

# Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale  
Progetto in Ingegneria Meccanica

## PROGETTAZIONE E VERIFICA STRUTTURALE DI UNA TRASMISSIONE DI POTENZA AD INGRANAGGI

**Tutor Universitario: Prof. Giovanni Meneghetti**

**Laureando: Filippo Grendele (2033161)**

**Padova, 20/09/2024**



---

PROGETTAZIONE E VERIFICA STRUTTURALE DI UNA TRASMISSIONE DI  
POTENZA AD INGRANAGGI

*Filippo Grendele*

# INTRODUZIONE

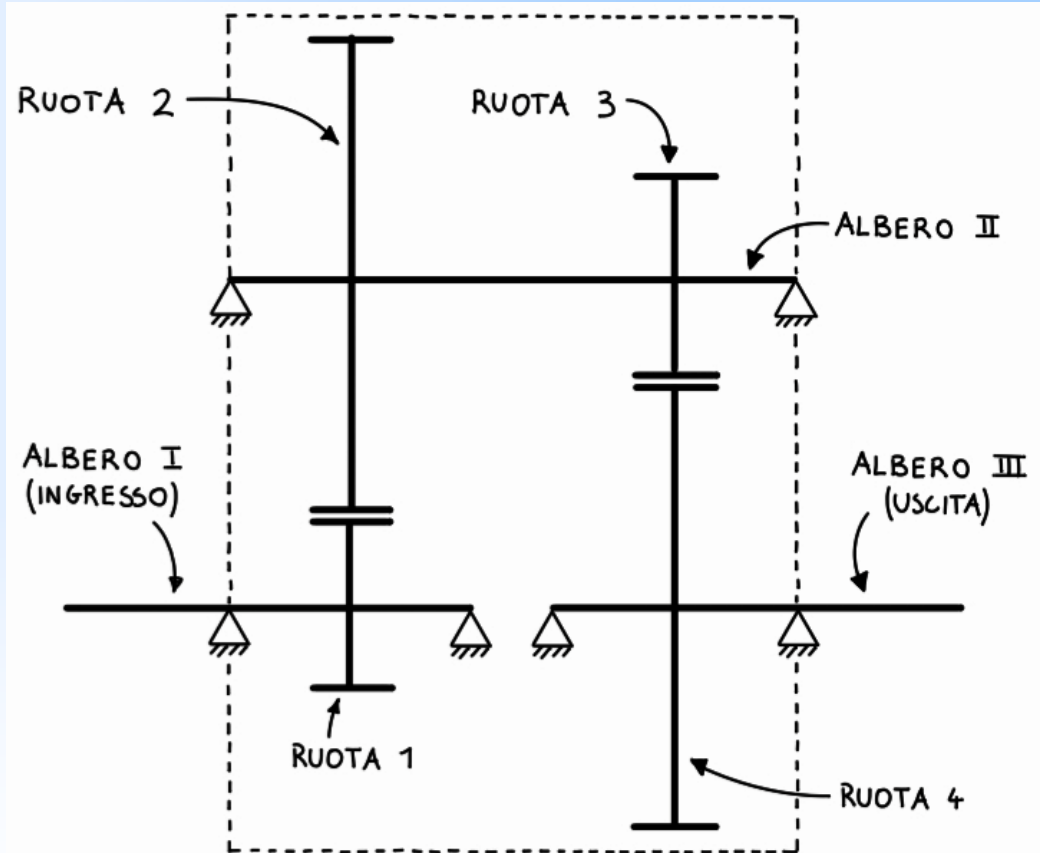
- Obiettivo: progettazione di una trasmissione di potenza ad ingranaggi
- Motivazione: interesse per il mondo della progettazione
- Caratteristiche della trasmissione: riduttore bistadio ad ingranaggi cilindrici a denti dritti, con assi di ingresso e di uscita coassiali

