

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Relazione per la prova finale

Verifiche strutturali statiche e a fatica di un albero per un ventilatore industriale per mezzo di analisi agli elementi finiti

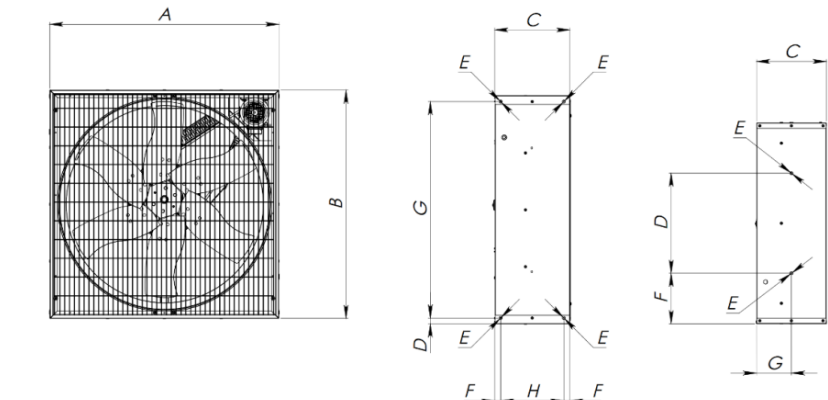
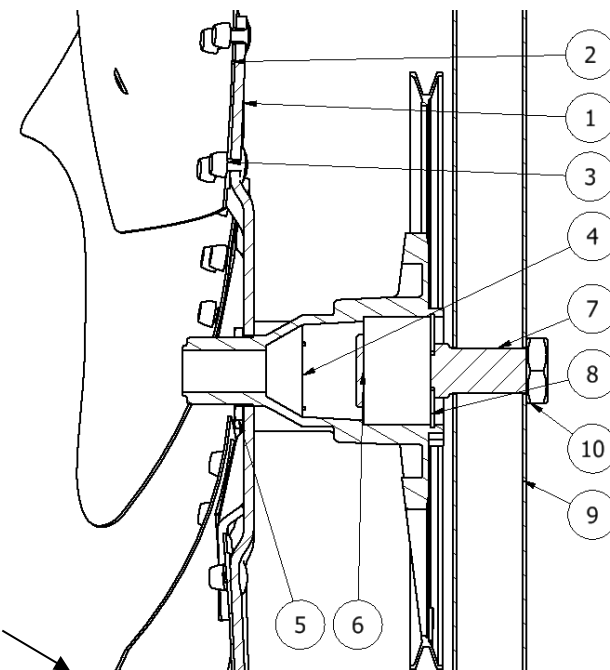
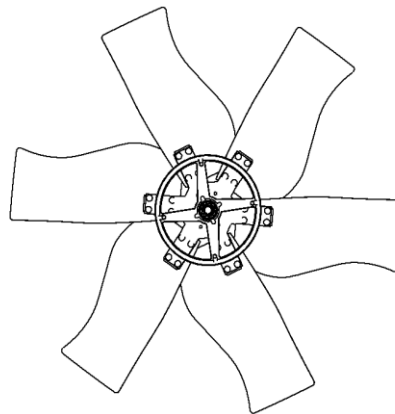
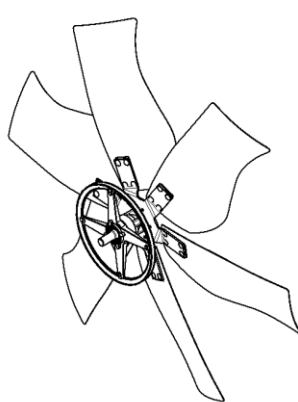
Tutor universitario: Prof. Alberto Campagnolo

Laureando: *Davide Finocchiaro*

Padova, 16/09/2026

Il perno, oggetto di verifica statica e a fatica tramite analisi agli elementi finiti, è un componente dell'assieme della girante di un ventilatore.

La cui girante in esame è la seguente (disegno 3D):



Model	A	B	C	D	E	F	G	H	I
EMS50	1380	1380	353	28	M8	27	1315	300	-

Circolatore d'aria come da catalogo [1]

Più in particolare sono stati valutati i vari componenti della girante elencati sotto la sezione centrale della girante per determinare un carico:

La girante del ventilatore, quest'ultimo denominato anche circolatore d'aria, è assemblata come di seguito:

- le pale sono fissate tramite rivetti a strappo sulla piastra porta pale;
- la piastra porta pale è fissata con 4 viti alla puleggia;
- la puleggia è collegata tramite cinghia a un motore elettrico asincrono trifase;
- la puleggia si appoggia su un cuscinetto che è infilato con una certa interferenza sul perno;
- Il perno è soggetto ai carichi meccanici principali.

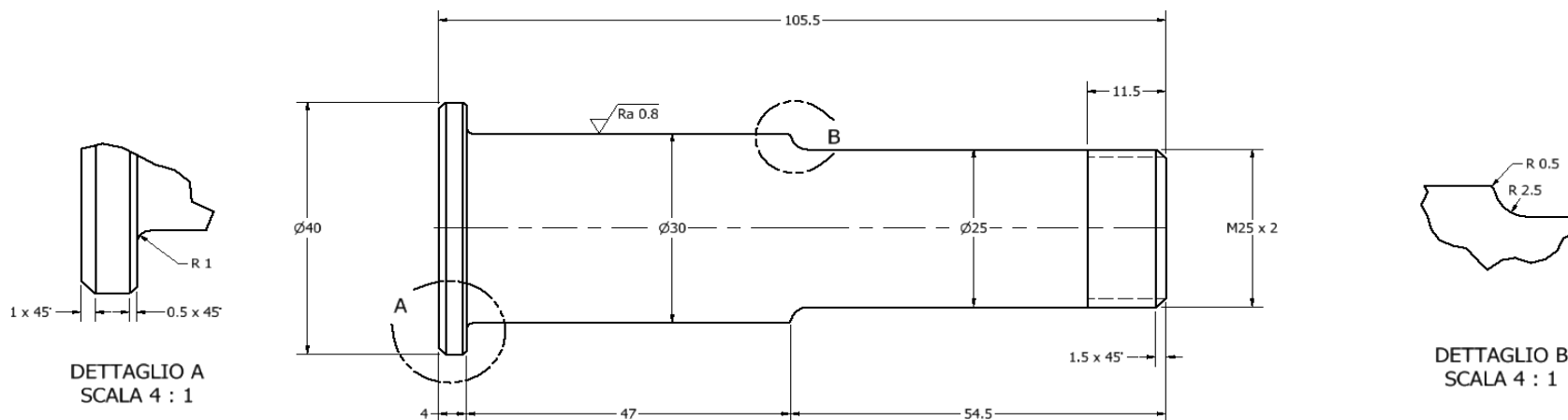
Il cuscinetto SKF 633095 presenta le seguenti dimensioni:

