Ing. Nicola Mastrapasqua
Corso Traiano 28/15
10135 TORINO
339 283 60 64

Ordine degli Ingegneri della Provincia di Torino n. 5964X
P.IVA 06013440018
e-mail: nicola.mastrapasqua@gmail.com
pec: nicola.mastrapasqua@ingpec.eu

SCIOVIA AS487 "PIAMPRATO PAESE"

Comune di Valprato Soana, Provincia di Torino

PROSEGUIMENTO DELL'ESERCIZIO DOPO LA SCADENZA DELLA VITA TECNICA

(D.M. 203 DEL 01/12/2015)

PROGETTO ESECUTIVO

1 - VERIFICA A FATICA

18 dicembre 2017

Ing. Nicola Mastrapasqua

ORDINE INGEGNERI DELLA PROVINCIA DI TORINO
dott. ing.
Nicola
Mastrapasqua
n. 5964X

INDICE

1. - Premessa

L'impianto in oggetto, costruito dalla ditta Leitner in base al progetto a firma dell'ing. Oswald Tutzer e di proprietà del Comune di Valprato Soana (TO), è stato aperto al pubblico esercizio il 05/11/1987.

La vita tecnica della sciovia pari a 30 anni, come previsto dal Decreto del Ministro dei Trasporti n. 203 del 01/12/2015, è scaduta il 05/11/2017.

L'amministrazione del Comune di Valprato Soana, viste le sostanziali ancora buone condizioni tecniche dell'impianto, al quale è asservita l'adiacente pista di discesa, ha deciso di riattivare tale impianto in base a quanto regolamentato dal D.M. n. 203 del 01/12/2015 "*Norme tecniche regolamentari in materia di revisioni periodiche, di adeguamenti tecnici e di varianti costruttive per i servizi di pubblico trasporto effettuati con funivie, funicolari, sciovie e slittinovie destinate al trasporto di persone*" in merito al proseguimento dell'esercizio dopo la scadenza della vita tecnica previsto all'art. 2.5.

Il decreto succitato, tra i vari obblighi, prevede anche una nuova verifica progettuale a fatica secondo le norme vigenti antecedentemente all'entrata in vigore del D.Lgs n. 210 del 12 giugno 2003, per tutti i componenti ad essa soggetti, che indichi l'ulteriore vita residua possibile di ciascuno di essi, che costituisce l'oggetto del presente fascicolo.

Le verifiche a fatica di seguito riportate riguardano i seguenti componenti:

- Perni principali delle rulliere;
- Albero lento del riduttore;
- Perno della puleggia di rinvio;
- Puleggia motrice;
- Puleggia di rinvio;
- Giunzione tra i fusti e le traverse dei sostegni di linea;
- Bilancieri delle rulliere e bracci di sospensione.

Le verifiche riguardanti gli elementi appartenenti ai dispositivi di traino non sono state eseguite in quanto è prevista la sostituzione completa di tali dispositivi con altri di nuova fornitura e dotati di certificazione CE.

La normativa di riferimento adottata nei calcoli è la seguente:

- D.M. 15-03-1982 n.706 “Norme tecniche per la costruzione e l'esercizio delle sciovie in servizio pubblico”;
- D.M. 08-03-1999 “Prescrizioni tecniche speciali per le funivie monofuni con movimento unidirezionale continuo e collegamento permanente dei veicoli”;
- CNR 10011-88 “Costruzioni in acciaio: istruzioni per il calcolo, l’esecuzione, il collaudo, la manutenzione”;
- CNR 22/09/1994 n.171 Calcolo, costruzione e controllo degli alberi.

2. - Caratteristiche tecniche attuali della sciovia "PIAMPRATO PAESE"

-	Quota s.l.m. della stazione a valle	m	1550
-	Quota s.l.m. della stazione a monte	m	1638.81
-	Lunghezza sviluppata della linea (L)	m	424.69
-	Lunghezza orizzontale tra le pulegge (l)	m	413.69
-	Dislivello della fune tra le stazioni (D)	m	88.81
-	Pendenza media dell'impianto	%	21.47
-	Pendenza massima longitudinale della pista	%	41.45
-	Portata massima	sc/h	720
-	Intervallo fra i traini (IT)	s	5.00
-	Velocità di esercizio	m/s	2.80
-	Equidistanza fra i traini (i)	m	14.03
-	Numero massimo sciatori in linea	n°	30
-	Dispositivi di traino in totale (monoposto)	n°	61
-	Lunghezza totale traini (Cmax)	m	10
-	Peso di un traino completo di morsetto (G)	Kg	22
-	Potenza necessaria secondo regolamento	kW	27
-	Motore installato potenza a 1460 g/m	kW	30
-	Riduttore Leitner tipo KS3/0, rapporto di riduzione 1:25.52		
-	Stazione motrice situata	a	monte
-	Dispositivo di tensione situato	a	valle
-	Azione del contrappeso	daN	4611
-	Sostegni di linea in appoggio	n°	4
-	Sostegni di linea in ritenuta	n°	2
-	Sostegni di linea totali	n°	6
-	Rulli (fondo gola Ø280 mm) sal. 34; disc. 34; totale	n°	68
-	Diametro puleggia motrice	mm	2000
-	Diametro puleggia rinvio	mm	2000
-	Scartamento in linea	mm	2000
-	Diametro fune traente (Ø)	mm	14
-	Diametro fune tenditrice (Ø)	mm	12
-	Fune telefonica		interrata
-	Senso di marcia		orario

3. - Dati di verifica

La sciovia in oggetto è stata aperta al pubblico esercizio il 05/11/1987, da ricerche d'archivio risulta che durante le stagioni 1985-1986, 1986-1987, 1987-1988, 2002-2003, 2006-2007, 2007-2008, 2013-2014 è rimasta chiusa, pertanto dalla data di prima apertura ha effettuato 23 stagioni invernali di esercizio. Ai fini dei calcoli si è considerato, a favore della sicurezza, un numero di anni di esercizio pari a 30.

La media di ore di esercizio annuali dell'impianto è stata di 301 ore/stagione. Ai fini dei calcoli si è considerata, a favore della sicurezza, una media di 322 ore di esercizio per le stagioni trascorse, ipotizzando 414 ore di esercizio annue per le future 10 stagioni.