Dati di progetto:

$$M_{III,T} = 1'280 \text{ Nm}$$

$$n_{III} = 86 \text{ rpm}$$

$$\tau_{tot} = 11$$



# FASI DELLA PROGETTAZIONE

---

1. Scelta dei parametri delle ruote dentate (Cap. 2)
2. Dimensionamento degli alberi (Cap. 3, 4 e 5), inclusa:
  - Scelta dei cuscinetti
  - Scelta delle linguette
  - Verifica statica, a fatica e a deformabilità
3. Confronto tra le frecce e le rotazioni dei supporti calcolate analiticamente con quelle ottenute tramite un'analisi FEM utilizzando SOLIDWORKS® Simulation (Cap. 6)

Parallelamente a queste fasi: creazione di un modello CAD 3D di ciascun componente, seguito dall'assemblaggio completo del riduttore

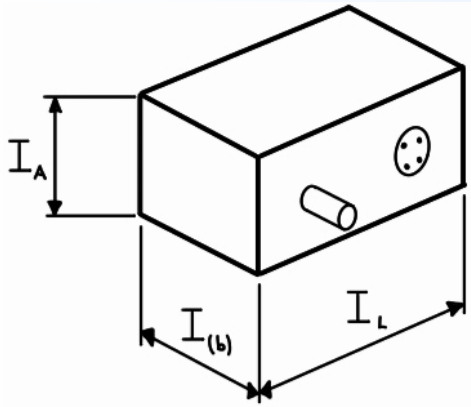


# SCELTA DEI PARAMETRI E DIMENSIONAMENTO

Scelta progettuale:  
Minimizzare gli ingombri

Valutare tramite uno script Matlab® gli ingombri di tutte le combinazioni di moduli e numeri di denti delle ruote che verificano i limiti di progetto presenti ( $\tau_{tot} = 11$  ;  $I_{12} = I_{34}$ )

Alcuni risultati:



$m_{12}$ [mm]	$Z_1$	$Z_2$	$m_{34}$ [mm]	$Z_3$	$Z_4$	$I_L$ [mm]	$I_A$ [mm]	$I_{(b)}$ [mm]
4	18	66	4	21	63	(Non verificata a resistenza)		
4,5	20	68	5,5	17	55	512,25	315	73,75
4,5	16	64	6	16	44	<b>466,5</b>	<b>297</b>	<b>87,75</b>
6	21	63	6	18	66	651	408	72
8	21	63	8	18	66	968	544	96

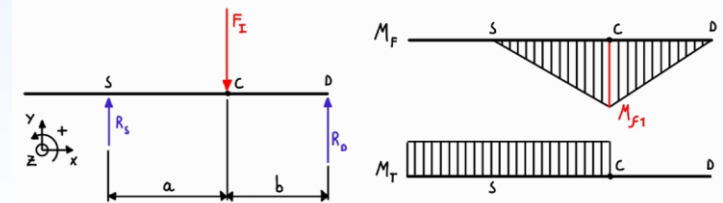
Scelti i parametri → Forze scambiate tra i denti → Sollecitazioni sugli alberi

Scelta del materiale ( $\sigma_{adm}$  ;  $\tau_{adm}$ )

