

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

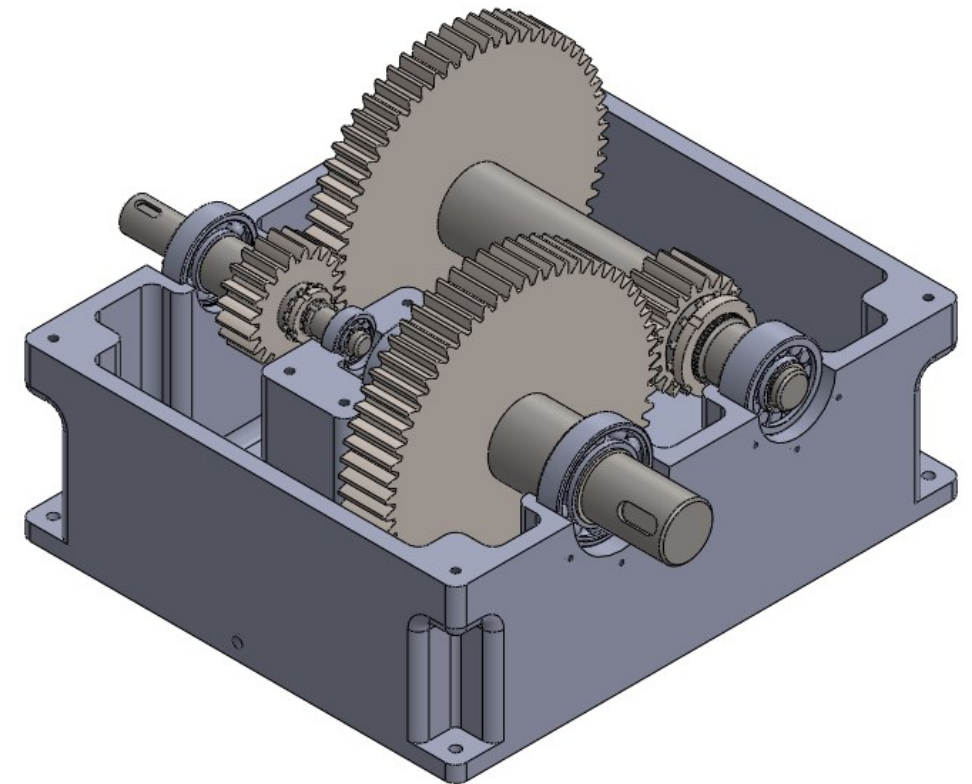
Relazione per la prova finale
DIMENSIONAMENTO E MODELLAZIONE CAD 3D DI UN
RIDUTTORE BISTADIO

Tutor universitario: Prof. Alberto Campagnolo

Laureando: *Matteo Moro*

Padova, 19/11/2024

- Riduttore bistadio per movimentare il tamburo di un nastro trasportatore.
- Gli alberi di ingresso e uscita sono coassiali.
- Progettazione delle ruote dentate cilindriche a denti dritti secondo la norma ISO 6336.
- Scelta e verifica dei cuscinetti e delle linguette.
- Verifica statica, a fatica e a deformabilità degli alberi.
- Modellazione CAD delle componenti del riduttore.



Riduttore per azionare il tamburo di un nastro trasportatore

- Coppia: 580 Nm
- Velocità di rotazione: $n_2 = 300 \text{ rpm}$
- Rapporto di trasmissione: 9.5

