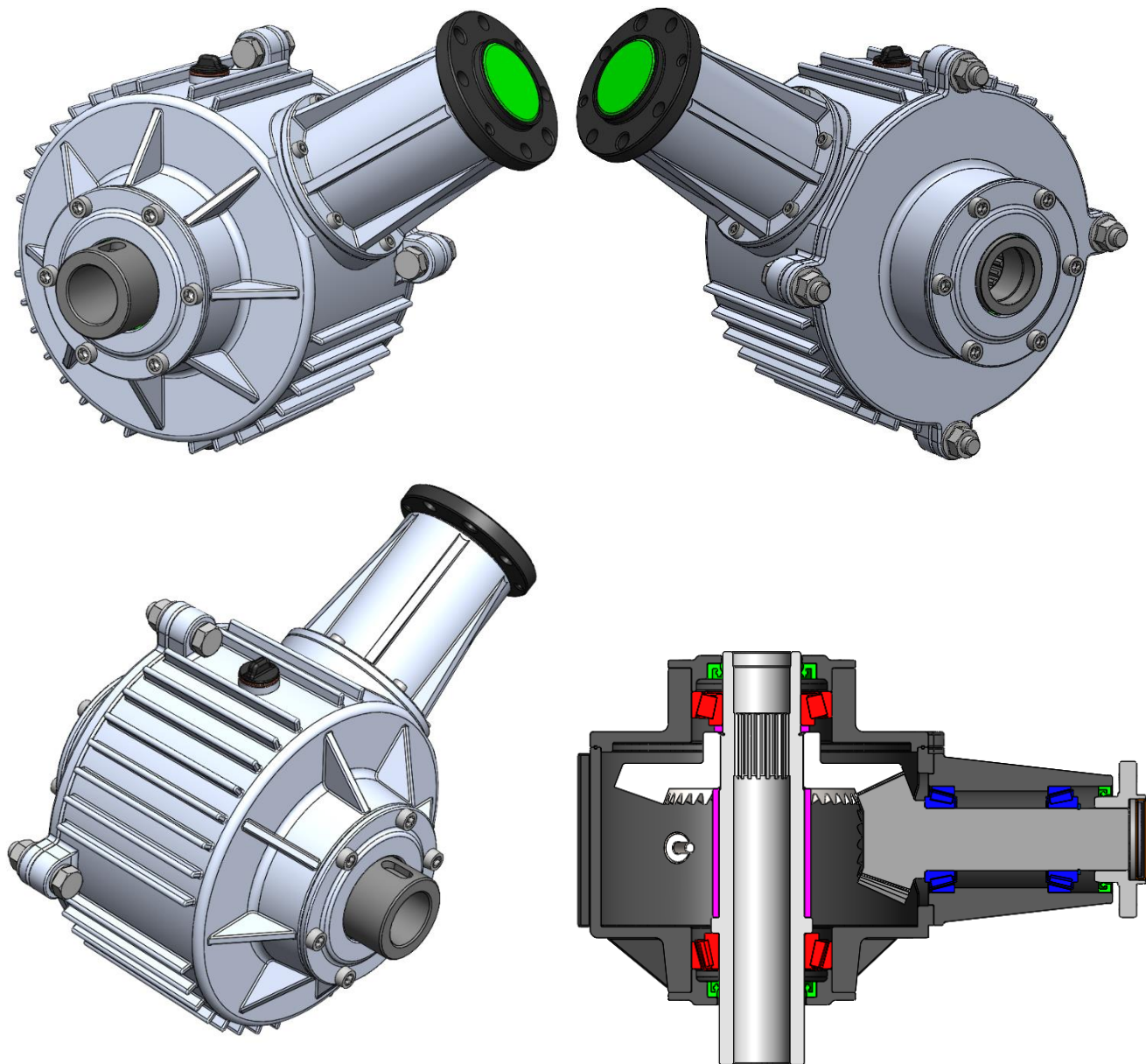


Il peso totale del riduttore a secco è pari a circa 17 kg.

Tavole 2D



Galleria Immagini CAD 3D



Rendering