Reazioni vincolari e diagrammi delle sollecitazioni interne

Dimensionamento a flessione e a torsione

Scelta del diametro effettivo di calettamento verificando poi scelta



PROGETTAZIONE E VERIFICA STRUTTURALE DI UNA TRASMISSIONE DI POTENZA AD INGRANAGGI

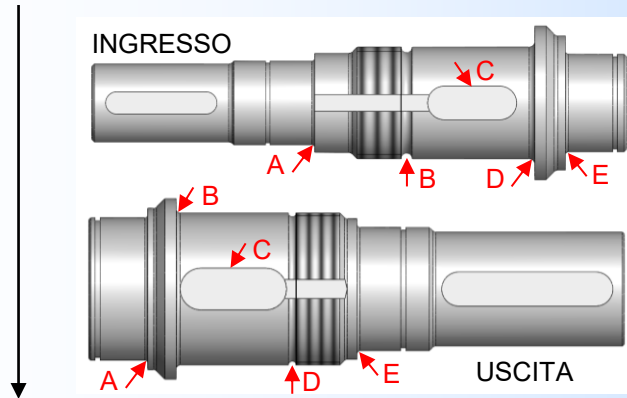
Filippo Grendele



# VERIFICHE STATICHE E A FATICA

- Scelte le linguette secondo UNI 6604
- Scelti i cuscinetti

Definita la geometria degli alberi



Verifica statica e a fatica nelle sezioni più critiche

Albero di ingresso:

Albero di uscita:

Albero	Materiale	$d_f$	$d_t$	$d_{ef}$	$b \times h$	$L$
Ingresso	35 Cr Mo 4 Bonificato	26,3	27,6	40	12 × 8	32
Uscita	35 Cr Mo 4 Bonificato	40,7	59,6	80	22 × 14	50

Dimensioni in mm

Albero	Lato	Tipologia	Serie	$C[kN]$	$d[mm]$
Ingresso	SX	Rulli cilindrici	NUP 206 ECP	44	30
	DX	Rulli cilindrici	NUP 207 ECP	56	35
Uscita	SX	Sfere	6215	68,9	75
	DX	Sfere	6213	58,5	65

Sez.	$M_f$ [Nmm]	$M_t$ [Nmm]	$\sigma_f (= \sigma_a)$ [MPa]	$\tau_t$ [MPa]	$\sigma_{id}$ [MPa]	$\nu_s$ [/]	$\sigma_{a,\infty,-1}^*$ [MPa]	$\nu_\sigma$ [/]
A	17'664	189'394	6,66	35,73	62,24	<b>9,0</b>	143,8	<b>21,6</b>
B	90'528	189'394	19,77	20,67	40,90	<b>13,7</b>	123,4	<b>6,2</b>
C	142'416	189'394	22,67	15,07	34,57	<b>16,2</b>	140,7	<b>6,2</b>
D	66'119	0	10,52	0	10,52	<b>53,2</b>	135,1	<b>12,8</b>
E	28'818	0	6,85	0	6,85	<b>81,8</b>	125,3	<b>18,3</b>

Sez.	$M_f$ [Nmm]	$M_t$ [Nm]	$\sigma_f (= \sigma_a)$ [MPa]	$\tau_t$ [MPa]	$\sigma_{id}$ [MPa]	$\nu_s$ [/]	$\sigma_{a,\infty,-1}^*$ [MPa]	$\nu_\sigma$ [/]
A	115'063	0	2,78	0	2,78	<b>201,4</b>	117,3	<b>42,2</b>
B	253'138	0	5,04	0	5,04	<b>111,1</b>	105,1	<b>20,9</b>
C	529'288	1'920	10,53	19,1	34,72	<b>16,2</b>	129,9	<b>12,3</b>
D	314'799	1'920	7,3	22,28	39,27	<b>14,3</b>	99,56	<b>13,6</b>
E	79'553	1'920	2,95	35,61	61,75	<b>9,1</b>	123,1	<b>41,7</b>



PROGETTAZIONE E VERIFICA STRUTTURALE DI UNA TRASMISSIONE DI POTENZA AD INGRANAGGI

Filippo Grendele

# VERIFICHE A DEFORMABILITÀ

Per il corretto ingranamento delle ruote:  $f \leq f_{lim} = \frac{l}{3000}$

Per il corretto funzionamento dei cuscinetti:  $\varphi_S, \varphi_D \leq \varphi_{lim} = \begin{cases} 8,73 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \approx 0,05^\circ \rightarrow \text{Rulli} \\ 29,09 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \approx 0,167^\circ \rightarrow \text{Sfere} \end{cases}$