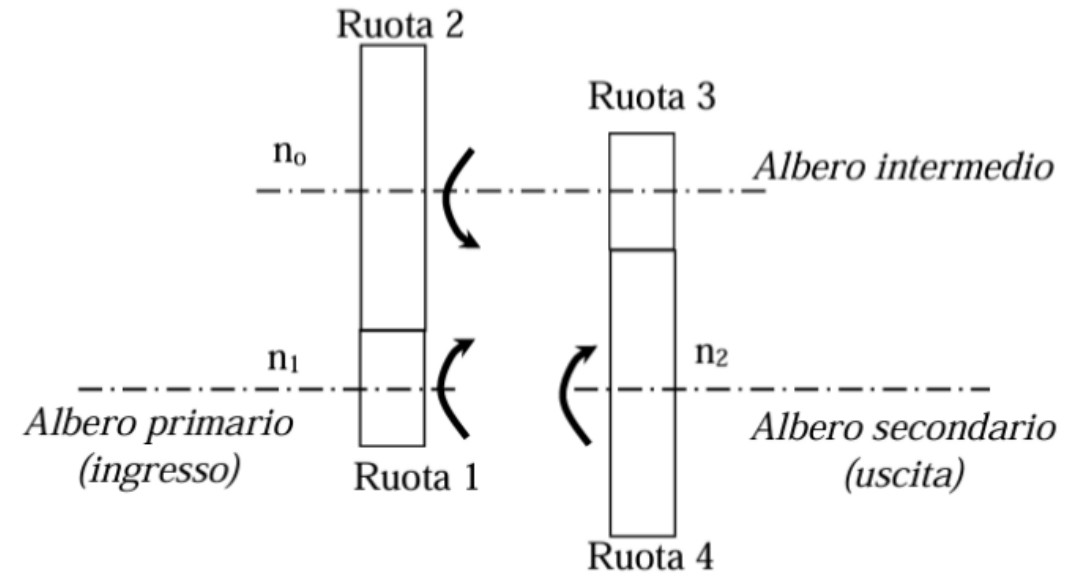
Viene adottato un fattore di servizio $F_s = 1.5$

Rendimento di ogni stadio di 0.96 dovuto alle ruote e ai cuscinetti.

Riduzione degli ingombri

- $\tau_{12} = \tau_{34}$

$$P = M \cdot n \cdot \frac{2\pi}{60}$$



Albero	Momento [Nm]	Velocità di rotazione [rpm]	Potenza [kW]
Albero 1	98,2	2883	29.66
Albero 0	292	930	28.47
Albero 2	870	300	27.33

Ruote dentate dimensionate secondo normativa ISO 6336

- Rottura per fatica a base dente
- Pitting sul petto del dente

Stesso modulo per tutte le ruote.

Profilo della ruota dentata di tipo B ISO-53:1998.

- Angolo di pressione $\alpha = 20^\circ$
- Addendum pari al modulo, dedendum pari a 1.25 il modulo

Denti dei pignoni: $z_1 = z_3 = 20$

Denti delle ruote condotte: $z_2 = z_4 = 62$

$$\tau_{12} = \tau_{34} = 3.1 \quad \tau_{tot} = 9.61$$

Acciaio cementato 16CrNi4

Flessione a base dente: $\sigma_F \leq \sigma_{FP,3} = 646 \text{ MPa}$

Fatica a pitting: $\sigma_H \leq \sigma_{HP,3} = 1194 \text{ MPa}$

$$m \geq 3.01 \text{ mm}$$

$$m \geq 3.29 \text{ mm}$$

Modulo scelto tra quelli unificati

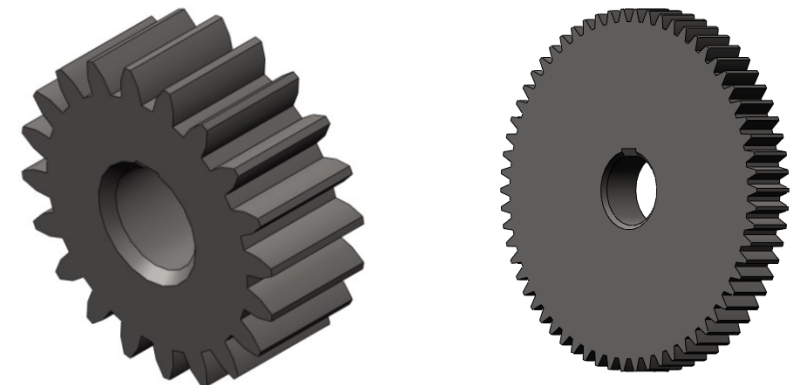
$$m = 4 \text{ mm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_0}{\lambda_3 z_3 \sigma_{FP}} Y_{F,3} Y_{S,3} Y_{B,3} K_{F\beta,3}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_{B,3} Z_{H,3} Z_{E,3}}{z_3 \sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \left(\frac{2M_0}{\lambda_3}\right) \cdot \frac{\tau_{34} + 1}{\tau_{34}} \cdot K_{H\beta,3}}$$