Diametro anello interno - 30mm
Diametro anello esterno - 60mm
Lunghezza - 37 mm

ELENCO PARTI			
ELEMENTO	QTÀ	NUMERO PARTE	DESCRIZIONE
1	1	Piastra delle Pale	Acciaio inox
2	6	Pala	Acciaio inox
3	24	Rivetto a strappo	
4	1	Puleggia	Alluminio
5	4	M8 x 30	Viti a testa esagonale
6	1	Cuscinetto SKF 633095	Cuscinetto a contatto angolare a fila doppia con anello interno apribile
7	1	Perno	Acciaio AVP
8	1	DIN 472 - 60 x 2	Anello elastico di arresto
9	1	Traversa centrale	
10	1	ISO 8675 - M25 x 2	Dado esagonale. Gradi prodotto A e B

CARATTERISTICHE DEL PERNO E CARICHI SOLLECITANTI

Il perno in questione è:



Messa in tavola del perno

Le caratteristiche meccaniche del perno (Acciaio da costruzione 11SMnPb37) sono riportate di seguito [3]:

- E = modulo di elasticità = 210000 MPa;
- ν = coefficiente di Poisson = 0.28;
- G = modulo di taglio = 79000 MPa;
- σ_r = tensione di rottura alla trazione = 460 MPa;
- σ_s = tensione di snervamento = 375 MPa.

I carichi tenuti conto che sollecitano il perno sono:

- Forza peso totale della girante;
- Tiro della cinghia;
- Pressione di calettamento.

Proveniente dalla teoria dei gusci e dalla geometrie assial-simmetriche sottoposte a pressione interna ed esterna:

$$p_c = \frac{E}{4} \cdot \frac{i_\phi}{r_o^3} \cdot \frac{(r_e^2 - r_o^2) \cdot (r_o^2 - r_i^2)}{(r_e^2 - r_i^2)} = \frac{210000}{4} \cdot \frac{0.011}{15^3} \cdot \frac{(30^2 - 15^2) \cdot 15^2}{30^2} \approx 28.88 \text{ MPa}$$

Risultata (tramite le caratteristiche fisiche di Inventor) : $F_p = 133.4 \text{ N}$

Per determinarla si è dovuto utilizzare opportuni dati di targa del motore e formulazioni da manuale [2]:

- si è determinata la velocità di rotazione
- si è determinata la forza
- si è stimato il tiro della cinghia

$$Q = 1.5 \cdot F = 1.5 \cdot 154 = 231 \text{ N}$$

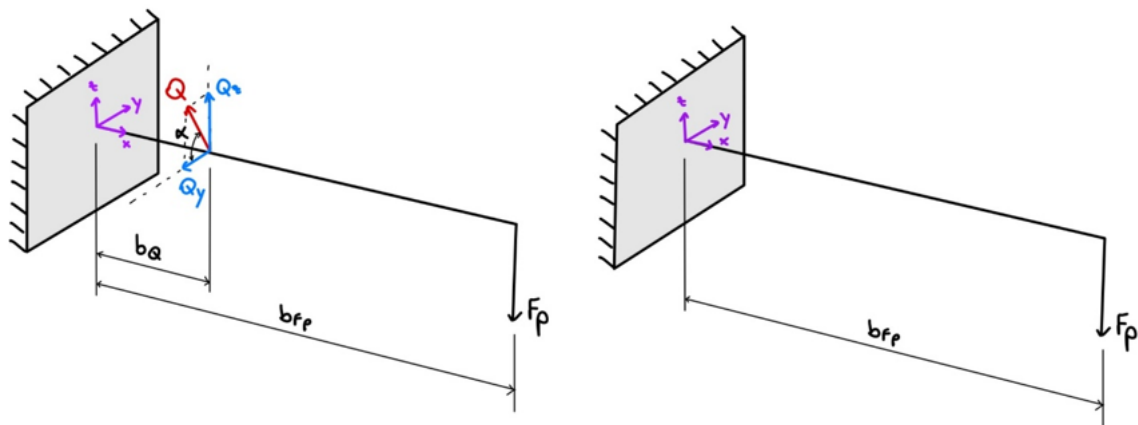
$$n = \frac{60 \cdot f}{p} (1 - s) = \frac{60 \cdot 50}{2} (1 - 0.03) = 1455 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

$$M_t = \frac{P_{\text{motore elet.}} \cdot f_s}{\omega} = \frac{P_{\text{motore elet.}} \cdot f_s}{\frac{2\pi n}{60}} = 6.93 \text{ Nm}$$

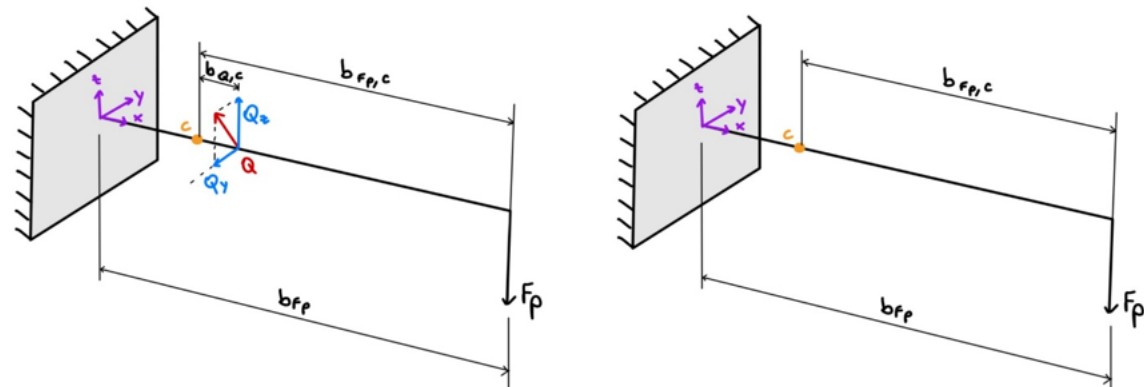
$$F = \frac{2 \cdot M_t}{d_{p1}} = 154.0 \text{ N}$$

VERIFICA STATICA ANALITICA

La verifica statica del perno necessita di formulazioni analitiche in opportuni punti ottenuti tramite schematizzazione dei carichi e conseguente analisi delle sollecitazioni sviluppate.

