

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

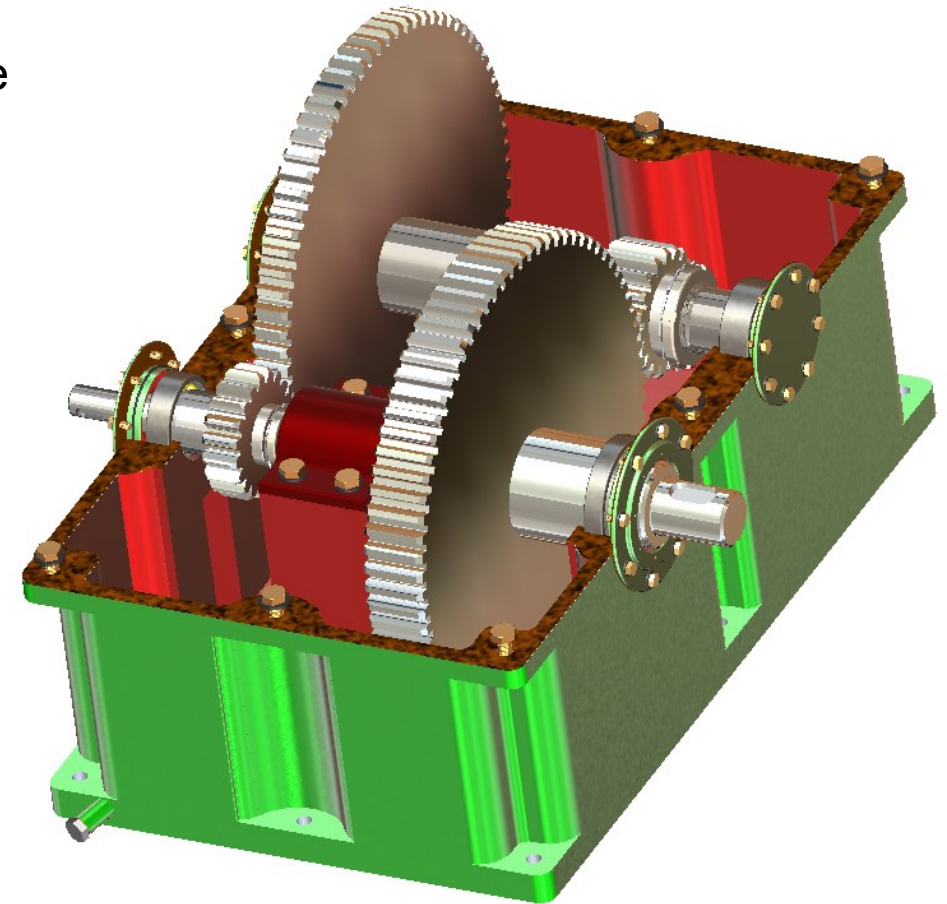
Tutor universitario: prof. Alberto Campagnolo

Laureando: *Andrea Castagna*

Padova, 17/07/2023

- Il riduttore:  riduce la velocità di rotazione dell'albero di uscita
 rende la coppia in uscita maggiore di quella in ingresso

- Progettazione delle ruote dentate con normativa ISO 6336 e confronto con formula di Lewis
- Progettazione completa degli alberi
- Verifica degli alberi con normativa CNR UNI 10011
- Scelta e verifica di cuscinetti e linguette
- Scelta dei componenti complementari
- Modellazione 3D di tutti i componenti
- Modellazione 3D della cassa



- Riduttore bistadio di serie ad ingranaggi cilindrici a denti dritti
- Assi di ingresso e uscita coassiali
- Ruolo del riduttore: collegare coassialmente un motore elettrico ad un nastro trasportatore
- ingranaggi alloggiati all'interno di una scatola comune, con coperchio smontabile

- Obiettivi:
- Contenere i costi
 - Ridurre gli ingombri: $\tau_{12} = \tau_{34}$

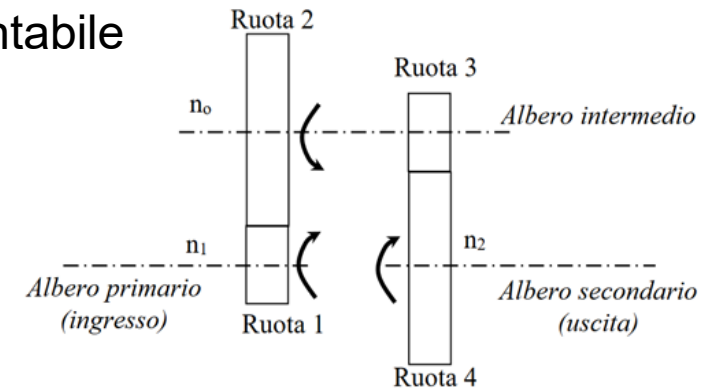
Dati di progetto:

Coppia nominale: $M_{2n} = 610 \text{ N} \cdot \text{m}$

Velocità di uscita: $n_2 = 60 \text{ giri/min}$

Rapporto di trasmissione totale: $\tau_{tot} = \frac{n_1}{n_2} = 16,5$

Fattore di servizio: $F_s = 1,5$



<https://blog.transtecno.com/motoriduttori-e-riduttori-per-nastri-trasportatori>

- $M_2 = M_{2n} * F_S = 915 N*m$

- Da n_2 si ricava $\omega_2 = \frac{\pi * n_2}{30}$

- $\omega_2 = \frac{\pi * n_2}{30} = 6.28 rad/s$

- $P_2 = M_2 * \omega_2 = 5746.2 W$



<https://www.tecnicaindustriale.it/motori-elettrici-htmotor/motori-elettrici/>

- La velocità di sincronismo “n” si calcola nel modo seguente: $n = 60 * \frac{f}{p}$

- Rendimento per ogni coppia di ruote dentate: $\eta_{12} = \eta_{34} = 0.98$

- $P_0 = \frac{P_2}{\eta_{34}} = \frac{5746}{0.98} = 5863 W$

$$T_0 = \frac{P_0}{n_0} = \frac{5863}{25.5} = 229.9 N * m$$

- $P_1 = \frac{P_0}{\eta_{12}} = \frac{5863}{0.98} = 5983 W$

$$T_1 = \frac{P_1}{n_1} = \frac{5983}{103.5} = 57.8 N * m$$

- $n_1 = 989$ giri/min, si sceglie un motore a 6 poli e $n = 1000$ giri/min

Albero	$M_t [N*m]$	ω [rad/s]	P [W]
Ingresso	57,8	103,5	5983
Intermedio	229,9	25,5	5863
Uscita	915	6,28	5746

- Numero di denti per le ruote di diametro inferiore pari a 19 e rapporto $\frac{z_2}{z_1} = \frac{z_4}{z_3} = 4.06$.
- Materiale scelto: acciaio da cementazione 16CrNi4
- Le ruote ingranano a coppie, pertanto: $m_1=m_2$ e $m_3=m_4$ \longrightarrow $m=m_1=m_2=m_3=m_4$
- Progettazione a fatica secondo ISO 6336



1) Fatica per sollecitazioni di flessione alla base del dente: $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$

$$\sigma_{FP,3} = \frac{\sigma_{Flim} * Y_{NT,3} * Y_{ST}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT,3} Y_{RrelT,3} Y_{X,3} Y_{M,3}$$

$m_{min} = 2,29$ mm

(con probabilità di sopravvivenza del 99%)
(Durata minima: 40000 ore)

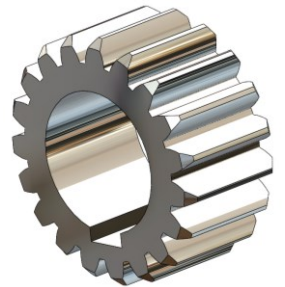
2) Fatica per contatto
 $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$

$$\sigma_{HP,3} = \frac{\sigma_{Hlim} * Z_{NT,3}}{S_{Hmin}} * Z_L * Z_R * Z_V * Z_W$$

$m_{min} = 3,26$ mm

$m_{uni} = 4$ mm

Verifica su ruota 3
(Pignone)



Proporzionamento modulare delle ruote:

ADD (addendum) = m DED (dedendum) = $1.25 * m$

ϑ = angolo di pressione (per le ruote unificate si considera $\vartheta = 20^\circ$)

F_t = forza tangenziale (genera coppia) $\longrightarrow F_t = \frac{2 * M_t}{D_p}$

Ipotesi:

- un solo dente in presa
- Forza F applicata alla sommità del dente;
- Si trascura la componente radiale della forza F: F_R
- Sezione critica alla base del dente: $M_f = F_t * h$