Durata minima di 40000 ore con una probabilità di sopravvivenza del 99%

Ruota	Numero denti z	Modulo m [mm]	Diametro primitivo [mm]	λ	Larghezza b [mm]	Interasse [mm]
1	20	4	80	8	32	164
2	62	4	248	8	32	
3	20	4	80	11	44	164
4	62	4	248	11	44	



Lunghezze degli alberi

$$l = (3:4) \cdot b = 4 \cdot b$$

$$l_0 = l_1 + l_2 + 50 \text{ mm}$$

Albero	Lunghezza
1	130 mm
2	180 mm
0	360 mm

Materiale: C60 bonificato secondo la norma UNI 7845

- Momento torcente M_t
- Momento flettente M_f

$$F_t = \frac{2M_t}{D_p}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan 20$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

$$M_f = \frac{F \cdot l}{4}$$

Per l'albero intermedio si analizzano le forze sui due piani

Tensione ammissibile e coefficiente di sicurezza.

- $\nu_S = 5 \div 7$ per alberi tozzi $l/d < 4$
- $\nu_S = 9 \div 11$ per alberi snelli $l/d > 4$

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_S}{\nu_S}$$

Calcolo del diametro $d = \left(\sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_f}{\pi \sigma_{amm}} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \sigma_{amm}} \right)^2} \right)^{1/3}$

$$\sigma_{id,VM} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{Mt}^2}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{\frac{\pi}{32} d^3}$$

$$\tau_{Mt} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\frac{\pi}{16} d^3}$$

Verifica delle ipotesi:

- Ricalcolo del coefficiente di sicurezza con il valore di diametro scelto.
- Verifica sull'ipotesi di albero snello o tozzo.
- Verifica della scelta delle tensioni di rottura e snervamento in base al diametro.

Albero	d [mm]	σ_S [MPa]	σ_f [MPa]	τ_{Mt} [MPa]	$\sigma_{id,VM}$ [MPa]	ν_S	Tipo
Ingresso	28	530	39.4	22.8	55.8	9.5	Snello
Intermedio	50	450	40.3	11.9	45.3	9.9	Snello
Uscita	50	450	27.4	35.4	67.2	6.7	Tozzo

Combinazione di un cuscinetto a rulli e uno a sfere per garantire l'isostaticità.

Durata dei cuscinetti $L_{10h} = 40000$ ore che in milioni di cicli $L_{10} = \frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}$

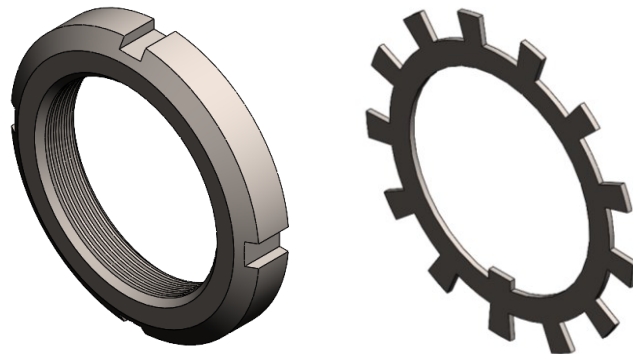
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow \text{coefficiente di carico dinamico } C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{p}}$$

$p = 3$ se il cuscinetto è a sfere
 $p = \frac{10}{3}$ se il cuscinetto è a rulli