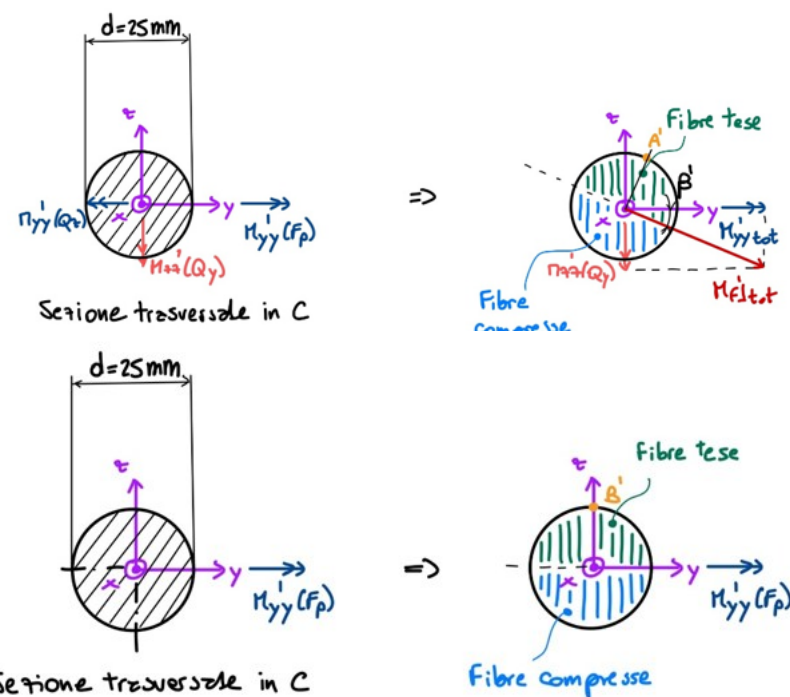
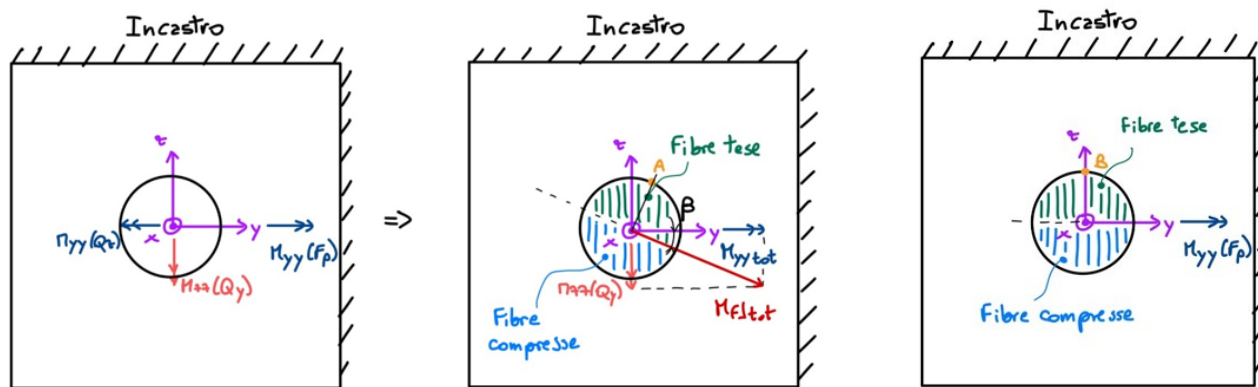


Schematizzazione dei carichi per analizzare l'incastro



Schematizzazione dei carichi per analizzare il raccordo di raggio $R=2.5$ mm del perno, facendo riferimento al punto C

Le sollecitazioni calcolate per arrivare alle tensioni sono state schematizzate come riportato di seguito per capire i punti critici dell'analisi:



CALCOLI E RISULTATI DELLA VERIFICA STATICA

Le sollecitazioni calcolate per arrivare alle tensioni all'incastro sono:

$$M_{yy}(F_p) = F_p \cdot b_{F_p} = 133.4 \cdot 173 = 23078.2 \text{ Nmm}$$

$$M_{yy}(Q_z) = -Q_z \cdot b_Q = -\frac{Q}{\sqrt{2}} \cdot b_Q = -\frac{231}{\sqrt{2}} \cdot 55 = -8983.7 \text{ Nmm}$$

$$M_{zz}(Q_y) = -Q_y \cdot b_Q = -\frac{Q}{\sqrt{2}} \cdot b_Q = -\frac{231}{\sqrt{2}} \cdot 55 = -8983.7 \text{ Nmm}$$

$$M_{yy,tot} = M_{yy}(F_p) + M_{yy}(Q_z) = 14094.5 \text{ Nmm}$$

$$M_{fl,tot} = \sqrt{M_{yy,tot}^2 + M_{zz}(Q_y)^2} = 16714.1 \text{ Nmm}$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{M_{zz}(Q_y)}{M_{yy,tot}}\right) \approx 32.5^\circ$$

La tensione massima in A: $\sigma_{n,max,A} = \frac{32 \cdot M_{fl,tot}}{\pi \cdot d^3} = 10.9 \text{ MPa}$

La tensione massima in B: $\sigma_{n,max,B} = \frac{32 \cdot M_{yy}(F_p)}{\pi \cdot d^3} = 15.0 \text{ MPa}$

I coefficienti di sicurezza statica ottenuti all'incastro sono:

$$v_{s,1} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{n,max,A}} = \frac{375}{10.9} = 34.4 > 1.5$$

$$v_{s,2} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{n,max,B}} = \frac{375}{15.0} = 25 > 1.5$$

