

# Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale  
Relazione per la prova finale di  
Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

## DIMENSIONAMENTO E MODELLAZIONE CAD 3D DI UN RIDUTTORE AD INGRANAGGI

Tutor universitario: Prof. Alberto Campagnolo

Laureando: Giovanni Ballo

Padova, 14/07/2022



---

Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad  
ingranaggi  
*Giovanni Ballo*

# INTRODUZIONE

- **Obiettivo del lavoro:**

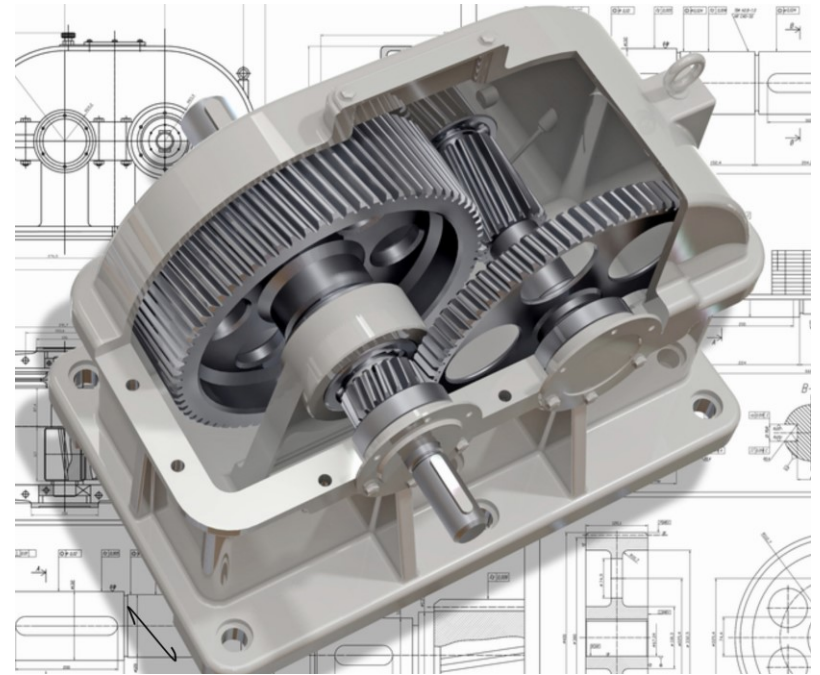
- Dimensionamento di un riduttore ad ingranaggi e modellazione.

- **Fasi del lavoro**

- Fase preliminare
- Dimensionamento ruote dentate
- Pre dimensionamento statico alberi
- Scelta dei cuscinetti e delle linguette
- Verifiche statiche
- Verifiche a fatica
- Verifiche di deformabilità
- Modellazione (Solidworks 3D)

- **Riduttore**

- Dispositivo meccanico che si interfaccia tra un motore ed un'utenza
- Potenza costante
- Riduzione velocità di rotazione
- Aumento del valore della coppia



Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad ingranaggi

*Giovanni Ballo*



# FASE PRELIMINARE

## • Rapporti di trasmissione e potenze ↔

$$M_2 = F_s \cdot M_{U2, \text{NOM}} \longrightarrow M_2, n_2 \longrightarrow P_2 = M_2 \omega_2 \quad (F_s = 1,5)$$

$$\tau_{\text{TOT}} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right) \left(\frac{n_0}{n_2}\right) = \tau_{12} \tau_{34} \longrightarrow \tau_{12} \tau_{34} = \tau^2 \longrightarrow \tau_{12} = \tau_{34} \text{ (scelta ingegneristica!)}$$

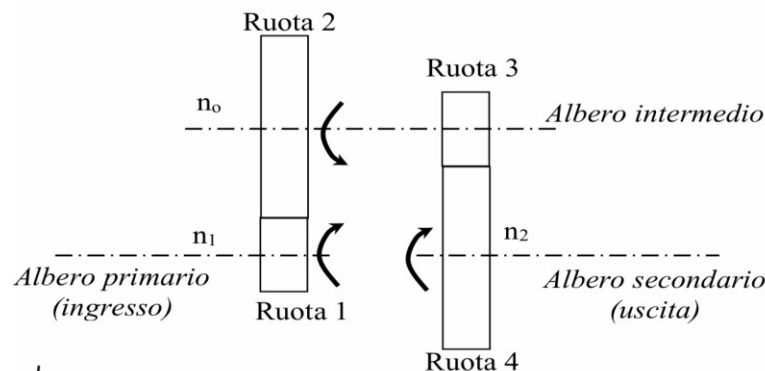
$$\eta_{02} = \frac{P_2}{P_0} = \eta_{\text{RUOTE}} \eta_{\text{CUSCINETTI}} = 0,96 \longrightarrow P_0 \longrightarrow n_0, M_0$$