In base a tali considerazioni, il numero complessivo di ore di esercizio considerate nei calcoli di verifica è pari a:

$$OE = 30 \cdot 322 + 10 \times 414 = 13800 \;\; ore$$

4. - Verifica a fatica dei perni principali delle rulliere

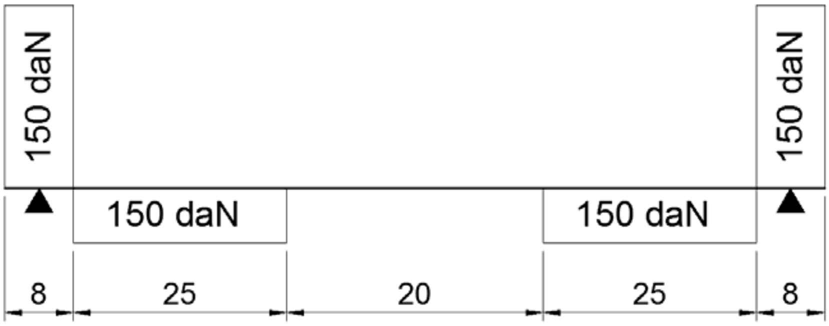
Si riporta nella seguente tabella l'elenco delle rulliere ed i carichi massimi desunti dal calcolo di linea del progetto originale.

Sostegno	Ramo salita		Ramo discesa	
	N° rulli (NR)	carico massimo	N° rulli (NR)	carico massimo
S.M.	4R	-254 daN	4R	-462 daN
1	4	323 daN	4	339 daN
2	2	240 daN	2	220 daN
3R	4R	-131 daN	4R	-307 daN
4	6	516 daN	6	464 daN
5R	4R	-172 daN	4R	-295 daN
6	6	674 daN	6	649 daN
S.R.T.	4	359 daN	4	350 daN

Le verifiche sono eseguite nelle sezioni più sollecitate dei perni, prendendo in considerazione il carico massimo di ciascuna tipologia di rulliera, come evidenziato in tabella.

4.1 - Verifica a fatica del perno principale delle rulliere a 2 rulli

Il perno principale della rulliera a 2 rulli ha diametro 25 mm ed è in acciaio C40. Su di esso appoggiano le fiancate del bilanciere unico, trasmettendo il carico di 240 daN derivante dalla fune a cui si somma il peso proprio della rulliera stimato in 60 daN per un totale di 300 daN. Considerando lo schema di carico illustrato, il momento massimo risulta:



M = 150 x 29 - 150 x 12.5 = 2475 daN·mm

essendo il modulo di resistenza W e l'area A rispettivamente pari a:

W = 1534 mm^3 ; A = 491 mm^2

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{2475 \cdot 10}{1534} = 16.13 \frac{N}{mm^2} \qquad ; \qquad \tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{150}{491} \cdot 10 = 4.07 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50% del carico gravante su un rullo della rulliera per il passaggio dei dispositivi di traino, il momento massimo dovuto alle sollecitazioni dinamiche risulta:

M_{max} = (300/2x1.5+300/2)/2 x 29 - (300/2x1.5+300/2)/2 x 12.5 = 3093.75 daNmm

T_{max} = (300/2x1.5+300/2)/2 = 187.5 daN

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{3093.75}{1534} \cdot 10 = 20.17\, N/mm^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{T_{\max}}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{187.5}{491} \cdot 10 = 5.09 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura per perni in C40 con diametro da 16 fino a 40 mm è pari a f_t=640N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 640/2 = 320\, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f/\sqrt{3} = 320/\sqrt{3} = 184.75\, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau}$

dove:

K_σ e K_τ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$; $K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1
$K_{S\tau}$		1
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.13
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ e K_τ risultano:

$K_\sigma = 1 \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.187$; $K_\tau = 1 \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.187$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, considerando unitario il fattore di spettro K ed indicando con NR il numero dei rulli della rulliera, OE il numero di ore di esercizio ed IT l'intervallo tra i dispositivi di traino, si ha:

$$N = K \cdot NR \cdot OE \cdot 3600/IT = 1 \cdot 2 \cdot 13800 \cdot 3600/5 = 1.99 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c è data da:

- per la tensione normale $c = \dfrac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}}$

- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}}$$

Ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999 si ottiene

$$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{640 \cdot 1.187}{320 \cdot 1}} = 6.389$$

Poichè risulta N = $1.99 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 6.389 + \sqrt{(6.389^2 + 1)} = 12.857$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{1.99 \cdot 10^7} \right)^{1/12.857} = 0.836$$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 320 \cdot \frac{0.836}{1.187} = 225.59\, N/mm^2$$
$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 184.75 \cdot \frac{0.836}{1.187} = 130.24\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \dfrac{20.17 + 16.13}{2} = 18.15 \dfrac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \dfrac{20.17 - 16.13}{2} = 2.02 \dfrac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 18.15 + 2.02 = 20.17 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \dfrac{5.09 + 4.07}{2} = 4.58 \dfrac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \dfrac{5.09 - 4.07}{2} = 0.51 \dfrac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 4.58 + 0.51 = 5.09 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} = 225.59 \cdot \frac{1}{20.17} = 11.19 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}} = 130.24 \cdot \frac{1}{5.09} = 25.59$$

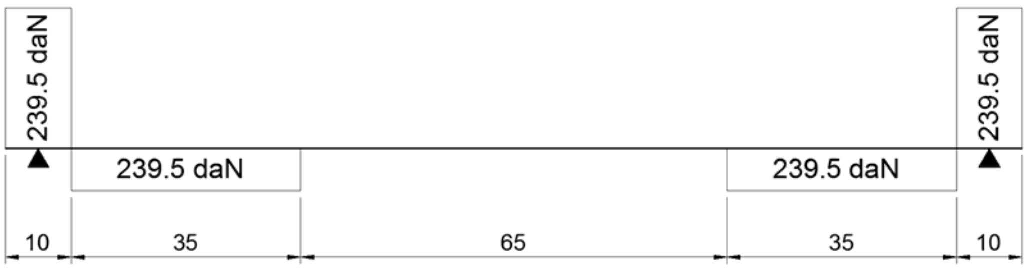
Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{11.19 \cdot 25.59}{\sqrt{11.19^2 + 25.59^2}} = 10.25 > 2$$

Il numero massimo di cicli che il perno può sopportare è pari a: $N_{max} = 2.64 \cdot 10^{16} > N = 1.99 \cdot 10^7$