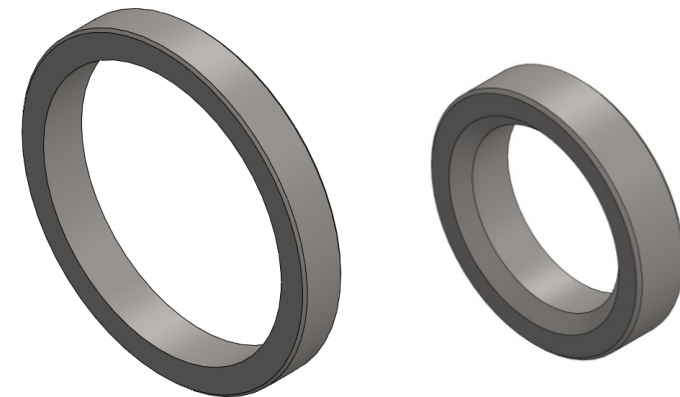


Albero	Tipo	p	L_{10} [milioni di cicli]	P [N]	$C_{richiesto}$ [kN]	Cuscinetto	$C_{cuscinetto}$ [kN]
Ingresso	Rulli	10/3	6919	1307	18.5	SKF NU 203 ECP	20
	Sfere	3	6919	1307	24.9	SKF 6306	29.6
Intermedio	Rulli	10/3	2232	5494	55.5	SKF NU 2306 ECP	83
	Sfere	3	2232	1372	17.9	SKF 6206 ETN9	23.4
Uscita	Rulli	10/3	720	3733	26.9	SKF NU 1007 ECP	41.5
	Sfere	3	720	3733	33.5	SKF 6210	37.1

Ghiere e rosette



Distanziali



Le linguette hanno dimensioni normate dalla norma UNI 6604-69 → linguetta di tipo A
La lunghezza della linguetta va dimensionata in base al carico che deve portare

Materiale: C60 bonificato

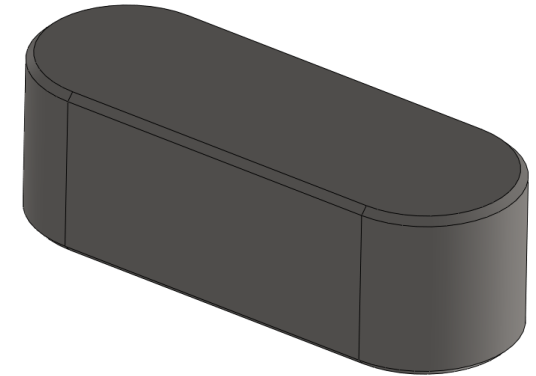
- Fusibile meccanico

$$\nu_S = 1.5 \text{ e } p_{amm} = 90 \text{ MPa (75:100 MPa)}$$

$$p = \frac{F}{A} = \left(\frac{M_t}{\frac{d}{2}} \right) \cdot \frac{1}{t_1 \cdot l} \leq p_{amm}$$

Calcolo della lunghezza: $l \geq \frac{2M_t}{d} \cdot \frac{1000}{t_1 p_{amm}}$

Verifica a taglio della linguetta: $\tau = \frac{F}{A} = \left(\frac{M_t}{\frac{d}{2}} \right) \cdot \frac{1}{b \cdot l} \leq \tau_{amm}$ $\tau_{amm} = \frac{\sigma_S}{\sqrt{3} \cdot \nu_S}$



Albero	d [mm]	σ_S [MPa]	t_1 [mm]	b [mm]	h [mm]	M_t [Nm]	l_{calc} [mm]	l_{ass} [mm]	τ_{amm} [MPa]	τ [MPa]	Numero linguette
Ingresso	28	590	4	8	7	98,2	19.5	22	227	39.9	1
Intermedio	50	530	5.5	14	9	292	23.6	25	204	33.4	1
Uscita	50	530	5.5	14	9	870	70.3	36	204	34.5	2