## CALCOLI ANALITICI

Integrazione dell'equazione differenziale della linea elastica:

$$\frac{d^2 f}{dx'^2} = \frac{-M_f(x')}{EJ}$$

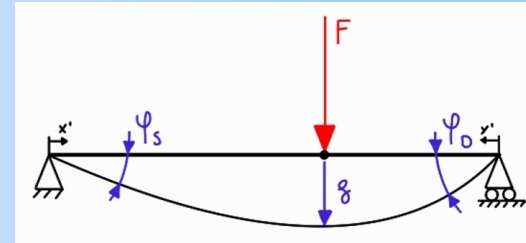


$$f(x') = \frac{1}{6 E J_{eq}} \frac{F x^2 y^2}{L} \left( \frac{2x'}{x} + \frac{x'}{y} - \frac{x'^3}{x^2 y} \right)$$

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

$$\varphi_S = - \frac{F y (L^2 - y^2)}{6 E J_{eq} L}$$

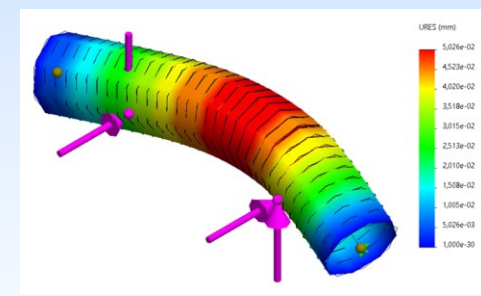
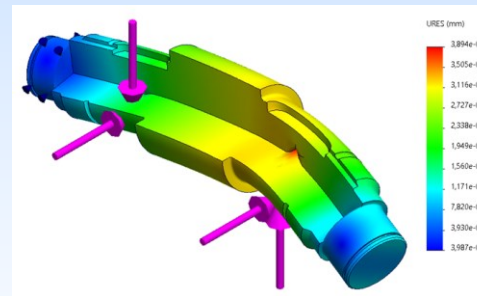
$$\varphi_D = \frac{F x (L^2 - x^2)}{6 E J_{eq} L}$$