$$\sigma_{f \text{ MAX}} \leq \sigma_{ADM,d}$$

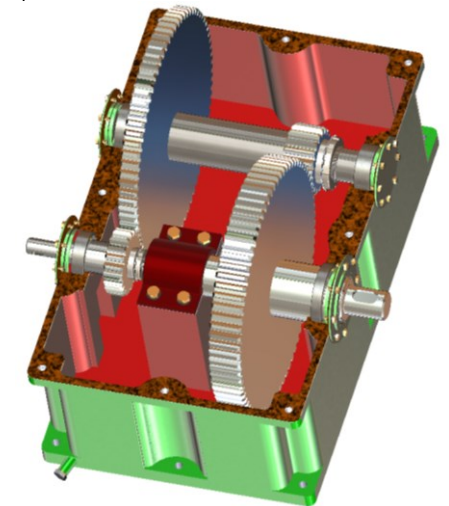
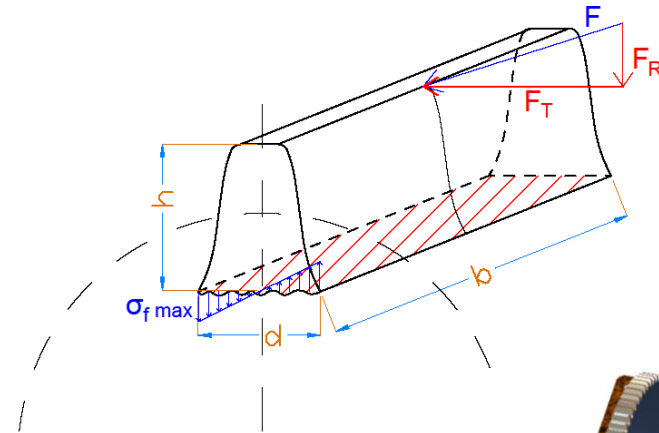
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 * M_t}{\lambda * z * Y * \sigma_{adm,d}}} = 3,62 \quad \longrightarrow \quad m_{uni} \geq m_{min} \quad \longrightarrow \quad m_{uni} = 4 \text{ mm}$$

Dimensionamento mediante formula di Lewis più cautelativo rispetto alla ISO 6336

Il modulo definito da entrambi i metodi risulta in definitiva: $m = 4 \text{ mm}$

I parametri geometrici sono i seguenti:

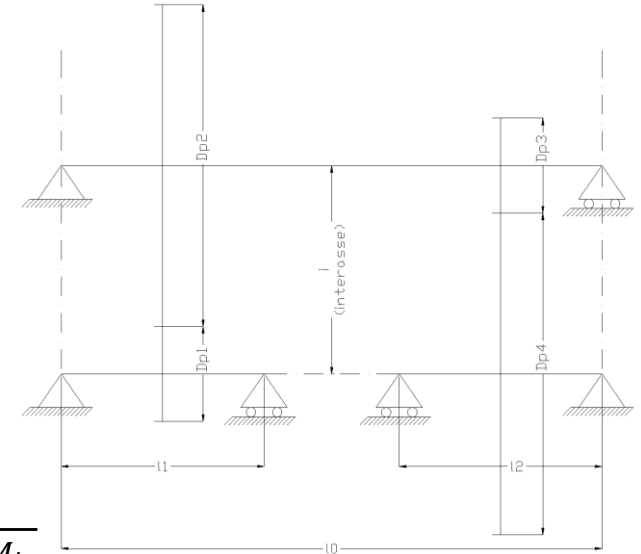
Ruota	z	m [mm]	Dp [mm]	λ	b [mm]	i [mm]
1	19	4	76	6	24	192
2	77	4	308	6	24	
3	19	4	76	10	40	192
4	77	4	308	10	40	



➤ $l = (3 \div 4) * b \Rightarrow l_1 = (3 \div 4) * b_1 \Rightarrow l_1 = (4) * 24 = 96 \text{ mm};$
 $l_2 = (3 \div 4) * b_4 \Rightarrow l_2 = (4) * 40 = 160 \text{ mm};$
 $l_0 = 96 + 160 + 50 = 306 \text{ mm}$

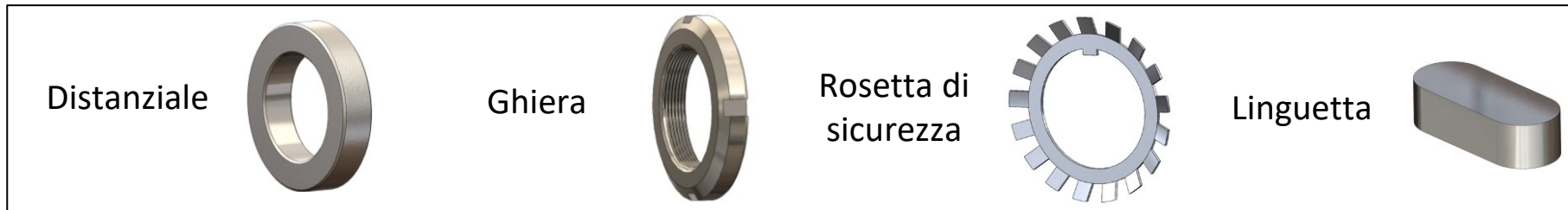
➤ Materiale scelto: C40 Bonificato UNI 7845