$$\eta_{01} = \frac{P_0}{P_1} = \eta_{\text{RUOTE}} \eta_{\text{CUSCINETTI}} = 0,96 \longrightarrow P_1 \longrightarrow n_1, M_1$$

DATI DI PARTENZA
$M_{U2, \text{NOM}} = 1230 \text{ Nm}$
$\tau_{\text{TOT}} = 22.0$
$n_2 = 65 \text{ giri/min}$

## • Scelta del motore elettrico:

- Motore asincrono trifase alimentato da corrente alternata.
- Frequenza 50Hz, velocità di sincronismo 1500 rpm, 2 coppie polari



Albero	Coppia (Nm)	Velocità di rotazione (giri/min)	Velocità di rotazione (rad/s)	Potenza (W)
Ingresso (1)	91,0	1429,7	149,8	13632
Intermedio (0)	409,7	304,85	31,92	13087
Uscita (2)	1845	65	6,81	12600



# DIMENSIONAMENTO RUOTE DENTATE

- Come è stato effettuato il dimensionamento?

- Normativa ISO6336

- Due principali meccanismi di cedimento: —————> { - FLESSIONE  
- PITTING

- Nella pratica: —————>  $\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \sigma_H \leq \sigma_{HP}$

- Modulo minimo ruota 3:

$$\sigma_{F,3} = \frac{2M_{t3}}{b_3 D_{P3} m_3} \cdot (Y_{F,3} Y_{S,3} Y_{\beta,3} Y_{B,3} Y_{DT,3}) \cdot (K_{A,3} K_{V,3} K_{F\alpha,3} K_{F\beta,3}) \quad \text{Flessione}$$

$$\sigma_{FP,3} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{NT,3} Y_{ST}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT,3} Y_{RrelT,3} Y_{X,3} Y_{M,3} \longrightarrow m_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{t3}}{\lambda_3 Z_3 \sigma_{FP,3}} Y_{F,3} Y_{S,3} K_{F\beta,3}}$$

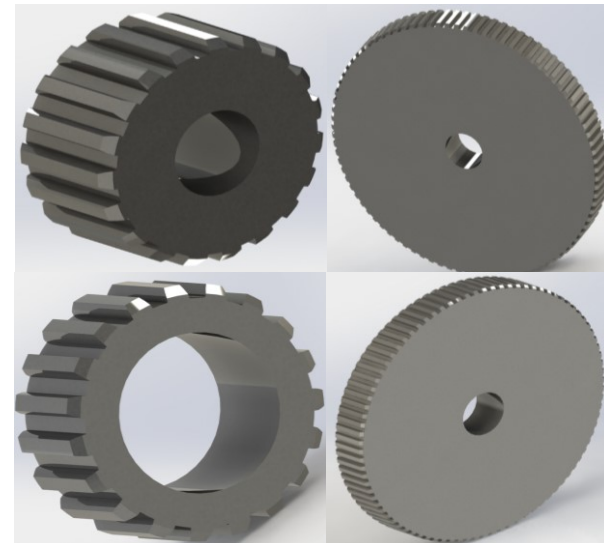
$$\sigma_{H,3} = Z_{B,3} \cdot Z_{H,3} \cdot Z_{E,3} \cdot Z_{\epsilon,E} \cdot Z_{\beta,3} \cdot \sqrt{\frac{F_{t,3}}{D_{P3} b_3} \cdot \frac{\tau+1}{\tau}} \cdot \sqrt{K_{A,3} \cdot K_{V,3} \cdot K_{H\beta,3} \cdot K_{H\alpha,3}} \quad \text{Pitting}$$

$$\sigma_{H,3} = Z_{E,3} \cdot Z_{B,3} \cdot Z_{H,3} \cdot \sqrt{\frac{M_{t,3}}{m_3^3 Z_3^2 \lambda_3} \cdot \frac{\tau+1}{\tau}} \cdot \sqrt{K_{H\beta,3}} \longrightarrow m_3 \geq \sqrt{\left(\frac{Z_{E,3} \cdot Z_{B,3} \cdot Z_{H,3}}{Z_3 \cdot \sigma_{HP,3}}\right)^2 \left(\frac{2M_{t,3}}{\lambda_3}\right) K_{H\beta,3} \frac{\tau+1}{\tau}}$$