## ANALISI FEM:

Modello solido

Modello trave



**SOLIDWORKS**  
SIMULATION

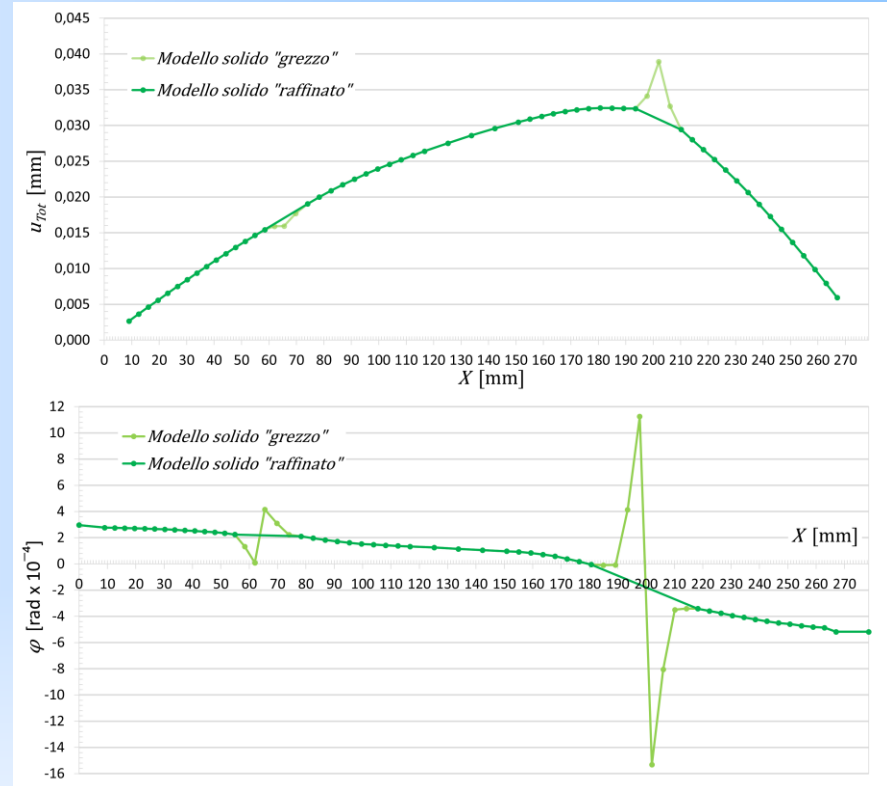
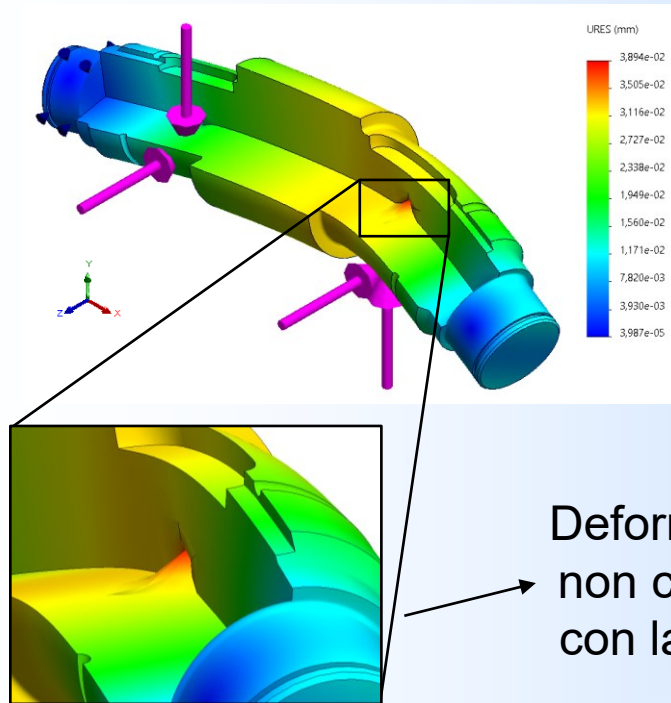
PROGETTAZIONE E VERIFICA STRUTTURALE DI UNA TRASMISSIONE DI POTENZA AD INGRANAGGI

Filippo Grendele



# VERIFICHE A DEFORMABILITÀ (PARTE 2)

Modello solido:



Picchi di spostamento causati da:

- Forze considerate puntuali ed applicate nella mezziera della zona di calettamento
- Approssimazioni proprie dell'analisi FEM, che è un'analisi numerica discreta

ROTAZIONI:

Rapporto incrementale dello spostamento rispetto alla coordinata X dell'albero:

$$\varphi = \frac{\Delta u}{\Delta X} = \frac{u(X_{i+1}) - u(X_i)}{X_{i+1} - X_i}$$





# VERIFICHE A DEFORMABILITÀ (PARTE 3)

ALBERO INTERMEDIO: Modello solido sottostima le deformazioni

Modello solido → Modello dell'albero con sezioni geometricamente e dimensionalmente diverse da una modellazione trave

Modello trave ← → Calcoli analitici

ALBERI DI INGRESSO E DI USCITA: Analisi FEM sovrastima le deformazioni

Dovuto alle diverse snellezze degli alberi e ai limiti computazionali del programma per travi tozze