- 1) Calcolo della forza: $F_t = 2 \frac{M_t}{D_p}, F_r = F_t \tan \alpha \Rightarrow F = \sqrt{(F_t^2 + F_r^2)}$
- 2) Calcolo del momento flettente: $M_{fmax} = \frac{F * l}{4}$
- 3) Si ipotizza albero snello ($v_{st} = 9 \div 11$) o albero tozzo ($v_{st} = 5 \div 7$)
- 4) Si sceglie un range di diametri $\Rightarrow \sigma_{adm} = \frac{\sigma_s}{v_{st}}, \tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} \quad d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{fmax}}{\pi \sigma_{adm}}}, d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{adm}}}$
- 5) Si verifica che il diametro ottenuto sia compreso nel range di diametri ipotizzato
- 6) Si verifica l'ipotesi di partenza (albero snello: $\frac{l}{d} > 4$ o albero tozzo: $\frac{l}{d} < 4$)
- 7) Si verifica il v_{st} assunto in partenza: $\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{32 M_f}{\pi d^3}, \tau_{Mt} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16 M_t}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_{id, VM} = \sqrt{(\sigma_f^2 + 3\tau_{Mt}^2)}$
- 8) $v_{st} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id, VM}} > v_{st} \text{ assunto} \Rightarrow \text{verificato}$



Albero	d[mm]	σ_R [MPa]	σ_S [MPa]	σ_f [MPa]	τ_{Mt} [MPa]	$\sigma_{id, VM}$ [MPa]	Tipologia	v_{st}
Ingresso	28	640	420	25,02	13,96	34,79	snello	12,07
Intermedio	48	590	370	25,02	10,81	31,25	snello	11,84
Uscita	56	590	370	14,67	25,54	48,25	tozzo	7,67

➤ FISSAGGIO DELLE RUOTE DENTATE:



➤ FISSAGGIO CUSCINETTI:



www.dii.unipd.it

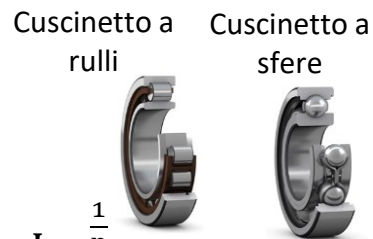
➤ CUSCINETTI (SKF):

❖ Durata imposta: $L_{10h} = 40000 h$

$$L_{10} = \frac{60 * L_{10h} * n}{10^6}$$

❖ C (coefficiente di carico dinamico) = $P * L_{10}^{\frac{1}{p}}$

❖ Bloccaggio cuscinetti → Anelli elastici di tipo A



Albero	Tipologia	L ₁₀ [milioni di giri]	P [N]	p	C [N]	Cuscinetto
1 (ingresso)	sfere	2373	843	3	11238	SKF NU 202 ECP
	rulli	2373	843	3,33	8673	SKF 62/28
0 (intermedio)	sfere	585	1033	3	8638	SKF 6206
	rulli	585	4730	3,33	31990	SKF NU 2206 ECP
2 (uscita)	sfere	144	3120	3	16354	SKF 61911
	rulli	144	3120	3,33	13857	SKF NU 1007 ECP

➤ LINGUETTE:

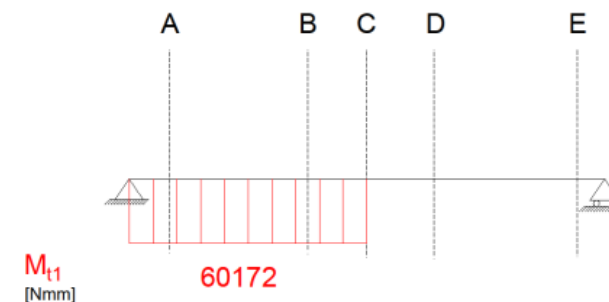
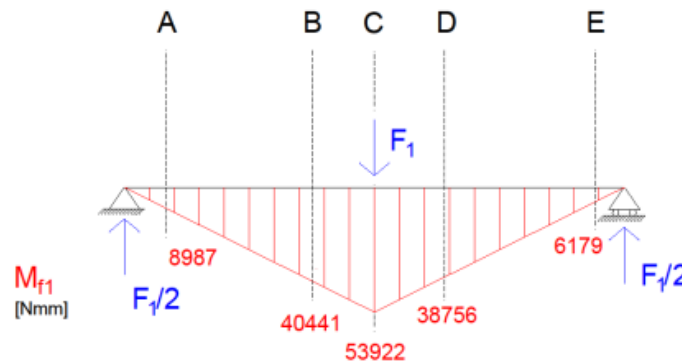
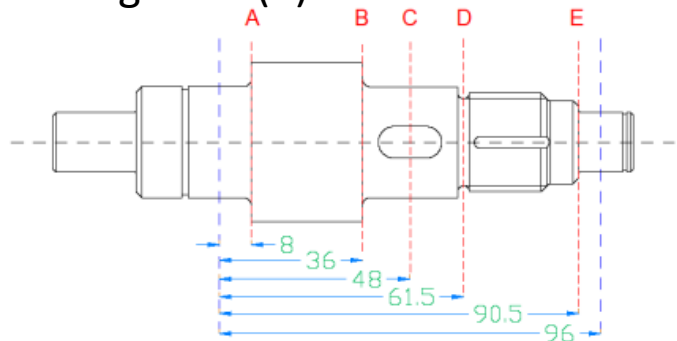
Materiale: C35 bonificato