4.2 - Verifica a fatica del perno principale delle rulliere a 4 rulli in appoggio

Il perno principale della rulliera a 4 rulli di appoggio ha diametro 25 mm ed è in acciaio C40. Su di esso appoggiano le fiancate del bilanciere primario, trasmettendo il carico di 359 daN derivante dalla fune a cui si somma il peso proprio della rulliera stimato in 120 daN per un totale di 479 daN. Considerando lo schema di carico illustrato, il momento massimo risulta:



M = 239.5 x 45 - 239.5 x 17.5 = 6586.25 daN·mm

essendo il modulo di resistenza W e l'area A rispettivamente pari a:

W = 1534 mm^3 ; A = 491 mm^2

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6586.25 \cdot 10}{1534} = 42.94 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{239.5}{491} \cdot 10 = 6.50 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50% del carico gravante su un rullo della rulliera per il passaggio dei dispositivi di traino, il momento massimo dovuto alle sollecitazioni dinamiche risulta:

M_{max} = (479/4x1.5 + 3/4x479)/2 x 45 - (479/4x1.5 + 3/4x479)/2 x 17.5 = 7409.53 daNmm

T_{max} = (479/4x1.5 + 3/4x479)/2 = 269.44 daN

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{7409.53}{1534} \cdot 10 = 48.30\, N/mm^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{269.44}{491} \cdot 10 = 7.32\, N/mm^2$$

La tensione di rottura per perni in C40 con diametro da 16 fino a 40 mm è pari a f_t=640N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 640/2 = 320\, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f/\sqrt{3} = 320/\sqrt{3} = 184.75\, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau}$

dove:

K_σ *e* K_τ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1
$K_{S\tau}$		1
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.13
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ *e* K_τ risultano:

$$K_\sigma = 1 \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.187 \quad ; \quad K_\tau = 1 \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.187$$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, considerando unitario il fattore di spettro K ed indicando con NR il numero dei rulli della rulliera, OE il numero di ore di esercizio ed IT l'intervallo tra i dispositivi di traino, si ha:

$$N = K \cdot NR \cdot OE \cdot 3600/IT = 1 \cdot 4 \cdot 13800 \cdot 3600/5 = 3.97 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wölher c è data da

- per la tensione normale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}}$$

- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}}$$

Ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999 si ottiene

$$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{640 \cdot 1.187}{320 \cdot 1}} = 6.389$$

Poiché risulta N = $3.97 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 6.389 + \sqrt{(6.389^2 + 1)} = 12.857$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{3.97 \cdot 10^7}\right)^{1/12.857} = 0.793$$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 320 \cdot \frac{0.793}{1.187} = 213.78\, N/mm^2$$

$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 184.75 \cdot \frac{0.793}{1.187} = 123.42\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \dfrac{48.3 + 42.94}{2} = 45.62 \dfrac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \dfrac{48.3 - 42.94}{2} = 2.68 \dfrac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 45.62 + 2.68 = 48.30 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \dfrac{7.32 + 6.5}{2} = 6.91 \dfrac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \dfrac{7.32 - 6.5}{2} = 0.41 \dfrac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 6.91 + 0.41 = 7.32 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} = 213.78 \cdot \frac{1}{48.30} = 4.43 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}} = 123.42 \cdot \frac{1}{7.329} = 16.84$$

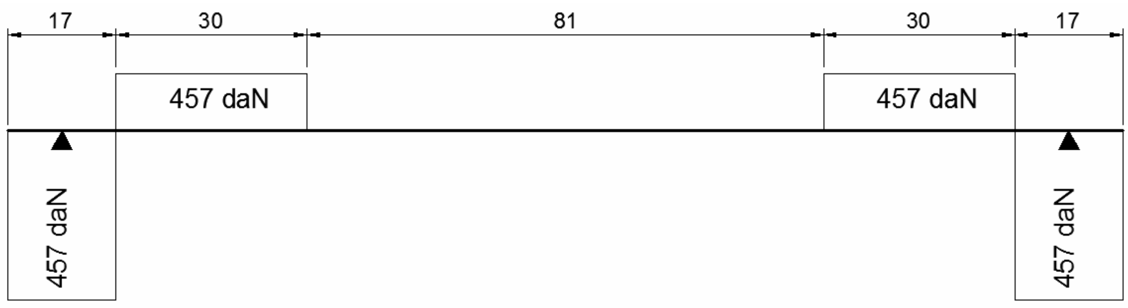
Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{4.43 \cdot 16.84}{\sqrt{4.43^2 + 16.84^2}} = 4.28 > 2$$

Il numero massimo di cicli che i perno può sopportare è pari a: $N_{max} = 7.04 \cdot 10^{11} > N = 3.97 \cdot 10^7$

4.3 - Verifica a fatica del perno principale delle rulliere a 6 rulli in appoggio

Il perno principale della rulliera a 6 rulli di appoggio ha diametro 30 mm ed è in acciaio C40. Su di esso appoggiano le piastre saldate alla trave principale, trasmettendo il carico di 674 daN derivante dalla fune a cui si somma il peso proprio della rulliera stimato in 240 daN per un totale di 914 daN. Considerando lo schema di carico illustrato, il momento massimo risulta:



M = 457 x 38.5 - 457 x 15 = 10739.5 daN·mm

essendo il modulo di resistenza W e l'area A rispettivamente pari a:

W = 2650 mm^3 ; A = 707 mm^2

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{10739.5 \cdot 10}{2650} = 40.53 \frac{N}{mm^2} \qquad ; \qquad \tau = \frac{4}{3}\frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{457}{707} \cdot 10 = 8.62 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50% del carico gravante su un rullo della rulliera per il passaggio dei dispositivi di traino, il momento massimo dovuto alle sollecitazioni dinamiche risulta:

M_{max} =(914/6x1.5+5/6x914)/2 x 38.5 - (914/6x1.5+5/6x914)/2 x 15 = 11634.46 daNmm

T_{max} = (914/6x1.5+5/6x914)/2 = 495.08 daN

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{11634.46}{2650} \cdot 10 = 43.90\, N/mm^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{495.08}{707} \cdot 10 = 9.34\, N/mm^2$$

La tensione di rottura per perni in C40 con diametro da 16 fino a 40 mm è pari a f_t=640N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 640/2 = 320\, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f/\sqrt{3} = 320/\sqrt{3} = 184.75\, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\qquad \sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\qquad \tau_{r,f} = \tau_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\tau}$

dove:

K_σ e K_τ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \qquad ; \qquad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1
$K_{S\tau}$		1
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.16
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ e K_τ risultano:

$K_\sigma = 1 \cdot 1.16 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.218$; $K_\tau = 1 \cdot 1.16 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.218$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$K_N = \left(\dfrac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, considerando unitario il fattore di spettro K ed indicando con NR il numero dei rulli della rulliera, OE il numero di ore di esercizio ed IT l'intervallo tra i dispositivi di traino, si ha:

$$N = K \cdot NR \cdot OE \cdot 3600/IT = 1 \cdot 6 \cdot 13800 \cdot 3600/5 = 5.96 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c è data da

- per la tensione normale $c = \dfrac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}}$

- per la tensione tangenziale $c = \dfrac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}}$

Ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999 si ottiene

$$c = \frac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{640 \cdot 1.218}{320 \cdot 1}} = 6.201$$

Poiché risulta N = $5.96 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore:

$$c' = c + \sqrt{\left(c^2 + 1\right)} = 6.201 + \sqrt{\left(6.201^2 + 1\right)} = 12.482$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{5.96 \cdot 10^7}\right)^{1/12.482} = 0.762$$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 320 \cdot \frac{0.762}{1.218} = 200.2\, N/mm^2$$

$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 184.75 \cdot \frac{0.762}{1.218} = 115.58\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{43.9 + 40.53}{2} = 42.21 \frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{43.9 - 40.53}{2} = 1.69 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 42.21 + 1.69 = 43.9 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \frac{9.34 + 8.62}{2} = 8.98 \frac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \frac{9.34 - 8.62}{2} = 0.36 \frac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 8.98 + 0.36 = 9.34 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} = 200.2 \cdot \frac{1}{43.9} = 4.56 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}} = 115.58 \cdot \frac{1}{9.34} = 12.37$$

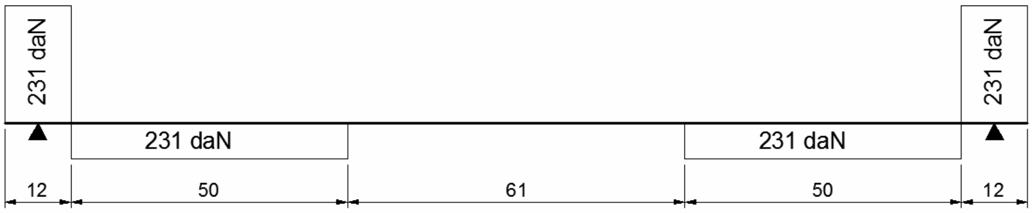
Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{4.56 \cdot 12.37}{\sqrt{4.56^2 + 12.37^2}} = 4.28 > 2$$

Il numero massimo di cicli che i perno può sopportare è pari a: $N_{max} = 7.92 \cdot 10^{11} > N = 5.96 \cdot 10^7$

4.4 - Verifica a fatica del perno principale delle rulliere a 4 rulli in ritenuta

Il perno principale della rulliera a 4 rulli di ritenuta ha diametro 25 mm ed è in acciaio C40. Su di esso appoggiano le fiancate del bilanciere primario, trasmettendo il carico di 462 daN derivante dalla fune. A favore della sicurezza si trascura il peso proprio della rulliera. Considerando lo schema di carico illustrato, il momento massimo risulta:



M = 231 x 56 - 231 x 25 = 7161 daN·mm

essendo il modulo di resistenza W e l'area A rispettivamente pari a:

W = 1534 mm^3 ; A = 491 mm^2

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{7161 \cdot 10}{1534} = 46.68 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{4}{3}\frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{231}{491} \cdot 10 = 6.27 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50% del carico gravante su un rullo della rulliera per il passaggio dei dispositivi di traino, il momento massimo dovuto alle sollecitazioni dinamiche risulta:

M_{max} = (462/4x1.5+3/4x462)/2 x 56 - (462/4x1.5+3/4x462)/2 x 25 = 8056.13 daNmm

T_{max} = (462/4x1.5+3/4x462)/2 = 259.9 daN

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{8056.13}{1534} \cdot 10 = 52.52\, N/mm^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3}\frac{T}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{259.9}{491} \cdot 10 = 7.06\, N/mm^2$$

La tensione di rottura per perni in C40 con diametro da 16 fino a 40 mm è pari a f_t=640N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 640/2 = 320\, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f/\sqrt{3} = 320/\sqrt{3} = 184.75\, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\tau}$

dove:

$K_\sigma \ e \ K_\tau$ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1
$K_{S\tau}$		1
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.13
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti $K_\sigma \ e \ K_\tau$ risultano:

$$K_\sigma = 1 \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.187 \quad ; \quad K_\tau = 1 \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.187$$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$K_N = \left(\dfrac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, considerando unitario il fattore di spettro K ed indicando con NR il numero dei rulli della rulliera, OE il numero di ore di esercizio ed IT l'intervallo tra i dispositivi di traino, si ha:

$$N = K \cdot NR \cdot OE \cdot 3600/IT = 1 \cdot 4 \cdot 13800 \cdot 3600/5 = 3.97 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c è data da:

- per la tensione normale $c = \dfrac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}}$

- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}}$$

Ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999 si ottiene

$$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{640 \cdot 1.187}{320 \cdot 1}} = 6.389$$

Poiché risulta N = $4.06 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore:

$$c' = c + \sqrt{\left(c^2 + 1\right)} = 6.389 + \sqrt{\left(6.389^2 + 1\right)} = 12.857$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{3.97 \cdot 10^7}\right)^{1/12.857} = 0.793$$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 320 \cdot \frac{0.793}{1.187} = 213.78\, N/mm^2$$
$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 184.75 \cdot \frac{0.793}{1.187} = 123.43\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{52.52 + 46.68}{2} = 49.6 \frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{52.52 - 46.68}{2} = 2.92 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 49.6 + 2.92 = 52.52 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \frac{7.06 + 6.72}{2} = 6.89 \frac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \frac{7.06 - 6.72}{2} = 0.17 \frac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 6.89 + 0.17 = 7.06 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{max}} = 213.78 \cdot \frac{1}{52.52} = 4.07 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{max}} = 123.43 \cdot \frac{1}{7.06} = 17.48$$

Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{4.07 \cdot 17.48}{\sqrt{4.07^2 + 17.48^2}} = 3.96 > 2$$

Il numero massimo di cicli che i perno può sopportare è pari a: $N_{max} = 2.62 \cdot 10^{11} > N = 3.97 \cdot 10^{7}$

5 - Verifica a fatica dell'albero lento del riduttore

L'albero lento del riduttore ha diametro variabile da Ø110 mm a Ø160 mm ed è in acciaio 39NiCrMo3. L'albero è soggetto a flessione rotante e torsione dovute all'azione trasmesse alla puleggia motrice dall'anello trattivo. Nei calcoli di verifica a fatica si farà riferimento ai valori massimi desunti dal calcolo originario di linea, corrispondenti a S = 3600 daN di tiro della fune e a M_T=820 daN·m di torsione.