# DETTAGLI DIMENSIONAMENTO

- Scelta numero di denti (costanza interasse)
- Scelta del materiale
- Applicazione della normativa:
  - Ruota più critica → ruota 3
  - Stima coefficienti
  - Calcolo  $\sigma_{F3}$  e  $\sigma_{H3}$
  - Confronto con  $\sigma_{FP3}$  e  $\sigma_{HP3}$
  - Modulo minimo della ruota 3
  - Verifica ruota 1, 2 e 4
  - Confronto con formula di Lewis



# RISULTATI FINALI

## Tabelle riassuntive ruota 3

MODULO	RUOTA 3	FLESSIONE
$M_{t3}$ (Nm)	409,74	
$\lambda$	12	$\lambda = (8:12)$
$Z_3$	19	
$Y_{f3}$	1,54	
$Y_{s3}$	1,9	
$K_{\beta 3}$	1,1	
$\sigma_{fp3}$	660889600	Pa
$\sigma_{flim} * Y_{ST}$	922000000	Pa
$Y_{NT,3}$	0,896	
$Y_{relT,3}$	1	
$Y_{x,3}$	1	
$Y_{M,3}$	1	
$m_{(FLEX)}$	0,00259645	m
$m_{(FLEX)}$	2,59645341	mm
$S_{Fmin}$	1,25	

MODULO	RUOTA 3	PITTING
$Z_{B,3}$	1,1	
$Z_{H,3}$	2,5	
$Z_{E,3}$	189,81	
$K_{HB,3}$	1,1	
$u=T$	4,69041576	
$S_{Hmin}$	1	
$Z_{L,3}$	0,97	
$Z_{R,3}$	0,95	
$Z_{V,3}$	0,951747223	f(v3)
$Z_{W,3}$	1	
$\sigma_{Hlim} * Z_{NT,3}$	1440000000	
$\sigma_{Hp,3}$	1262,930496	MPa
$m_{(PITTING)}$	3,506764811	mm

## Controlli e verifiche

CONTROLLO		
$v_3'$ (m/s)	1,21296	
$Z_V'$	0,956853	
$\sigma_{f3}$ (MPa)	180,7551	<661Mpa
$\sigma_{H3}$ (MPa)	1036,691	<1263Mpa

$\sigma_{f1}$ (MPa)	48,17313	<640Mpa
$\sigma_{H1}$ (MPa)	535,1882	<1253Mpa

## Dimensionamento ISO 6336

RUOTA	Z	m (mm)	$D_p$ (mm)	$\lambda$	b (mm)	i (mm)
1	19	4	76	10	40	216
2	89	4	356	10	40	216
3	19	4	76	12	48	216
4	89	4	356	12	48	216

## Dimensionamento Lewis

RUOTA	Z	m (mm)	$D_p$ (mm)	$\lambda$	b (mm)	i (mm)
1	17	5	85	6	30	242.5
2	80	5	400	6	30	242.5
3	17	5	85	10	50	242.5
4	80	5	400	10	50	242.5

Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad ingranaggi  
Giovanni Ballo



# DIMENSIONAMENTO ALBERI

- Si stima la lunghezza dei tre alberi
- Pre dimensionamento statico albero intermedio:

➤ Si considerano i piani x-y (contenente  $F_{t2}$  e  $F_{t3}$ ) e x-z (contenente  $F_{r2}$  e  $F_{r3}$ )

➤ Si determina il massimo valore di  $M_f = \sqrt{M_{fxy}^2 + M_{fxxz}^2}$  e  $M_t$

➤ Scelta del materiale  $\longrightarrow d \in [40; 100] \text{mm}$   $\sigma_r = 780 \text{MPa}$ ,  $\sigma_s = 560 \text{MPa}$

➤ Assunzioni: albero snello,  $\nu_{st} = 10$   $\longleftarrow$  VERIFICA ASSUNZIONI (criterio di von Mises!)