Lunghezza: $l \geq \frac{2 * M_t}{d * t * p_{amm}}$

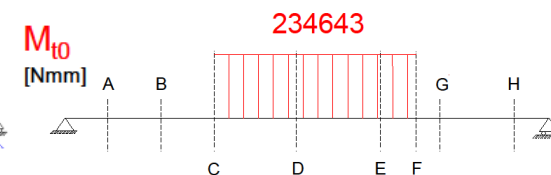
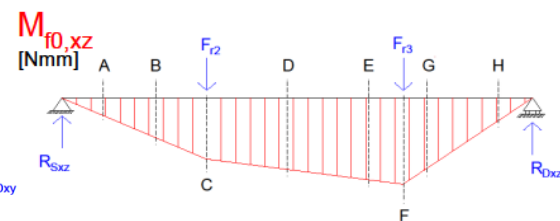
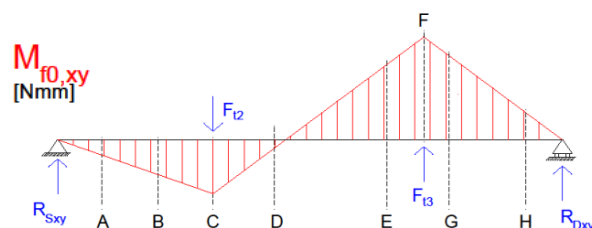
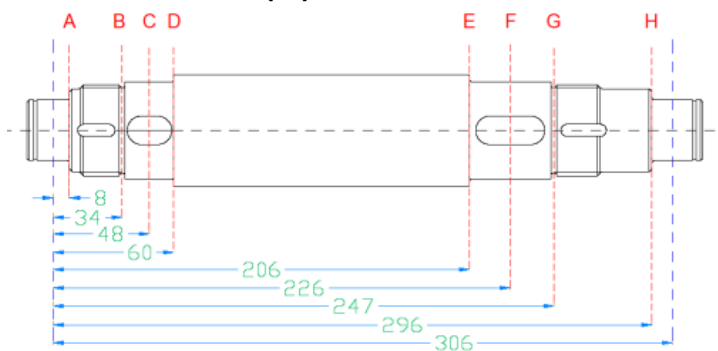
Verifica a taglio: $\tau = \frac{2 * M_t}{d * b * l}$

Albero	Diametro (albero) [mm]	Linguetta [mm]	t ₁ [mm]	t ₂ [mm]	L (calcolata) [mm]	L (assunta) [mm]	n° linguette	τ [MPa]	τ _{amm} [MPa]
1 (ingresso)	28	b x h = 8 x 7	4	3,3	11,94	12	1	44,77	180,9
0 (intermedio)	48	b x h = 14 x 9	5,5	3,8	19,75	20	1	34,91	150,11
2 (uscita)	56	b x h = 16 x 10	6	4,3	60,52	32	2	33,48	150,11

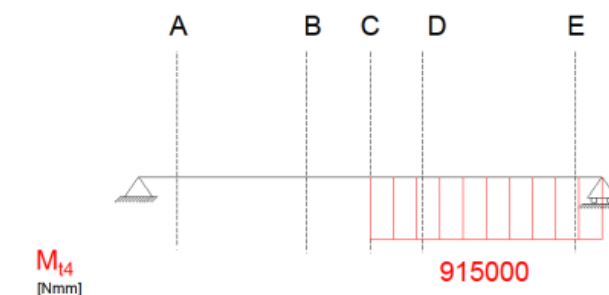
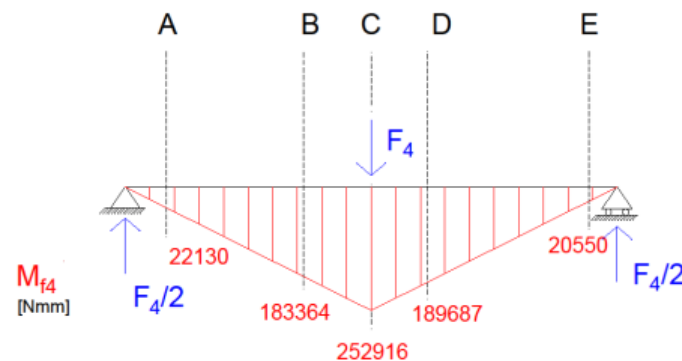
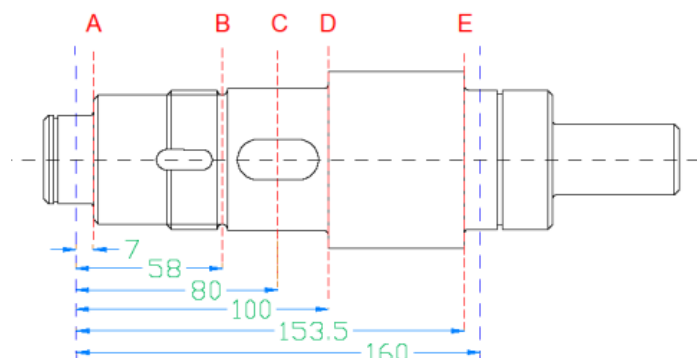
Albero di ingresso (1)