Le sollecitazioni calcolate per arrivare alle tensioni a raccordo sono:

$$M'_{yy}(F_p) = F_p \cdot b_{F_p,c} = 133.4 \cdot 132 = 17608.8 \text{ Nmm}$$

$$M'_{yy}(Q_z) = -Q_z \cdot b_{Q,c} = -\frac{Q}{\sqrt{2}} \cdot b_{Q,c} = -\frac{231}{\sqrt{2}} \cdot 15 = -2450.1 \text{ Nmm}$$

$$M'_{zz}(Q_y) = -Q_y \cdot b_Q = -\frac{Q}{\sqrt{2}} \cdot b_Q = -\frac{231}{\sqrt{2}} \cdot 15 = -2450.1 \text{ Nmm}$$

$$M'_{yy,tot} = M'_{yy}(F_p) + M'_{yy}(Q_z) = 15158.7 \text{ Nmm}$$

$$M'_{fl,tot} = \sqrt{M'_{yy,tot}^2 + M'_{zz}(Q_y)^2} = 15355.4 \text{ Nmm}$$

$$\beta' = \arctg\left(\frac{M'_{zz}(Q_y)}{M'_{yy,tot}}\right) \approx 9.18^\circ$$

La tensione normale massima in A': $\sigma_{n,max,A'} = \frac{32 \cdot M'_{fl,tot}}{\pi \cdot d^3} = 10.0 \text{ MPa}$

La tensione di picco elastico in A': $\sigma_{pel,A'} = k_t \cdot \sigma_{n,max,A'} = 1.66 \cdot 10 = 16.6 \text{ MPa}$

La tensione normale massima in B': $\sigma_{n,max,B'} = \frac{32 \cdot M'_{yy}(F_p)}{\pi \cdot d^3} = 11.48 \text{ MPa}$

La tensione di picco elastico in B': $\sigma_{pel,B'} = k_t \cdot \sigma_{n,max,B'} = 1.66 \cdot 11.48 = 19.0 \text{ MPa}$

I coefficienti di sicurezza statica ottenuti al raccordo sono:

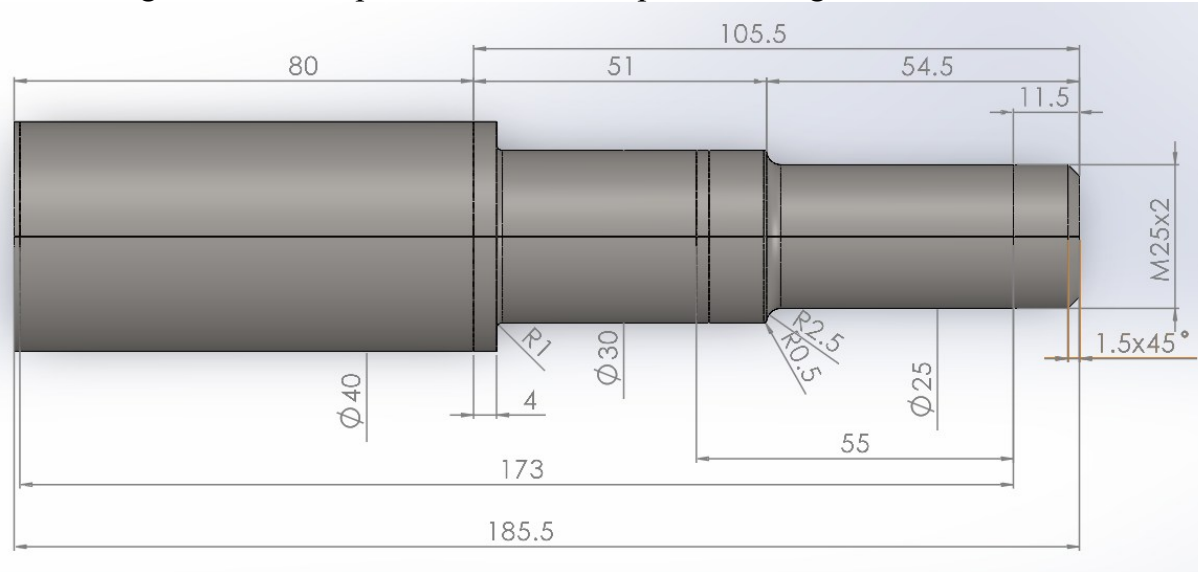
$$v_{s,1'} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{pel,A'}} = \frac{375}{16.6} = 22.6 > 1.5$$

$$v_{s,2'} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{pel,B'}} = \frac{375}{19.0} = 19.7 > 1.5$$

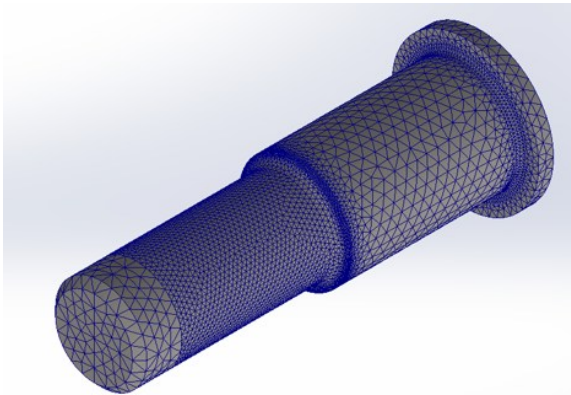
Questi risultati sono stati ottenuti senza valutare la pressione di calettamento poiché, tenuto conto poi grazie l'analisi fem, al raccordo risulta esserci una differenza di tensione

DEFINIZIONE DEL MODELLO DEL PERNO CON CARICHI, VINCOLI E MESH

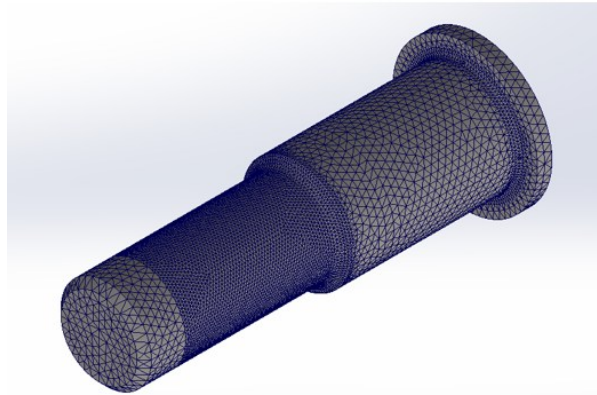
Il modello geometrico del perno analizzato è riportato di seguito:



Le mesh tenute conto nell'analisi agli elementi finiti per la verifica statica sono:

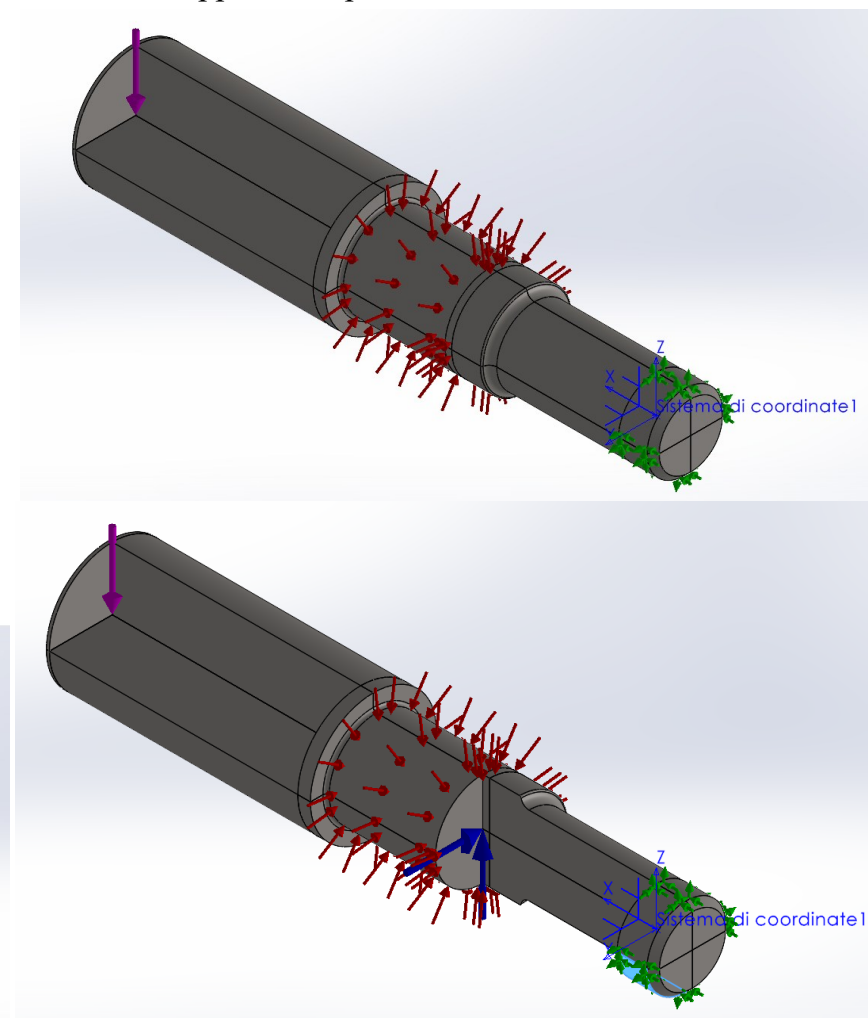


«Prima mesh»



«Seconda mesh»

I carichi applicati al perno con la sua estensione:



Forza viola=
Forza peso totale
della girante

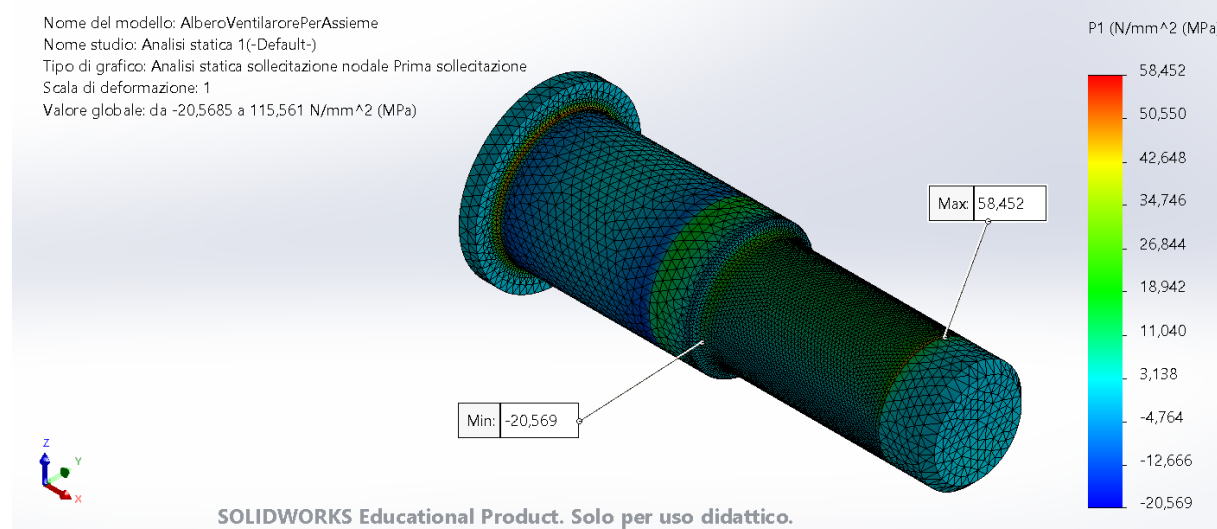
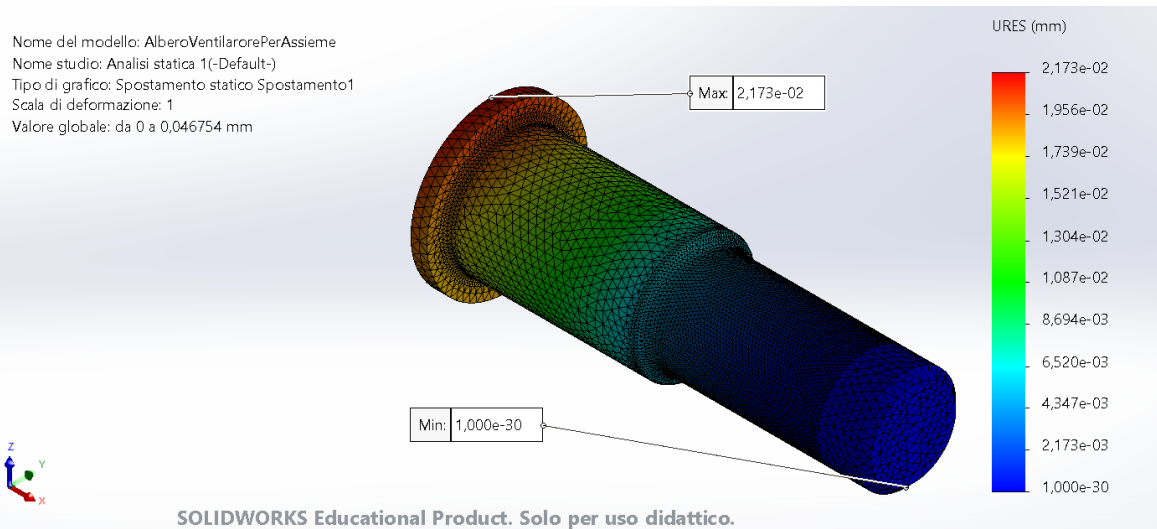
Pressione rossa=
Pressione di calettamento