➤  $\sigma_{Amm}$   $\tau_{Amm} \longrightarrow d_f = \sqrt[3]{\frac{32M_f}{\pi\sigma_{amm}}} \approx 47,1 \text{mm}$   $d_t = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{amm}}} \approx 40,1 \text{mm} \longrightarrow d=50 \text{mm}$

- Pre dimensionamento statico albero d'ingresso (uscita)

➤ Stessa procedura considerando il piano che contiene  $F_1$  ( $F_4$ ).

ALBERO	MATERIALE	l (mm)	d (mm)	$M_f$ (Nmm)	$M_t$ (Nmm)	$\omega$ (rad/s)	n (rpm)	P (W)
0	35CrMo BONIFICATO 7875	300	50	574600	409740	31,92	304,813547	13087
1	C45 bonificato 7874	125	30	79600	91000	149,8	1430,484629	13632
2	35CrMo BONIFICATO 7874	135	60	372200	1845000	6,81	65	12600





# CUSCINETTI

## • Scelta dei cuscinetti:

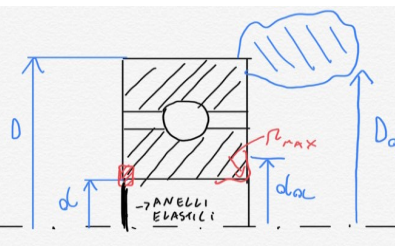
- Durata richiesta in milioni di giri  $L_{10}$  (P.S. 90%)
- Carico dinamico equivalente  $P$  ( $P = XF_r + YF_a$ )
- Il coefficiente di carico dinamico  $C$
- Esponente  $p$  ( $p=3$  per cuscinetti a sfere,  $p=10/3$  per cuscinetti a rulli)



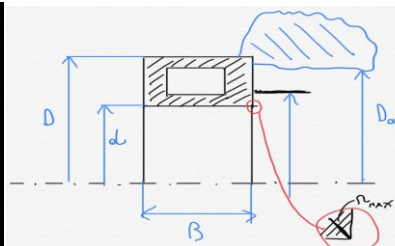
- Relazione tra i parametri  $\longrightarrow L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$

- Albero intermedio: cuscinetto a sinistra radiale ad una corona di sfere, cuscinetto a destra radiale ad una corona di rulli cilindrici (scelti in base a  $C$  dal catalogo SKF)

SKF6206
C=20,3kN
d=30mm
D=62mm
$d_a > 35,6$ mm
$D_a < 56,4$ mm
B=16mm
$r_{max}=1$ mm



SKFNU2306ECP
C=83kN
d=30mm
D=72mm
B=27mm
$37\text{mm} < d_a < 39$ mm
$D_a = 65$ mm
$r_{max}=1$ mm



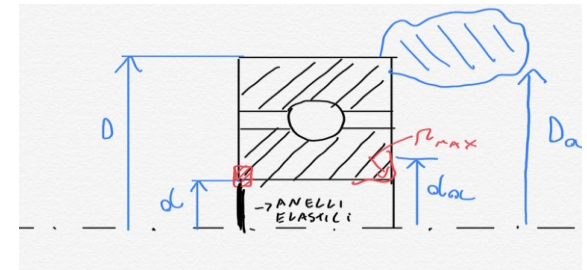
- Albero d'ingresso (uscita): entrambi i cuscinetti a sfere (scelti in base a  $C$  dal catalogo SKF)

SKF6306
C=29,6kN
d=30mm
D=72mm
B=19mm
$d_a > 37$ mm
$D_a < 65$ mm
$r_{max}=1$ mm

SKF6305
C=23,4kN
d=25mm
D=62mm
B=17mm
$d_a > 32$ mm
$D_a < 55$ mm
$r_{max}=1$ mm

SKF6012
C=30,07kN
d=60mm
D=95mm
B=18mm
$d_a > 66$ mm
$D_a < 89$ mm
$r_{max}=1$ mm

SKF6208
C=32,5kN
d=40mm
D=80mm
B=18mm
$d_a > 47$ mm
$D_a < 73$ mm
$r_{max}=1$ mm



Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad ingranaggi  
Giovanni Ballo