Albero intermedio (0)



Albero di uscita (2)



$$W_f = \frac{\pi}{32} \phi^3$$



$$W_t = \frac{\pi}{16} \phi^3$$



$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f}$$



$$\tau_f = \frac{M_t}{W_t}$$



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



$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id,VM}}$$

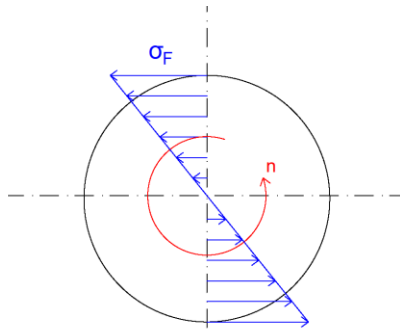
ALBERO DI INGRESSO									
SEZIONI:	DIAMETRO [mm]	Mf [Nmm]	Mt [Nmm]	Wf [mm ³]	Wt [mm ³]	σF [MPa]	τ Mt [MPa]	σ id VM [MPa]	v s
A-A	28,0	8987,0	60172,0	2155,1	4310,3	4,2	14,0	24,5	15,1
B-B	28,0	40441,0	60172,0	2155,1	4310,3	18,8	14,0	30,6	12,1
C-C	28,0	53922,0	60172,0	2155,1	4310,3	25,0	14,0	34,8	10,6
D-D	22,0	38756,0	0,0	1045,4	2090,7	37,1	0,0	37,1	10,0
E-E	15,0	6179,0	0,0	331,3	662,7	18,6	0,0	18,6	19,8

ALBERO INTERMEDIO									
SEZIONI:	DIAMETRO [mm]	Mf tot [Nmm]	Mt [Nmm]	Wf [mm ³]	Wt [mm ³]	σF [Mpa]	τMt [MPa]	σ id VM [MPa]	v s
A-A	30,0	11017,7	0,0	2650,7	5301,4	4,2	0,0	4,2	89,0
B-B	42,0	46825,4	0,0	7273,6	14547,1	6,4	0,0	6,4	57,5
C-C	48,0	66106,5	234643,2	10857,3	21714,7	6,1	10,8	19,7	18,8
D-D	60,0	15342,1	234643,2	21205,8	42411,5	0,7	5,5	9,6	38,5
E-E	60,0	297078,4	234643,2	21205,8	42411,5	14,0	5,5	17,0	21,8
F-F	48,0	378421,6	234643,2	10857,3	21714,7	34,9	10,8	39,6	9,4
G-G	42,0	279085,9	0,0	7273,6	14547,1	38,4	0,0	38,4	9,6
H-H	30,0	47302,7	0,0	2650,7	5301,4	17,8	0,0	17,8	20,7

ALBERO DI USCITA									
SEZIONI:	DIAMETRO [mm]	Mf [Nmm]	Mt [Nmm]	Wf [mm ³]	Wt [mm ³]	σF [MPa]	τMt [MPa]	σ id VM [MPa]	v s
A-A	35,0	22130,0	0,0	4209,2	8418,5	5,3	0,0	5,3	79,9
B-B	51,0	183364,0	0,0	13023,0	26046,0	14,1	0,0	14,1	26,3
C-C	56,0	252916,0	915000,0	17241,1	34482,1	14,7	26,5	48,2	7,7
D-D	56,0	189687,0	915000,0	17241,1	34482,1	11,0	26,5	47,3	7,8
E-E	55,0	20550,0	915000,0	16333,8	32667,7	1,3	28,0	48,5	7,6