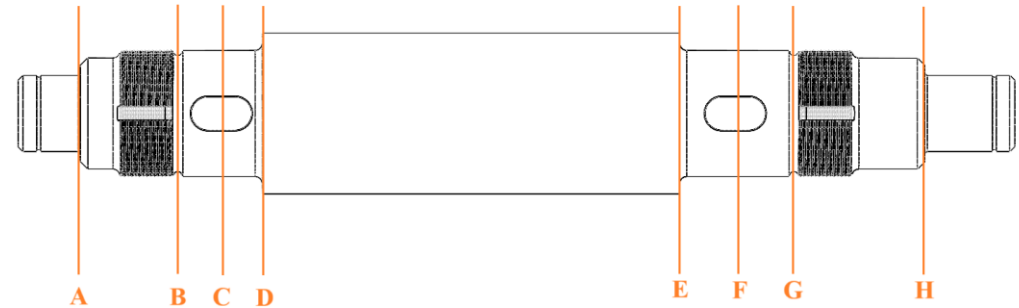
Verifiche statiche delle sezioni evidenziate.
Si calcolano i parametri della sollecitazione.

$$W_f = \frac{\pi}{32} d^3 \quad \sigma_f = \frac{M_f}{W_f}$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} d^3 \quad \tau_{Mt} = \frac{M_t}{W_t}$$

$$\sigma_{id,VM} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_{Mt}^2}$$

$$v_S = \frac{\sigma_S}{\sigma_{id,VM}} > 1.5$$



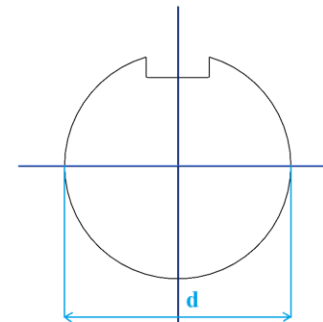
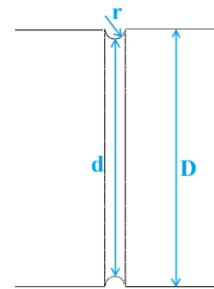
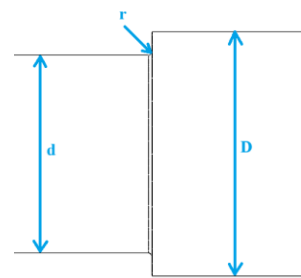
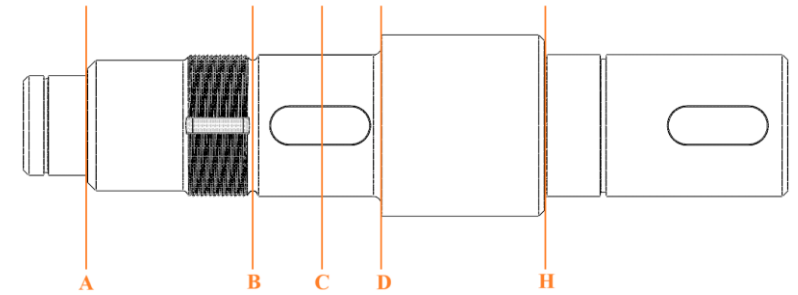
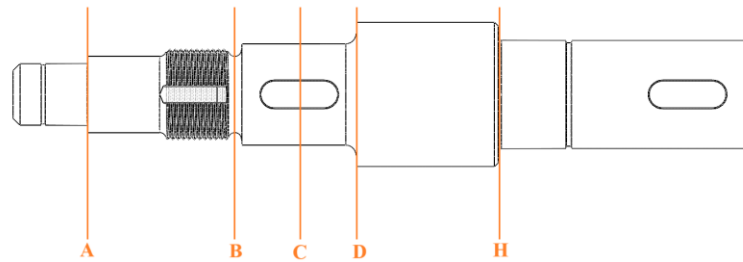
Verifiche a fatica.