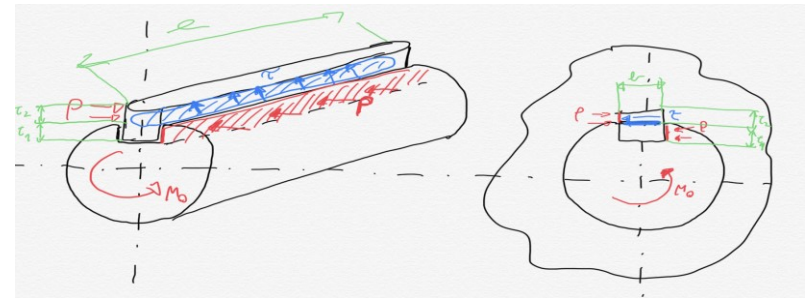




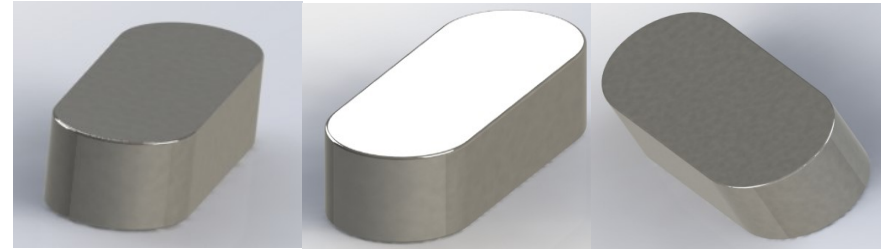
# LINGUETTE

- Linguette

$$P = \frac{F}{A} = \frac{M_{t0}}{d_0/2} \cdot \frac{1}{lt_1} \leq P_{AMM}, \tau = \frac{F}{A'} = \frac{M_{t0}}{d_0/2} \cdot \frac{1}{lb} \leq \tau_{AMM}$$

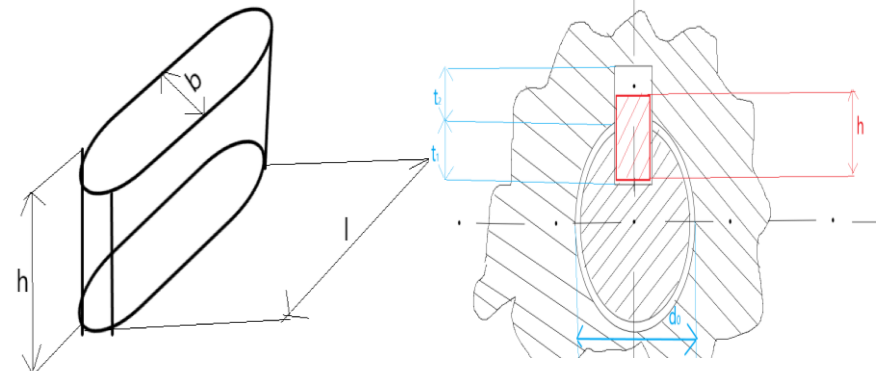


- Scelta del materiale  $\rightarrow \sigma_r, \sigma_s \rightarrow \sigma_{Amm} = \frac{\sigma_s}{\nu_{st}}, \tau_{Amm} = \frac{\sigma_{Amm}}{\sqrt{3}}, P_{Amm} = [75 - 110] \text{MPa}$
- $l > \frac{2M_{t0}}{d_0 t_1 P_{AMM}} \approx 27 \text{mm} \rightarrow l \in [36; 160] \text{mm}$  (per  $d=50 \text{mm}$ )  $\rightarrow l=36 \text{mm}$
- Verifica:  $\tau = \frac{2M_{t0}}{d_0 lb} < \tau_{AMM}$
- Stessa procedura per tutti e tre gli alberi



Albero 0	B 14 x 9 x 36	C45 bonificato 7874
Albero 1	B 10x8x25	C45 bonificato 7874
Albero 2	B 18x11x40	C45 bonificato 7874