Forze blu=
Componenti del tiro
della cinghia

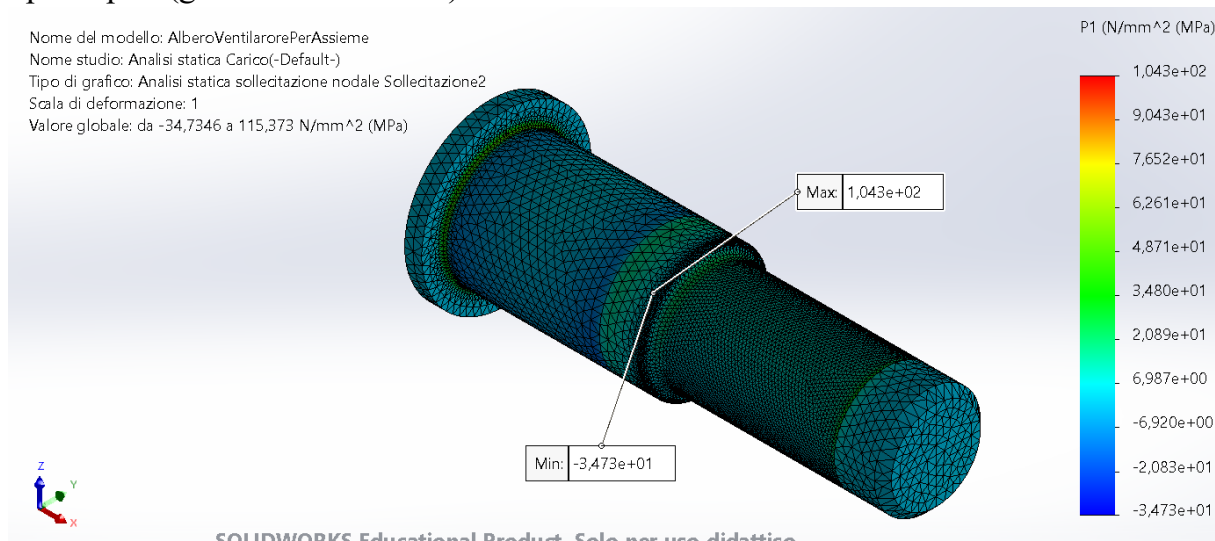
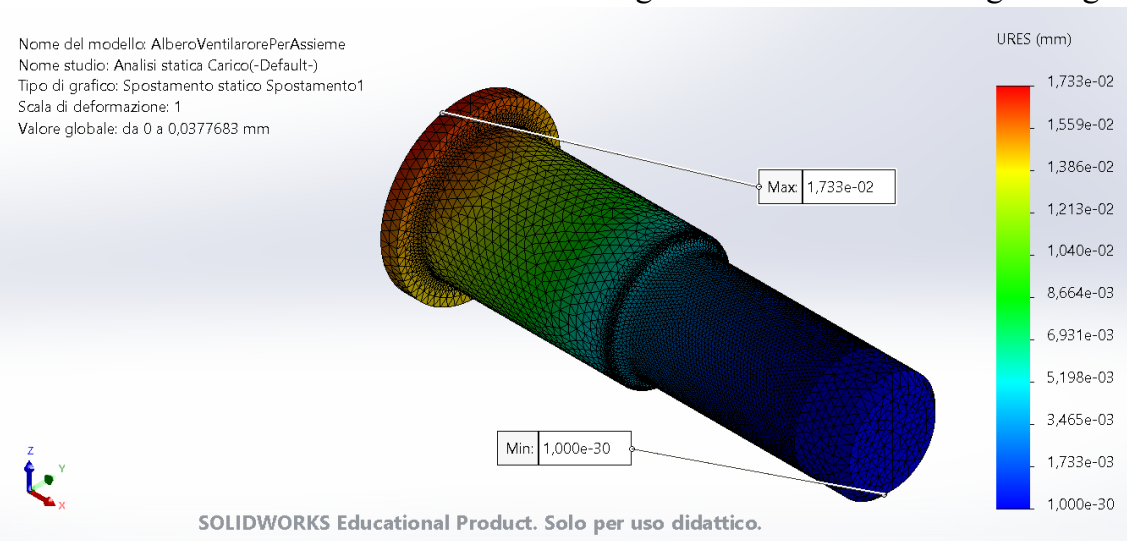
Frecce verdi=
Vincolo d'incastro

RISULTATI GRAFICI FINALI TRAMITE ANALISI FEM

Dall'analisi statica-lineare tramite analisi agli elementi finiti si ottengono i grafici principali (girante ferma):



Dall'analisi statica-lineare tramite analisi agli elementi finiti si ottengono i grafici principali (girante in rotazione):



RISULTATI GRAZIE ALL' ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI E DEFINIZIONE DEL k_t

Le tensioni di picco elastico ottenute nei punti critici del raccordo tramite l'analisi fem sono elencate di seguito:

- $\sigma_{pel,B',gir.ferma} = 25.83 \text{ MPa};$
- $\sigma_{pel,B',gir.rotaz.} = 24.14 \text{ MPa};$
- $\sigma_{pel,A',gir.ferma} = 26.79 \text{ MPa};$
- $\sigma_{pel,A',gir.rotaz.} = 24.96 \text{ MPa}.$

$$v_{s,A',girante\ ferma} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{pel,A',gir.ferma}} = \frac{375}{26.79} = 14.0 > 1.5$$

$$v_{s,A',girante\ in\ rotazione} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{pel,A',gir.rotaz.}} = \frac{375}{24.96} = 15.0 > 1.5$$