- Geometria
- Parametri correttivi
- Flessione rotante

$$\sigma_{a,\infty,-1} = 0.5 \cdot \sigma_R$$

$$\sigma_{a,\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a,\infty,-1}}{K_d K_l K_f K_v}$$

$$v_f = \frac{\sigma_{a,\infty,-1}^*}{\sigma_f} \geq 1.6$$



$$K_f = 1 + q(K_{tn} - 1)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}}$$

ALBERO D'INGRESSO

	M_t [Nmm]	M_f [Nmm]	d [mm]	W_f [mm ³]	σ_f [MPa]	W_t [mm ³]	τ_{Mt} [MPa]	$\sigma_{id,VM}$ [MPa]	v_s	D [mm]	r [mm]	K_d	K_l	K_{tn}	K_f	a [mm]	q	$\sigma_{a,\infty,-1}^*$ [MPa]	v_f
A	0	7839	17	482	16,25	965	0	16,25	32,6	21	0,3	1,08	1,07	2,78	2,18	0,151	0,6652	154,52	9,5
B	0	61406	21	909	67,54	1818	0	67,54	7,8	28	2	1,11	1,2	2,07	2,07	—	—	141,45	2,1
C	98232	84923	28	2155	39,40	4310	22,79	55,78	9,5	—	—	1,15	1,2	—	2,08	—	—	135,87	3,4
D	98232	64019	28	2155	29,71	4310	22,79	49,40	10,7	40	3	1,15	1,07	1,66	1,66	—	—	190,93	6,4
H	98232	12412	30	2651	4,68	5301	18,53	32,43	16,3	38	1	1,16	1,07	2,34	2,16	0,151	0,8688	145,19	31,0

ALBERO INTERMEDIO

	M_t [Nmm]	M_f [Nmm]	d [mm]	W_f [mm ³]	σ_f [MPa]	W_t [mm ³]	τ_{Mt} [MPa]	$\sigma_{id,VM}$ [MPa]	v_s	D [mm]	r [mm]	K_d	K_l	K_{tn}	K_f	a [mm]	q	$\sigma_{a,\infty,-1}^*$ [MPa]	v_f
A	0	10976	30	2651	4,14	5301	0	4,14	108,7	38	1	1,16	1,06	2,32	2,13	0,163	0,8598	140,94	34,0
B	0	64485	46	9556	6,75	19112	0	6,75	66,7	50	2	1,22	1,18	2,42	2,42	—	—	106,20	15,7
C	292342	89182	50	12272	7,27	24544	11,91	21,87	20,6	—	—	1,24	1,18	—	2,05	—	—	123,35	17,0
D	292342	101383	50	12272	8,26	24544	11,91	22,22	20,2	64	3	1,24	1,06	1,92	1,92	—	—	146,61	17,7
E	292342	444549	50	12272	36,23	24544	11,91	41,69	10,8	64	3	1,24	1,06	1,92	1,92	—	—	146,61	4,0
F	292342	494473	50	12272	40,29	24544	11,91	45,27	9,9	—	—	1,24	1,18	—	2,05	—	—	123,35	3,1
G	0	362614	46	9556	37,95	19112	0	37,95	11,9	50	2	1,22	1,18	2,42	2,42	—	—	106,20	2,8
H	0	74171	30	2651	27,98	5301	0	27,98	16,1	38	1	1,16	1,06	2,32	2,13	0,163	0,8598	140,94	5,0

ALBERO D'USCITA

	M_t [Nmm]	M_f [Nmm]	d [mm]	W_f [mm ³]	σ_f [MPa]	W_t [mm ³]	τ_{Mt} [MPa]	$\sigma_{id,VM}$ [MPa]	v_s	D [mm]	r [mm]	K_d	K_l	K_{tn}	K_f	a [mm]	q	$\sigma_{a,\infty,-1}^*$ [MPa]	v_f
A	0	26131	35	4209	6,21	8418	0	6,21	72,5	40	0,6	1,18	1,06	2,74	2,37	0,163	0,7864	124,91	20,1
B	0	246378	46	9556	25,78	19112	0	25,78	17,5	50	2	1,22	1,18	1,86	1,86	—	—	138,18	5,4
C	870000	335970	50	12272	27,38	24544	35,45	67,22	6,7	—	—	1,24	1,18	—	2,05	—	—	123,35	4,5
D	870000	253844	50	12272	20,69	24544	35,45	64,79	6,9	64	3	1,24	1,06	1,93	1,93	—	—	145,85	7,1
H	870000	37330	50	12272	3,04	24544	35,45	61,47	7,3	60	1	1,24	1,06	2,62	2,39	0,163	0,8598	117,64	38,7