Due linguette B 18x11x40



# VERIFICHE STATICHE

➤ Verifiche statiche con criterio di von Mises

## ALBERO INTERMEDIO

SEZ	$\phi$ (mm)	$M_{fxy}$ (Nmm)	$M_{fyz}$ (Nmm)	$M_f$ (Nmm)	$M_t$ (Nmm)	$W_f$ (mm <sup>3</sup> )	$W_t$ (mm <sup>3</sup> )	$\sigma_f$ (MPa)	$\tau_t$ (MPa)	$\sigma_{id}$ (MPa)	$v_{st}$
A-A	30	4830	12400	13307,48	0	2650,72	5301,44	5,02	0	5,02	111,55
B-B	47	24800	63400	68077,90	0	10192,80	20385,60	6,68	0	6,68	83,84
C-C	50	33700	96600	102309,58	409740	12271,85	24543,69	8,34	33,39	58,43	9,58
D-D	50	91800	111000	144042,49	409740	12271,85	24543,69	11,74	33,39	59,01	9,49
E-E	50	464000	201000	505664,91	409740	12271,85	24543,69	41,21	33,39	71,01	7,89
F-F	50	532000	217000	574554,61	409740	12271,85	24543,69	46,82	33,39	74,41	7,53
G-G	47	347000	142000	374930,66	0	10192,80	20385,60	36,78	0	36,78	15,22
H-H	30	106000	43400	114540,65	0	2650,72	5301,44	43,21	0	43,21	12,96

## ALBERO D'INGRESSO

SEZ.	$\phi$ (mm)	$M_f$ (Nmm)	$M_t$ (Nmm)	$W_f$ (mm <sup>3</sup> )	$W_t$ (mm <sup>3</sup> )	$\sigma_f$ (MPa)	$\tau_t$ (MPa)	$\sigma_{id}$ (MPa)	$v_{st}$
A-A	30	12128,46	91000	2650,72	5301,44	4,58	17,17	30,08	15,63
B-B	30	54157,73	91000	2650,72	5301,44	20,43	17,17	36,07	13,03
C-C	30	79591,96	91000	2650,72	5301,44	30,03	17,17	42,26	11,12
D-D	27	52261,08	0	1932,37	3864,75	27,05	0	27,05	17,38
E-E	25	11489,40	0	1533,98	3067,96	7,49	0	7,49	62,75

## ALBERO D'USCITA

SEZIONE	$\Phi$ (mm)	$M_f$ (Nmm)	$M_t$ (Nmm)	$W_f$ (mm <sup>3</sup> )	$W_t$ (mm <sup>3</sup> )	$\sigma_f$ (MPa)	$\tau_t$ (MPa)	$\sigma_{id}$ (MPa)	$v_{st}$
A-A	40	49604,03	0	6283,185	12566,37	7,894727	0	7,894727	70,9334
B-B	56	228814,1	0	17241,06	34482,12	13,27146	0	13,27146	42,195
C-C	60	372329,2	1845000	21205,75	42411,5	17,55793	43,50235	77,36695	7,23823
D-D	60	239476,5	1845000	21205,75	42411,5	11,293	43,50235	76,18986	7,35005
E-E	60	49604,03	1845000	21205,75	42411,5	2,339178	43,50235	75,38458	7,42857



# VERIFICHE A FATICA

- Si assume di trovarsi in un caso di flessione rotante ( $\sigma_a = \sigma_{fmax}$ ,  $R = -1$ )
- Verifiche a fatica **ALBERO INTERMEDIO**

SEZIONE	$\sigma_a$ (MPa)	$k_d$	$k_l$	$k_{tn}$	$K_f$	$\sigma_{a,inf,-1}$ (MPa)	$\sigma_{a,inf,-1}^*$ (MPa)	$v_\sigma$
A-A	5,02032707	1,16	1,06	2,52	2,3	390	137,9027467	27,46887701
B-B	6,67901872	1,22	1,15	2,75	2,5	390	111,1903065	16,64770099
C-C	8,33693453	1,25	1,15	NO	2,12	390	127,973749	15,35021637
D-D	11,7376383	1,25	1,15	2,02	2,02	390	134,3090831	11,44259851
E-E	41,2052837	1,25	1,15	2,02	2,02	390	134,3090831	3,259511182
F-F	46,8189216	1,25	1,15	NO	2,12	390	127,973749	2,73337669
G-G	36,7838759	1,22	1,15	2,75	2,5	390	111,1903065	3,022800176
H-H	43,2111651	1,16	1,06	2,53	2,3	390	137,9027467	3,191368397