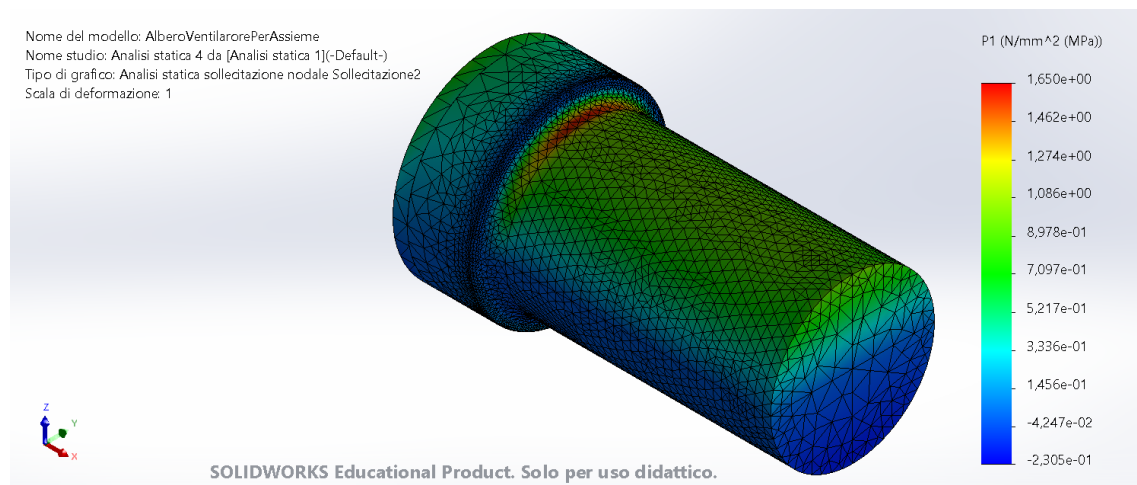
$$v_{s,B',girante\ ferma} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{pel,B',gir.ferma}} = \frac{375}{25.83} = 14.5 > 1.5$$

$$v_{s,B',girante\ in\ rotazione} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{pel,B',gir.rotaz.}} = \frac{375}{24.14} = 15.5 > 1.5$$

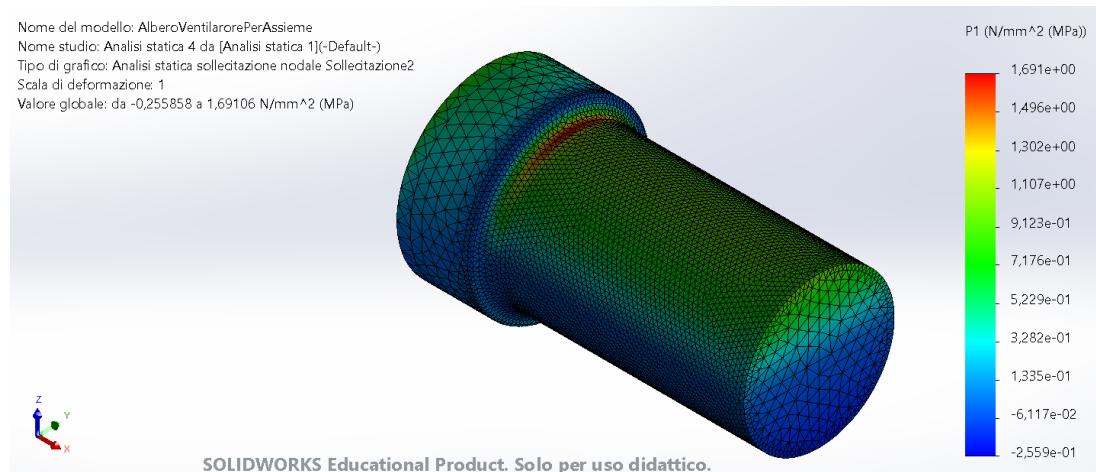
Per la determinazione del k_t tramite analisi agli elementi finiti si è voluto utilizzare le due mesh fini: la prima e la seconda mesh utilizzate nelle analisi statiche. Si è scelto l'utilizzo della seconda mesh che risulta essere leggermente superiore del valore dato dal Peterson [4] mettendoci in vantaggio di sicurezza.

Dalle curve del Peterson [4] si ottiene: $k_t = 1.66$ per $\frac{r}{d} = \frac{2.5}{25} = 0.1$ e $\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1.2$.

Dall'analisi fem, utilizzando un parte del perno e applicando una pressione che eguaglia l'andamento delle tensioni normali dovute a momento flettente nella sezione trasversale di diametro più piccolo:



«Prima mesh»



«Seconda mesh»

Si ottiene un $k_t = 1.69$ e tale sarà utilizzato per la verifica a fatica

ELENCO DEI RISULTATI ANALITICI DELLA VERIFICA A FATICA

Le tensionali normali corrette (divisi per k_t) dei punti critici al raccordo ottenuti tramite funzione «sonda» di Solidworks sono:

- $\sigma_{n,A',gir.rotaz.} = 14.77 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{n,B',gir.ferma} = 15.28 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{n,B',gir.rotaz.} = 14.28 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{n,A',gir.ferma} = 15.85 \text{ MPa}$;

Per il punto B':