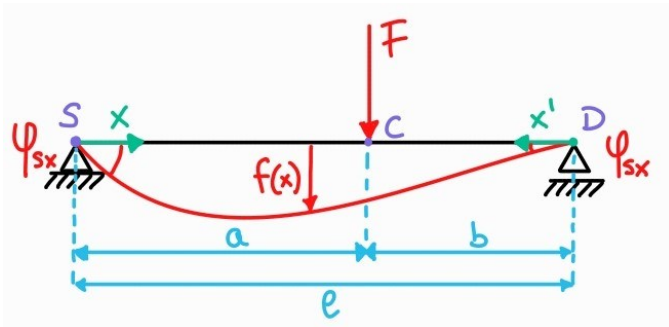
Per garantire il corretto funzionamento nelle condizioni applicative.

- Limiti imposti per garantire l'ingranamento delle ruote
- Limiti dati dai cuscinetti, specificati dal costruttore

Integrazione della linea elastica

$$\frac{d^2 f}{dx^2} = -\frac{M_f(x)}{E \cdot J(x)}$$

Diametro equivalente coincide con quello sotto le ruote $J_{eq} = \frac{\pi}{64} d^4$



$$f(x) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{E \cdot J_{eq}} \cdot \frac{a^2 b^2}{l} \cdot \left(\frac{2x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 b} \right)$$

$$f(x') = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{E \cdot J_{eq}} \cdot \frac{a^2 b^2}{l} \cdot \left(\frac{2x'}{b} + \frac{x'}{a} - \frac{x'^3}{b^2 a} \right)$$

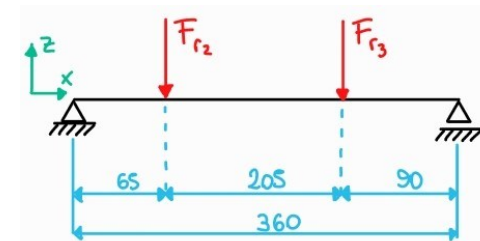
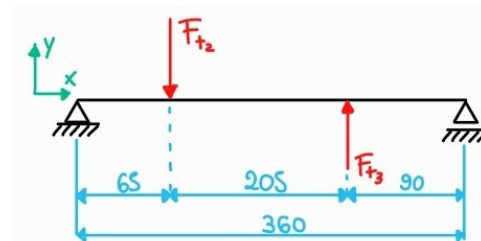
$$\varphi_{Sx} = \frac{F \cdot b \cdot (l^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot l}$$

$$\varphi_{Dx} = -\frac{F \cdot a \cdot (l^2 - a^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot l}$$

Valori massimi per la deformazione:

- Deformazione radiale: $f_{lim} = 0.127 \text{ mm}$
- Rotazione dei cuscinetti a sfere: $\varphi_{lim} = 10'$
- Rotazione dei cuscinetti a rulli: $\varphi_{lim} = 3'$

Per l'albero intermedio si scompongono le forze su due piani.



ALBERO INTERMEDIO

PIANO XY			
$f_{2,XY'}$	$f_{3,XY'}$	$\varphi_{SX,XY'}$	$\varphi_{DX,XY'}$
$1.27 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$1.19 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2.17 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$	$-1.41 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
$f_{2,XY''}$	$f_{3,XY''}$	$\varphi_{SX,XY''}$	$\varphi_{DX,XY''}$
$-3.67 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$-6.32 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$-5.85 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$	$8.20 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
$f_{2,XY}$	$f_{3,XY}$	$\varphi_{SX,XY}$	$\varphi_{DX,XY}$
$-2.40 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$-5.14 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$-3.69 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$	$6.79 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
PIANO XZ			
$f_{2,XZ'}$	$f_{3,XZ''}$	$\varphi_{SX,XZ'}$	$\varphi_{DX,XZ'}$
$4.62 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$4.31 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$7.89 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$	$-5.12 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$
$f_{2,XZ''}$	$f_{3,XZ''}$	$\varphi_{SX,XZ''}$	$\varphi_{DX,XZ''}$
$1.34 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2.30 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2.13 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$	$-2.98 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
$f_{2,XZ}$	$f_{3,XZ}$	$\varphi_{SX,XZ}$	$\varphi_{DX,XZ}$
$1.80 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2.73 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2.92 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$	$-3.50 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
f_2	f_3	φ_{SX}	φ_{DX}
0.030 mm	0.058 mm	$4.70 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$	$7.64 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
f_{lim}	f_{lim}	φ_{SX_lim}	φ_{DX_lim}
0.127 mm	0.127 mm	$2.91 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$8.73 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$