SEZ	$\sigma_a$ (MPa)	$k_d$	$k_l$	$K_{tn}$	$k_f$	$\sigma_{a,inf,-1}$ (MPa)	$\sigma_{a,inf,-1}^*$ (MPa)	$v_\sigma$
A-A	4,575537	1,16	1,05	1	1	347,5	285,3037767	62,35416
B-B	20,43134	1,16	1,14	1	1	347,5	262,7797943	12,861605
C-C	30,02656	1,16	1,14	1	2,1	347,5	125,1332354	4,1674187
D-D	27,04501	1,15	1,14	2,34	2,14	347,5	123,8620729	4,5798493
E-E	7,489927	1,12	1,05	1,92	1,78	347,5	166,0074142	22,16409

**ALBERO D'INGRESSO**

SEZIONE	$\sigma_a$ (MPa)	$k_d$	$K_l$	$K_{tn}$	$k_f$	$\sigma_{a,inf,-1}$ (MPa)	$\sigma_{a,inf,-1}^*$ (MPa)	$V_f$
A-A	7,894727	1,2	1,05	2,5	2,28	390	135,7561	17,19578884
B-B	13,27146	1,25	1,15	2,75	2,5	390	108,5217	8,17707436
C-C	17,55793	1,26	1,15	1	1,12	390	240,3135	13,6868907
D-D	11,293	1,26	1,15	1	1	390	269,1511	23,83345161
E-E	2,339178	1,26	1,05	1	1	390	294,7846	126,0205668

**ALBERO D'USCITA**

Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad ingranaggi  
Giovanni Ballo



# VERIFICHE

## • Verifiche di deformabilità

- Si effettuano seguendo un metodo analitico (integrazione equazione della linea elastica)
- Si confrontano i valori di frecce e rotazioni con quelle limite

### Albero intermedio (dettagli)

PIANO	CASO	a (mm)	b (mm)	$\varphi$ (S) rad	f2 (mm)	f3 (mm)	$\varphi$ (D) rad
Xy	1(SOLO Ft2)	62,5	237,5	0,00016144	0,00891694	0,006960491	-0,000108881
Xy	2 (SOLO Ft3)	232,5	67,5	0,00054666	0,0326044	0,046689424	-0,000792103
Xy	TOTALE			0,00070811	0,04152134	0,053649915	-0,000900983
Xz	1(SOLO Fr2)	62,5	237,5	5,8762E-05	0,00324555	0,002533452	-3,96299E-05
Xz	2(SOLO Fr3)	232,5	67,5	0,00019897	0,00849679	0,016993576	-0,000288302
Xz	TOTALE			0,00025773	0,01174234	0,019527028	-0,000327932

### Albero intermedio (sintesi)

$f_{T2}$ (mm)	0,04314979	<0,127mm
$f_{T3}$ (mm)	0,05709307	<0,127mm
$\varphi_{TS}$ (rad)	0,00075355	<0,00291 rad
$\varphi_{TS}$ (rad)	0,00095881	<0,00116 rad

### Alb.1 (sintesi)

f (mm)	0,0127	<0,127mm
$\varphi_D$ (rad)	0,000304	<0,00291 rad
$\varphi_S$ (rad)	0,000304	<0,00291 rad

### Alb.2 (sintesi)

f (mm)	0,0043	<0,127mm
$\varphi_D$ (rad)	9,6E-05	<0,00291 rad
$\varphi_S$ (rad)	9,6E-05	<0,00291 rad