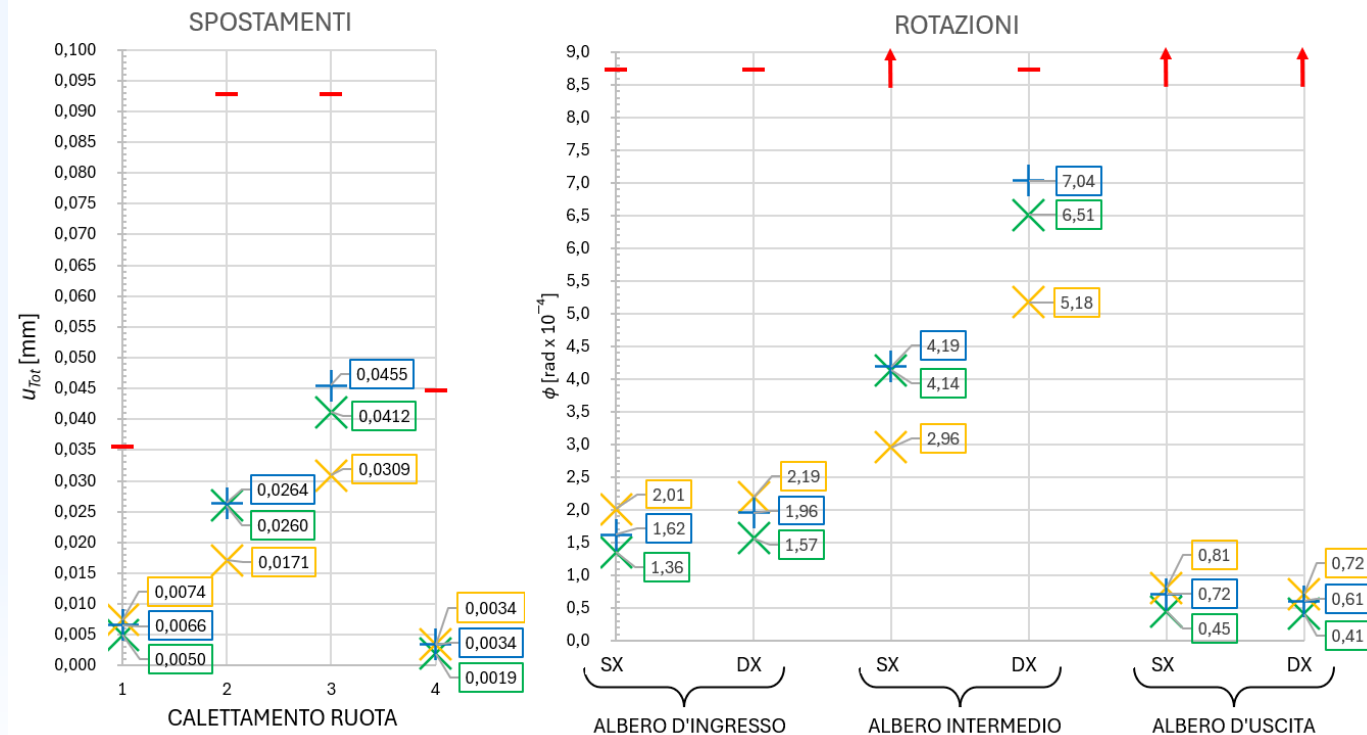
Albero	Snellezza ( $L/d$ )	Sovrastima / Sottostima del ... rispetto ai calcoli analitici	
		Modello solido	Modello trave
Ingresso	2,66	+45%	+25%
Intermedio	5,05	-27%	+4%
Uscita	1,67	+78%	+63%