ALBERO D'INGRESSO

f	φ
0.019 mm	$4.44 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
f_{lim}	φ_{lim}
0.127 mm	$8.73 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$

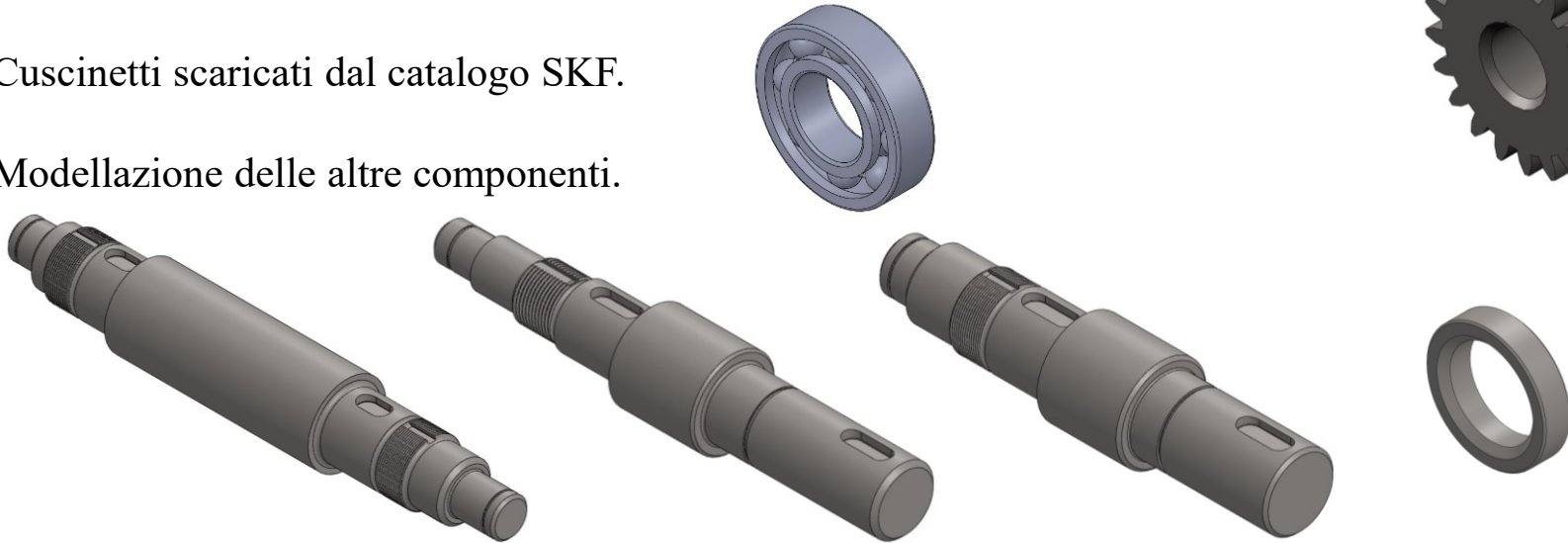
ALBERO D'USCITA

f	φ
0.014 mm	$2.39 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
f_{lim}	φ_{lim}
0.127 mm	$8.73 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$

Solidworks come software per la modellazione → utilizzo del Toolbox

Cuscinetti scaricati dal catalogo SKF.

Modellazione delle altre componenti.



Modellazione della cassa e delle varie sue componenti → assemblaggio dell'assieme.

- Contenere gli ingombri
- Dare sostegno ai cuscinetti.