Il momento flettente prodotto dal tiro della cinghia	$M_{fl,Q} = -Q \cdot b_{Q,C} = -231 \cdot 15 = -3465 \text{ Nmm}$
La tensione normale generata dal tiro della cinghia	$\Delta\sigma' = \sigma_{n,B',Q} = -\frac{M_{fl,Q}}{I_{x'x'}} \cdot d_{B'} = -\frac{3465}{\frac{\pi}{64} \cdot 25^4} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{25}{2} = -1.60 \text{ MPa}$
La tensione normale in B'	$\sigma_{n,B',gir.rotaz.,analitica} = \sigma_{n,B',gir.ferma} + \sigma_{n,B',Q} = 13.68 \text{ MPa}$
Il range di tensione $\Delta\sigma$ che si ottiene con i valori dell'analisi fem	$\Delta\sigma = \sigma_{n,B',gir.ferma} - \sigma_{n,B',gir.rotaz.} = 1.00 \text{ MPa} < \Delta\sigma'$
Il valore di tensione normale media	$\sigma_{m,B'} = \frac{\sigma_{n,B',gir.ferma} + \sigma_{n,B',gir.rotaz.}}{2} = 14.78 \text{ MPa}$
L'ampiezza di tensione normale costante	$\sigma_{a,B'} = \frac{\Delta\sigma}{2} = 0.50 \text{ MPa}$
Il limite a fatica per flessione rotante del un provino normato in 11SMnPb37	$\sigma_{a,\infty,-1} = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{460}{2} = 230 \text{ MPa}$
Il limite a fatica $\sigma_{a,\infty,-1}$ corretto del perno	$\sigma_{a,\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a,\infty,-1}}{k_l \cdot k_d \cdot k_v \cdot k_t} = \frac{230}{1.1 \cdot 1.15 \cdot 1 \cdot 1.69} = 107.58 \text{ MPa}$
Il limite a fatica corretto tenente conto della tensione normale media	$\sigma_{a,\infty,\sigma_{m,B'}} = \sigma_{a,\infty,-1}^* \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{m,B'}}{\sigma_r}\right) = 104.12 \text{ MPa}$
Ampiezza di tensione massima della fatica oligociclica corretta dalla tensione media	$\sigma_{a,B',r} = \sigma_r - \sigma_{m,B'} = 445.22 \text{ MPa}$

ELENCO DEI RISULTATI ANALITICI DELLA VERIFICA A FATICA E CONCLUSIONI

La pendenza della curva k del Wöhler, compresa tra 10^3 e $2 \cdot 10^6$ cicli si ottiene da: $\sigma_{a,B',r}^k \cdot 10^3 = \sigma_{a,\infty,\sigma_{m,B'}}^k \cdot 2 \cdot 10^6 \rightarrow k = 5.231$

Per il punto A':

La tensione normale media	$\sigma_{m,A'} = 15.31 \text{ MPa}$
L'ampiezza di tensione normale costante	$\sigma_{a,A'} = 0.54 \text{ MPa}$
Il limite di fatica corretto tenente conto della tensione normale media	$\sigma_{a,\infty,\sigma_{m,A'}} = 104.00 \text{ MPa}$
L'ampiezza di tensione massima della fatica oligociclica corretta dalla tensione media	$\sigma_{a,A',r} = 444.69 \text{ MPa}$
La pendenza k tra 10^3 e $2 \cdot 10^6$ cicli	$k=5.231$

Il perno, visti i risultati, dovrebbe avere vita infinita poiché: $\sigma_{a,A'} \cdot 1.6 = \sigma_{aL} = 0.86 \text{ MPa} \ll \sigma_{a,\infty,\sigma_{m,A'}}$

Supponendo anche un limite di fatica ad ampiezza variabile (LFAV) per un materiale acciaccato si ottiene che: $LFAV^k \cdot 10^7 = \sigma_{a,\infty,\sigma_{m,A'}}^k \cdot 2 \cdot 10^6$

Da cui risulta $LFAV = 76.46 \text{ MPa}$ e σ_{aL} risulta essere inferiore di $LFAV$.

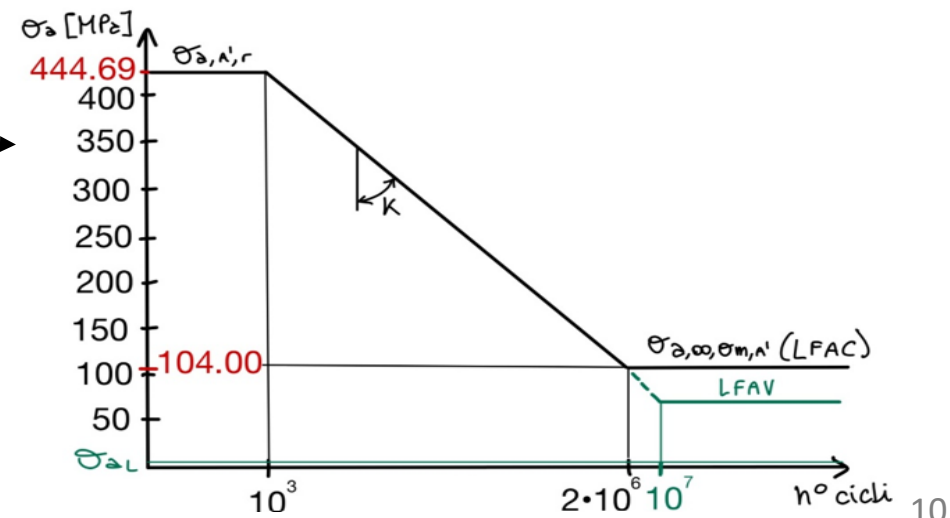
La curva del Wöhler del punto A':

Dalla verifica a fatica dei punti critici al raccordo si ottengono questi coefficienti di sicurezza in tensione:

$$\begin{aligned}
 - \quad v_{\sigma,B'} &= \frac{\sigma_{a,\infty,\sigma_{m,B'}}}{\sigma_{a,B'}} = 208 \gg 1.6 \\
 - \quad v_{\sigma,A'} &= \frac{\sigma_{a,\infty,\sigma_{m,A'}}}{\sigma_{a,A'}} = 193 \gg 1.6
 \end{aligned}$$

Entrambe le verifiche risultano essere positive e portano alla seguente conclusione:

il perno supporterà un numero di cicli di accensione e spegnimento infinito.



[1] Catalogo del circolatore:

<https://www.climatecontrolairtreatment.com/emea/wp-content/uploads/sites/climatecontrol/2026/07/EM-UM-EN.pdf>

Dimensioni e prestazioni del ventilatore:

<https://www.climatecontrolairtreatment.com/emea/wp-content/uploads/sites/climatecontrol/2025/08/EMS-PS-EN-202508.pdf>

[2] Manuale di Meccanica 2° edizione nuova, rinnovata e ampliata

Editore: Ulrico Hoepli Milano

a cura di: Luigi Caligaris, Stefano Fava, Marco Tomasello

Pubblicato il 1/03/2016.

[3] Acciaio AVP, caratteristiche meccaniche e chimiche:

<https://tecnoacciai.it/wp-content/uploads/2017/11/acciai-da-costruzione-acciai-automatici-11SMnPb37.pdf>

[4] Peterson's Concentration Factors 3° edizione di Walter D.Pilkey e Deborah F.Pilkey

Editore: John Wiley & Sons Inc

Data di pubblicazione: 1 febbraio 2008