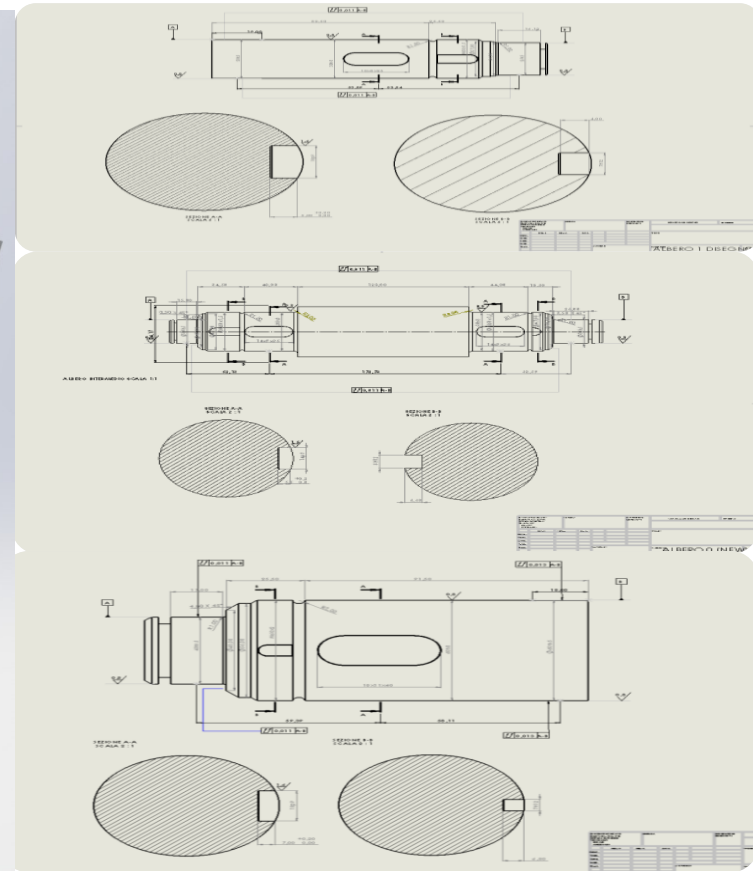
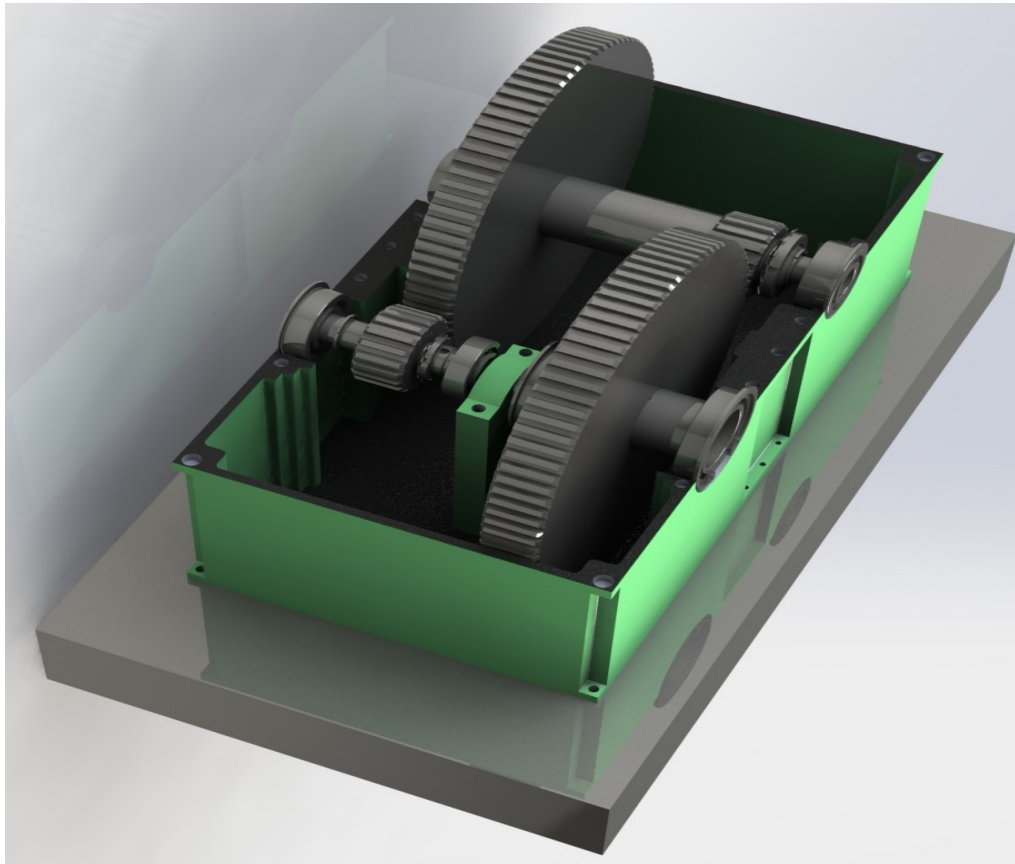


Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad ingranaggi  
*Giovanni Ballo*



# CONCLUSIONI

- Riduttore dimensionato
- A seguire: modellazione di ogni componente



Dimensionamento e modellazione CAD 3D di un riduttore ad ingranaggi  
*Giovanni Ballo*