Inoltre l'albero è soggetto alle azioni derivanti dalla ruota ad ingranaggi calettata sull'albero stesso, calcolate come segue in conformità al progetto originale:

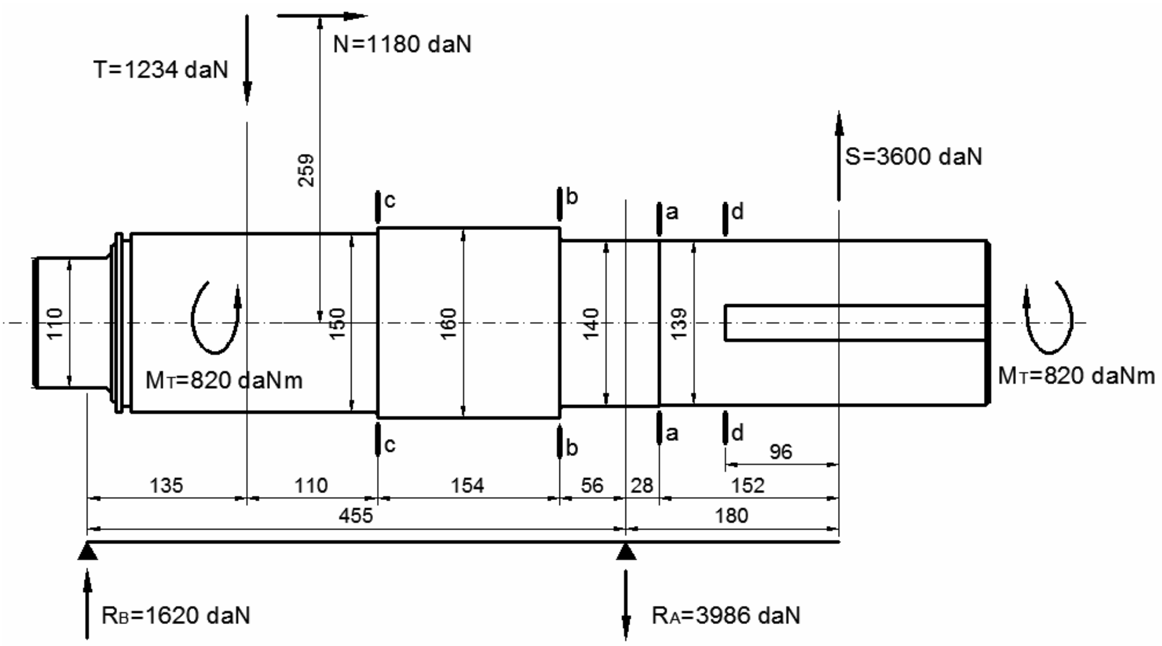
- diametro primitivo ruota dentata d_p = 516 mm
- angolo di pressione Ø = 20°
- angolo d'inclinazione dell'elica β = 20°22'

$$P = 2 \cdot \frac{M_T}{d_p} = 2 \cdot \frac{820}{516} \cdot 1000 = 3178.3\, daN$$

$$T = P \cdot \tan\phi / \cos\beta = 3178.3 \cdot \tan 20° / \cos 20{,}367° = 1234\, daN$$

$$N = P \cdot \tan\beta = 3178.3 \cdot \tan 20{,}367° = 1180\, daN$$

Dallo schema statico seguente si calcolano le reazioni



$$R_A = \frac{S \cdot 635 - N \cdot 259 - T \cdot 135}{455} = \frac{3600 \cdot 635 - 1180 \cdot 259 - 1234 \cdot 135}{455} = 3986\, daN$$

$$R_B = T + R_A - S = 1234 + 3986 - 3600 = 1620\ daN$$

Sulla base delle sollecitazioni esterne ottenute si procede al calcolo di verifica nelle sezioni più critiche.

SEZIONE a-a

Nella sezione a-a si ha:

$$M_a = S \cdot 152 = 3600 \cdot 152 = 547200 \; daNmm$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W_{Fa} e il modulo di resistenza a torsione W_{Ta} rispettivamente pari a:

$$W_{Fa} = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 139^3 = 263660 mm^3$$

$$W_{Ta} = \frac{\pi}{16} D^3 = \frac{\pi}{16} 139^3 = 527320 mm^3$$

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M_a}{W_{Fa}} = \frac{547200}{263660} \cdot 10 = 20.75 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{M_T}{W_{Ta}} = \frac{820}{527320} \cdot 10000 = 15.55 \; \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, tali sollecitazioni risultano pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 20.75 \cdot 1.5 = 31.13 \; \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_{\max} = \tau \cdot 1.5 = 15.55 \cdot 1.5 = 23.33 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura per perni in 39NiCrMo3 è pari a f_t=830N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 830/2 = 415 \, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f \big/ \sqrt{3} = 415 \big/ \sqrt{3} = 240 \, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\qquad \sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\qquad \tau_{r,f} = \tau_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\tau}$

dove:

$K_\sigma \; e \; K_\tau$ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1
$K_{S\tau}$		1
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.35
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ e K_τ risultano:

$K_\sigma = 1 \cdot 1.35 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.4175$; $K_\tau = 1 \cdot 1.35 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.4175$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$K_N = \left(\dfrac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, dove ogni ciclo corrisponde ad un giro puleggia che alla velocità v=2.8m/s impiega T_g=2.244s/g considerando unitario il fattore di spettro K, si ha:

$$N = K \cdot OE \cdot 3600 / T_g = 1 \cdot 13800 \cdot 3600 / 2.244 = 2.214 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c è data da:

- per la tensione normale $c = \dfrac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}}$

- per la tensione tangenziale $c = \dfrac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}}$

Ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999 si ottiene

$$c = \frac{\ln \dfrac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \dfrac{830 \cdot 1.4175}{415 \cdot 1}} = 5.299$$

Poiché risulta N = $2.27 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore:

$$c' = c + \sqrt{(c^2+1)} = 5.299 + \sqrt{(5.299^2+1)} = 10.691$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2\cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2\cdot 10^6}{2.214\cdot 10^7}\right)^{1/10.691} = 0.799$$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 415\cdot\frac{0.799}{1.4175} = 233.92\,N/mm^2$$
$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 240\cdot\frac{0.799}{1.4175} = 135.28\,N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf}\cdot\frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf}\cdot\frac{K_{x\tau}}{\tau_{max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{31.13+20.75}{2} = 25.94\frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{31.13-20.75}{2} = 5.19\frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 25.94 + 5.19 = 31.13\frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \frac{23.33+15.55}{2} = 19.44\frac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \frac{23.33-15.55}{2} = 3.89\frac{N}{mm^2}$

$$\tau_{max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 19.44 + 3.89 = 23.33\frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf}\cdot\frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{max}} = 233.92\cdot\frac{1}{31.13} = 7.51 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf}\cdot\frac{K_{x\tau}}{\tau_{max}} = 135.28\cdot\frac{1}{23.33} = 5.79$$

Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma}\cdot\gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2+\gamma_{f\tau}^2}} = \frac{7.51\cdot 5.79}{\sqrt{7.51^2+5.79^2}} = 4.58 > 2$$

Il numero massimo di cicli che la sezione in esame può sopportare è pari a: $N_{max} = 1.57\cdot 10^{11} > N = 2.214\cdot 10^7$

SEZIONE b-b

Nella sezione b-b si ha:

$$M_b = S \cdot 236 - R_A \cdot 56 = 3600 \cdot 236 - 3986 \cdot 56 = 626384\, daNmm$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W_{Fb} e il modulo di resistenza a torsione W_{Tb} rispettivamente pari a:

$$W_{Fb} = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 140^3 = 269392\ mm^3$$

$$W_{Tb} = \frac{\pi}{16} D^3 = \frac{\pi}{16} 140^3 = 538783\ mm^3$$

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M_b}{W_{Fb}} = \frac{626384}{269392} \cdot 10 = 23.25 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{M_T}{W_{Tb}} = \frac{820}{538783} \cdot 10000 = 15.22 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, tali sollecitazioni risultano pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 23.25 \cdot 1.5 = 34.88 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_{\max} = \tau \cdot 1.5 = 15.22 \cdot 1.5 = 22.83 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura per perni in 39NiCrMo3 è pari a f_t=830N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 830/2 = 415\, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f / \sqrt{3} = 415/\sqrt{3} = 240\, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma}$
- per la tensione tangenziale $\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau}$

dove:

K_σ e K_τ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1.476
$K_{S\tau}$		1.427
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.35
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ e K_τ risultano:

$K_\sigma = 1.476 \cdot 1.35 \cdot 1.05 \cdot 1 = 2.092$; $K_\tau = 1.427 \cdot 1.35 \cdot 1.05 \cdot 1 = 2.023$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, dove ogni ciclo corrisponde ad un giro puleggia che alla velocità v=2.8m/s impiega T_g=2.244s/g considerando unitario il fattore di spettro K, si ha:

$$N = K \cdot OE \cdot 3600/T_g = 1 \cdot 13800 \cdot 3600/2.244 = 2.214 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c, ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999, è data da:

- per la tensione normale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{830 \cdot 2.092}{415 \cdot 1}} = 3.857$$
- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{830 \cdot 2.023}{415 \cdot 1}} = 3.95$$

Poiché risulta N = $2.22 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore $c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)}$

<u>Per le tensioni normali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 3.857 + \sqrt{(3.857^2 + 1)} = 7.842$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{2.214 \cdot 10^7} \right)^{1/7.842} = 0.736$$

<u>Per le tensioni tangenziali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2+1)} = 3.95 + \sqrt{(3.95^2+1)} = 8.025$$

da cui $K_N = \left(\frac{2\cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2\cdot 10^6}{2.214\cdot 10^7}\right)^{1/8.025} = 0.741$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 415\cdot\frac{0.736}{2.092} = 146\, N/mm^2$$

$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 240\cdot\frac{0.741}{2.023} = 87.91\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf}\cdot\frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf}\cdot\frac{K_{x\tau}}{\tau_{max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{34.88+23.25}{2} = 29.065\frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{34.88-23.25}{2} = 5.815\frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 29.065 + 5.815 = 34.88\frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \frac{22.83+15.22}{2} = 19.025\frac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \frac{22.83-15.22}{2} = 3.805\frac{N}{mm^2}$

$$\tau_{max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 19.025 + 3.805 = 22.83\frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf}\cdot\frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{max}} = 146\cdot\frac{1}{34.88} = 4.19 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf}\cdot\frac{K_{x\tau}}{\tau_{max}} = 87.91\cdot\frac{1}{22.83} = 3.85$$

Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma}\cdot\gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2+\gamma_{f\tau}^2}} = \frac{4.19\cdot 3.85}{\sqrt{4.19^2+3.85^2}} = 2.83 > 2$$

Il numero massimo di cicli che la sezione in esame può sopportare è pari a: $N_{max} = 3.70 \cdot 10^8 > N = 2.27 \cdot 10^7$

SEZIONE c-c

Nella sezione c-c si ha:

$$M_c = S \cdot 390 - R_A \cdot 210 = 3600 \cdot 390 - 3986 \cdot 210 = 566940 \;\; daNmm$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W_{Fc}, e il modulo di resistenza a torsione W_{Tc} rispettivamente pari a:

$$W_{Fc} = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 150^3 = 331340 mm^3$$

$$W_{Tc} = \frac{\pi}{16} D^3 = \frac{\pi}{16} 150^3 = 662680 mm^3$$

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M_c}{W_{Fc}} = \frac{566940}{331340} \cdot 10 = 17.11 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{M_T}{W_{Tc}} = \frac{820}{662680} \cdot 10000 = 12.37 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, tali sollecitazioni risultano pari a:

$$\sigma_{max} = \sigma \cdot 1.5 = 17.11 \cdot 1.5 = 25.67 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_{max} = \tau \cdot 1.5 = 12.37 \cdot 1.5 = 18.56 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura per perni in 39NiCrMo3 è pari a f_t=830N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 830/2 = 415 \, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f / \sqrt{3} = 415/\sqrt{3} = 240 \, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma}$
- per la tensione tangenziale $\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau}$

dove:

$K_\sigma \; e \; K_\tau$ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1.288
$K_{S\tau}$		1.304
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.37
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ *e* K_τ risultano:

$K_\sigma = 1.288 \cdot 1.37 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.853$; $K_\tau = 1.304 \cdot 1.37 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.876$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, dove ogni ciclo corrisponde ad un giro puleggia che alla velocità v=2.8m/s impiega T_g=2.244s/g considerando unitario il fattore di spettro K, si ha:

$$N = K \cdot OE \cdot 3600 / T_g = 1 \cdot 13800 \cdot 3600 / 2.244 = 2.214 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c, ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999, è data da:

- per la tensione normale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{830 \cdot 1.853}{415 \cdot 1}} = 4.215$$

- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{830 \cdot 1.876}{415 \cdot 1}} = 4.176$$

Poichè risulta N = $2.214 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore $c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)}$

<u>Per le tensioni normali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 4.215 + \sqrt{(4.215^2 + 1)} = 8.547$$

da cui $K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{2.214 \cdot 10^7} \right)^{1/8.547} = 0.755$

<u>Per le tensioni tangenziali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 4.176 + \sqrt{(4.176^2 + 1)} = 8.47$$

da cui $K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{2.214 \cdot 10^7} \right)^{1/8.47} = 0.753$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 415 \cdot \frac{0.755}{1.853} = 169.09\, N/mm^2$$
$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 240 \cdot \frac{0.753}{1.876} = 96.33\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{25.67 + 17.11}{2} = 21.39 \frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{25.67 - 17.11}{2} = 4.28 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 21.39 + 4.28 = 25.67 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \frac{18.56 + 12.37}{2} = 15.465 \frac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \frac{18.56 - 12.37}{2} = 3.095 \frac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 15.465 + 3.095 = 18.56 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} = 169.09 \cdot \frac{1}{25.67} = 6.59 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}} = 96.33 \cdot \frac{1}{18.56} = 5.19$$

Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{6.59 \cdot 5.19}{\sqrt{6.59^2 + 5.19^2}} = 4.08 > 2$$

Il numero massimo di cicli che la sezione in esame può sopportare è pari a: $N_{max} = 9.06 \cdot 10^9 > N = 2.27 \cdot 10^7$

SEZIONE d-d

Nella sezione d-d si ha:

$$M_d = S \cdot 96 = 3600 \cdot 96 = 345600 \ \ daNmm$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W_{Fd} e il modulo di resistenza a torsione W_{Td} rispettivamente pari a:

$$W_{Fc} = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 139^3 = 263660 \ mm^3$$

$$W_{Tc} = \frac{\pi}{16} D^3 = \frac{\pi}{16} 139^3 = 527320 \ mm^3$$

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M_c}{W_{Fc}} = \frac{345600}{263660} \cdot 10 = 13.11 \frac{N}{mm^2} \qquad ; \qquad \tau = \frac{M_T}{W_{Tc}} = \frac{820}{527320} \cdot 10000 = 15.55 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, tali sollecitazioni risultano pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 13.11 \cdot 1.5 = 19.66 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_{\max} = \tau \cdot 1.5 = 15.55 \cdot 1.5 = 23.33 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura per perni in 39NiCrMo3 è pari a f_t=830N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 830/2 = 415 \, N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f / \sqrt{3} = 415/\sqrt{3} = 240 \, N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\qquad \sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\qquad \tau_{r,f} = \tau_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\tau}$

dove:

K_σ e K_τ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	2.17
$K_{S\tau}$		1.8
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.48
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ e K_τ risultano:

$$K_\sigma = 2.17 \cdot 1.48 \cdot 1.05 \cdot 1 = 3.372 \quad ; \quad K_\tau = 1.8 \cdot 1.48 \cdot 1.05 \cdot 1 = 2.797$$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c}$$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, dove ogni ciclo corrisponde ad un giro puleggia che alla velocità v=2.8m/s impiega T_g=2.244s/g considerando unitario il fattore di spettro K, si ha:

$$N = K \cdot OE \cdot 3600 / T_g = 1 \cdot 13800 \cdot 3600 / 2.244 = 2.214 \cdot 10^7$$

la pendenza della curva di Wòlher c, ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999, è data da:

- per la tensione normale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{830 \cdot 3.372}{415 \cdot 1}} = 2.893$$

- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{830 \cdot 2.297}{415 \cdot 1}} = 3.207$$

Poichè risulta N = $2.214 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore $c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)}$

<u>Per le tensioni normali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 2.893 + \sqrt{(2.893^2 + 1)} = 5.954$$

da cui $K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{2.214 \cdot 10^7}\right)^{1/5.954} = 0.668$

<u>Per le tensioni tangenziali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 3.207 + \sqrt{(3.207^2 + 1)} = 6.566$$

da cui $K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N}\right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{2.214 \cdot 10^7}\right)^{1/6.566} = 0.693$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 415 \cdot \frac{0.668}{3.372} = 82.21\, N/mm^2$$

$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 240 \cdot \frac{0.693}{2.797} = 59.46\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{19.66 + 13.11}{2} = 16.38 \frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{19.66 - 13.11}{2} = 3.28 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 16.38 + 3.28 = 19.66 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \frac{23.33 + 15.55}{2} = 19.44 \frac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \frac{23.33 - 15.55}{2} = 3.89 \frac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 19.44 + 3.89 = 23.33 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} = 82.21 \cdot \frac{1}{19.66} = 4.18 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}} = 59.46 \cdot \frac{1}{23.33} = 2.55$$

Il grado di sicurezza globale è pari a:

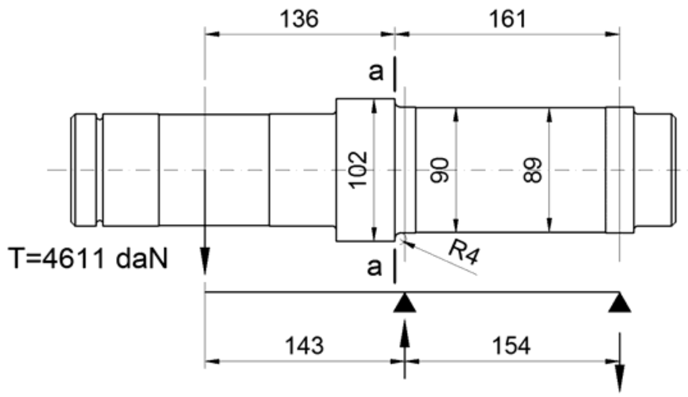
$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{4.18 \cdot 2.55}{\sqrt{4.18^2 + 2.55^2}} = 2.17 > 2$$