—  $f / \phi$  limite

✕ Risultati analitici

✕ Modello solido

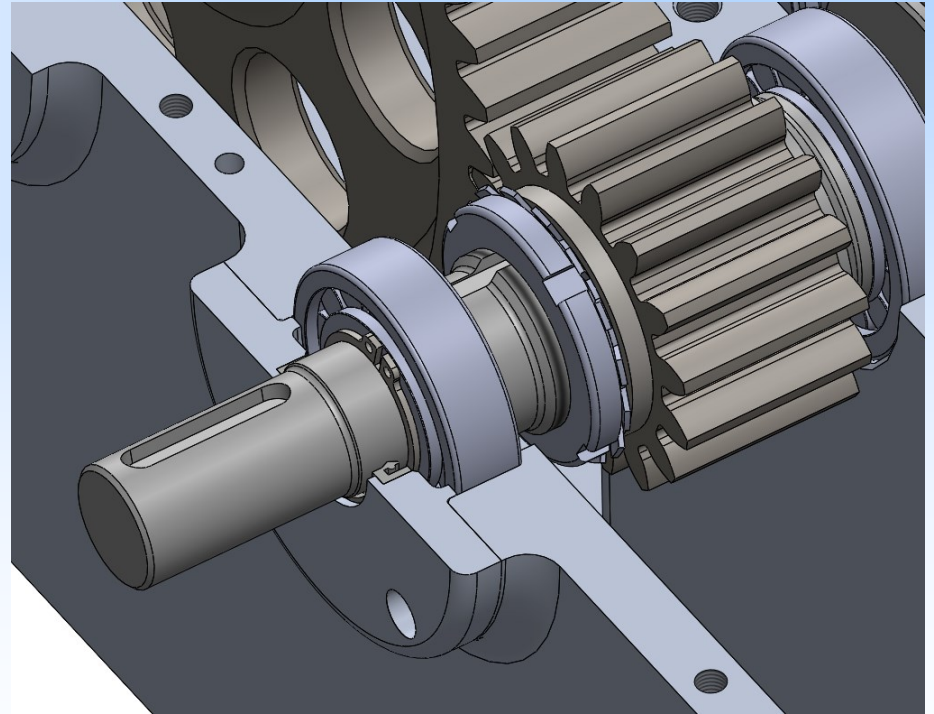
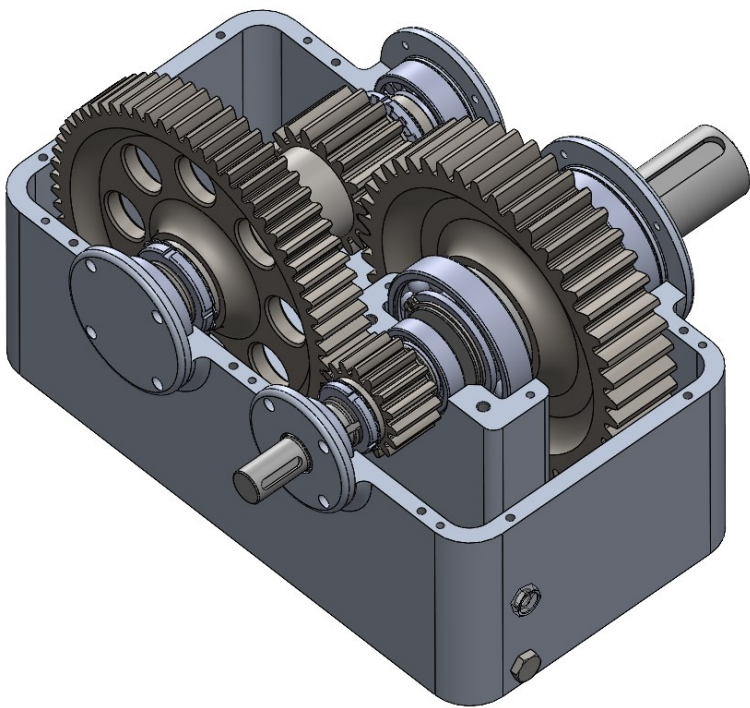
+ Modello trave





# CONSIDERAZIONI FINALI

- Script Matlab® ha richiesto un notevole investimento di tempo
- Miglior soluzione dal punto di vista degli ingombri (- 6% circa rispetto a una soluzione con due coppie di ruote dentate identiche)
- Progettazione solo qualitativa della cassa di alloggiamento
- Impossibilità con i mezzi a disposizione di effettuare un'analisi dei costi



PROGETTAZIONE E VERIFICA STRUTTURALE DI UNA TRASMISSIONE DI POTENZA AD INGRANAGGI

*Filippo Grendele*