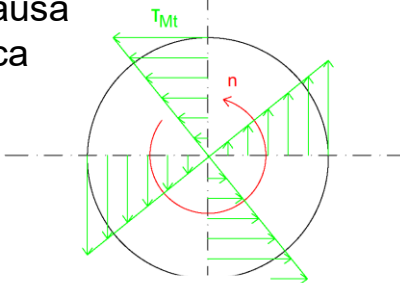
Caso flessione
rotante:

$$\sigma_{a\infty,-1} = 0.5 * \sigma_r$$

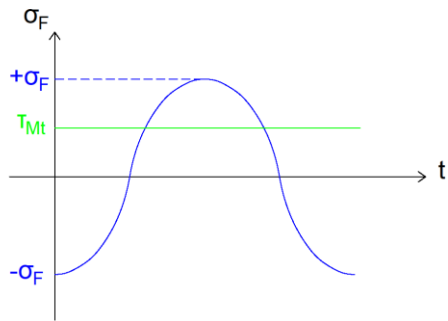


ALBERO DI INGRESSO															
SEZIO	d	D	R [mm]	D/d	R/d	k _{tn}	k _d	k _l	a	q	k _f	$\sigma_{a\infty,-1}$ [MPa]	$\sigma_{a\infty,-1}^*$ [MPa]	σ_F [MPa]	vf
NI:	[mm]	[mm]													
A-A	28,00	40,00	1,00	1,43	0,04	2,40	1,15	1,05	0,19	0,84	2,17	320,00	121,93	4,17	29,24
B-B	28,00	40,00	3,00	1,43	0,11	2,40	1,15	1,05	-	-	2,40	320,00	110,42	18,76	5,88
C-C	28,00	-	0,00	-	-	-	1,15	1,35	-	-	1,77	320,00	116,45	25,02	4,65
D-D	22,00	28,00	1,50	1,27	0,07	2,37	1,12	1,35	0,19	0,89	2,21	320,00	95,60	37,07	2,58
E-E	15,00	21,00	1,00	1,40	0,07	2,42	1,07	1,05	0,18	0,85	2,21	350,00	141,06	18,65	7,56

τ_{Mt} è costante e non causa
problemi legati alla fatica



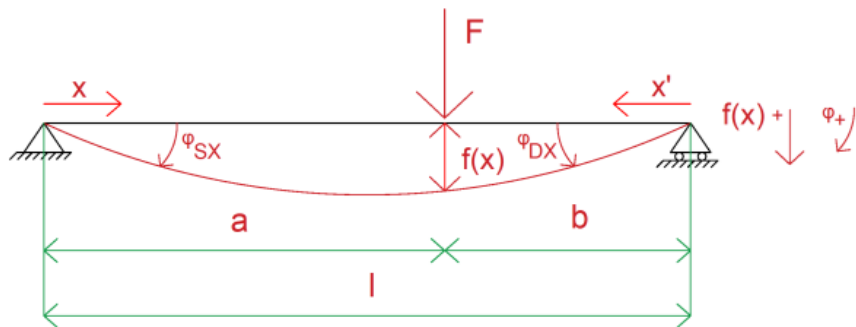
ALBERO INTERMEDIO															
SEZIO	d	D	R [mm]	D/d	R/d	k _{tn}	k _d	k _l	a	q	k _f	$\sigma_{a\infty,-1}$ [MPa]	$\sigma_{a\infty,-1}^*$ [MPa]	σ_F [MPa]	vf
NI:	[mm]	[mm]													
A-A	30,00	41,00	1,00	1,37	0,03	2,44	1,16	1,05	0,19	0,84	2,21	320,00	119,04	4,16	28,64
B-B	42,00	48,00	1,50	1,14	0,04	2,70	1,20	1,16	0,22	0,87	2,49	295,00	85,28	6,44	13,25
C-C	48,00	-	0,00	-	-	-	1,23	1,16	-	-	1,75	295,00	118,15	6,09	19,40
D-D	48,00	55,00	3,00	1,15	0,06	1,83	1,23	1,02	-	-	1,83	295,00	128,49	0,72	177,60
E-E	48,00	55,00	3,00	1,15	0,06	1,83	1,23	1,02	-	-	1,83	295,00	128,49	14,01	9,17
F-F	48,00	-	0,00	-	-	-	1,23	1,16	-	-	1,75	320,00	128,16	34,85	3,68
G-G	42,00	48,00	1,50	1,14	0,04	2,70	1,20	1,16	0,22	0,87	2,49	295,00	85,28	38,37	2,22
H-H	30,00	41,00	1,00	1,37	0,03	2,44	1,16	1,05	0,19	0,84	2,21	320,00	119,04	17,85	6,67



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

ALBERO DI USCITA															
SEZIO	d	D	R [mm]	D/d	R/d	k _{tn}	k _d	k _l	a	q	k _f	$\sigma_{a\infty,-1}$ [MPa]	$\sigma_{a\infty,-1}^*$ [MPa]	σ_F [MPa]	vf
NI:	[mm]	[mm]													
A-A	35,00	51,00	1,00	1,46	0,03	2,52	1,19	1,05	0,19	0,84	2,27	320,00	112,62	5,26	21,42
B-B	51,00	56,00	2,00	1,10	0,04	2,52	1,23	1,16	-	-	2,52	295,00	82,05	14,08	5,83
C-C	56,00	-	0,00	-	-	-	1,25	1,16	-	-	1,72	295,00	118,28	14,67	8,06
D-D	56,00	70,00	3,00	1,25	0,05	2,40	1,25	1,02	-	-	2,40	295,00	96,41	11,00	8,76
E-E	55,00	70,00	1,00	1,27	0,02	2,67	1,24	1,02	0,22	0,82	2,37	295,00	98,32	1,26	78,15

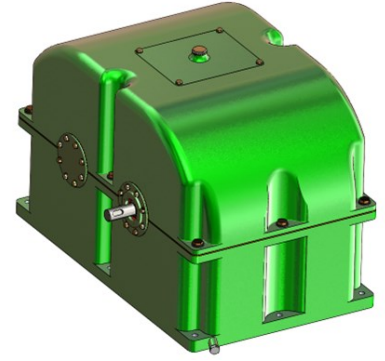
Metodo dell'integrazione della linea elastica: $\frac{d^2 n}{dx^2} = - \frac{Mf(x)}{E * J}$



ALBERO DI INGRESSO		
f1 [mm]	φsx [rad]	φdx [rad]
0,00500	0,00016	0,00016
f1 max [mm]	φsx max [rad]	φdx max [rad]
0,12700	0,00291	0,00087

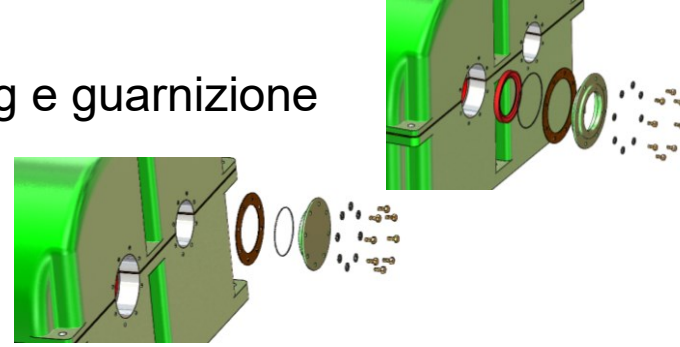
ALBERO DI USCITA		
f4 [mm]	φsx [rad]	φdx [rad]
0,00543	0,00011	0,00011
f4 max [mm]	φsx max [rad]	φdx max [rad]
0,12700	0,00087	0,00291

ALBERO INTERMEDIO			
PIANO X-Y			
f2 xy' [mm]	f3 xy' [mm]	φs xy' [rad]	φd xy' [rad]
0,00474	0,11572	0,00011	-0,00060
f2 xy'' [mm]	f3 xy'' [mm]	φs xy'' [rad]	φd xy'' [rad]
0,02043	-0,02164	0,00044	-0,00007
f2 xy tot [mm]	f3 xy tot [mm]	φs xy tot [rad]	φd xy tot [rad]
0,02518	0,09408	0,00055	-0,00067
PIANO X-Z			
f2 xz' [mm]	f3 xz' [mm]	φs xz' [rad]	φd xz' [rad]
0,00173	0,01491	0,00004	-0,00022
f2 xz'' [mm]	f3 xz'' [mm]	φs xz'' [rad]	φd xz'' [rad]
0,00744	-0,00787	0,00016	-0,00002
f2 xz tot [mm]	f3 xz tot [mm]	φs xz tot [rad]	φd xz tot [rad]
0,00916	0,00703	0,00020	-0,00024
RISULTANTI			
f2 tot [mm]	f3 tot [mm]	φs tot [rad]	φd tot [rad]
0,02679	0,09434	0,00058	0,00071
f2 max [mm]	f3 max [mm]	φs max [rad]	φd max [rad]
0,12700	0,12700	0,00291	0,00087



- Funzioni della cassa:
- mantenere gli organi nella posizione corretta per il loro funzionamento
 - permettere una corretta lubrificazione evitando la fuoriuscita del fluido *lubrorefrigerante*.

- coperchi (alberi di ingresso e uscita): paraolio, O-ring e guarnizione

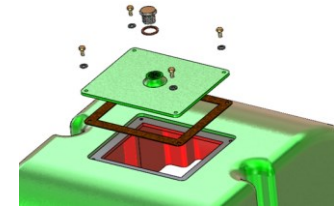


- coperchi (albero intermedio): O-ring e guarnizione

- Inclinazione interna del fondo per convogliare l'olio esausto verso il foro di uscita



- Coperchio di ispezione con relativo tappo per l'immissione dell'olio



- Tappo filettato con magnete per trattenere l'eventuale limatura ferrosa



- Spessori maggiori in concomitanza degli alloggiamenti dei cuscinetti e nei punti in cui sono presenti i fori di fissaggio