Il numero massimo di cicli che la sezione in esame può sopportare è pari a: $N_{max} = 3.77 \cdot 10^7 > N = 2.27 \cdot 10^7$

6 - Perno della puleggia di rinvio

Il perno della puleggia di rinvio ha diametro variabile lungo il suo asse ed è in acciaio 39NiCrMo3. Il perno è soggetto a flessione rotante dovuta all'azione trasmesse alla puleggia dall'anello trattivo. Nei calcoli di verifica a fatica si farà riferimento ai valori massimi desunti dal calcolo originario di linea, corrispondenti a T = 4611 daN di tiro della fune. Inoltre il perno è sollecitato dal peso proprio del perno stesso e della puleggia pari a PP = 380 daN

Dallo schema statico seguente si calcolano le sollecitazioni



Nella sezione a-a si ha:

$$M_a = T \cdot 136 = 4611 \cdot 136 = 627096\ daNmm$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W_{Fa} e l'area A_a rispettivamente pari a:

$$W_{Fa} = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 90^3 = 71569\ mm^3$$

$$A_a = \pi \cdot R^2 = \pi \cdot 45^2 = 6362 mm^2$$

le sollecitazioni risultano:

$$\sigma = \frac{M_a}{W_{Fa}} + \frac{PP}{A_a} = \left(\frac{627096}{71569} + \frac{380}{6362} \right) \cdot 10 = 88.22 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A_a} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4611}{6362} \cdot 10 = 9.66 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, tali sollecitazioni risultano pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 88.22 \cdot 1.5 = 132.33 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_{\max} = \tau \cdot 1.5 = 9.66 \cdot 1.5 = 14.50 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura per perni in 39NiCrMo3 è pari a f_t=880N/mm^2, pertanto le tensioni limite di resistenza a fatica valgono:

$$\sigma_f = f_t/2 = 880/2 = 440\,N/mm^2$$

$$\tau_f = \sigma_f/\sqrt{3} = 440/\sqrt{3} = 254\,N/mm^2$$

da cui si ricavano le tensioni limite di resistenza a fatica alternata:

- per la tensione normale $\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\sigma}$

- per la tensione tangenziale $\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \dfrac{K_N}{K_\tau}$

dove:

K_σ e K_τ sono i coefficienti che tengono conto della forma, del diametro e del tipo di lavorazione a cui l'albero può essere soggetto e sono dati dalle espressioni:

$$K_\sigma = K_{S\sigma} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c \quad ; \quad K_\tau = K_{S\tau} \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c$$

dove:

Coefficienti		Valore attribuito
$K_{S\sigma}$	coefficienti dipendenti dalla forma dell'albero	1.22
$K_{S\tau}$		1.235
K_d	coefficiente dipendente dal diametro	1.25
K_u	coefficiente dipendente dal tipo di lavorazione	1.05
K_c	coefficiente che tiene conto dell'eventuale pericolo di corrosione a cui il pezzo può essere soggetto	1

Pertanto i coefficienti K_σ e K_τ risultano:

$$K_\sigma = 1.22 \cdot 1.25 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.601 \quad ; \quad K_\tau = 1.235 \cdot 1.25 \cdot 1.05 \cdot 1 = 1.621$$

K_N è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli totale equivalente N ed è dato da:

$$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N}\right)^{1/c}$$ dove c è la pendenza della curva di Wòlher.

N è il numero totale dei cicli equivalenti, dove ogni ciclo corrisponde ad ogni passaggio in puleggia dei dispositivi di traino, dato che la velocità di esercizio è pari a v=2.8m/s, l'equidistanza dei dispositivi di traino pari a Eq=14.03m e considerando unitario il fattore di spettro K, si ha:

$$N = K \cdot \frac{v}{E_q} \cdot 3600 \cdot OE = 1 \cdot \frac{2.8}{14.03} \cdot 3600 \cdot 13800 = 9.915 \cdot 10^6$$

la pendenza della curva di Wòlher c, ponendo $K_x = 1$ come indicato dall'art. 3.15.3.9.1 del D.M. 08.03.1999, è data da:

- per la tensione normale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\sigma}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{880 \cdot 1.601}{440 \cdot 1}} = 4.744$$

- per la tensione tangenziale $$c = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{f_t \cdot K_\tau}{\sigma_f \cdot K_x}} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3}}{\ln \frac{880 \cdot 1.621}{440 \cdot 1}} = 4.695$$

Poiché risulta N = $2.27 \cdot 10^7 > 2 \cdot 10^6$ al posto di c va considerato il valore $c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)}$

<u>Per le tensioni normali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 4.744 + \sqrt{(4.744^2 + 1)} = 9.592$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{9.915 \cdot 10^6} \right)^{1/9.592} = 0.846$$

<u>Per le tensioni tangenziali</u> si ha:

$$c' = c + \sqrt{(c^2 + 1)} = 4.695 + \sqrt{(4.695^2 + 1)} = 9.494$$

da cui $$K_N = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{1/c'} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{9.915 \cdot 10^6} \right)^{1/9.494} = 0.845$$

Le tensioni limite di resistenza a fatica alternata risultano:

$$\sigma_{r,f} = \sigma_f \cdot \frac{K_N}{K_\sigma} = 440 \cdot \frac{0.846}{1.601} = 232.55\, N/mm^2$$
$$\tau_{r,f} = \tau_f \cdot \frac{K_N}{K_\tau} = 254 \cdot \frac{0.845}{1.621} = 132.40\, N/mm^2$$

Il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione è dato da:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}}$$

dove le tensioni hanno i seguenti valori:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a)$$

con $\sigma_m = \frac{132.33 + 88.22}{2} = 110.27 \frac{N}{mm^2}$ e $\sigma_a = \frac{132.33 - 88.22}{2} = 22.05 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \max(\sigma_a) = 110.27 + 22.05 = 132.33 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a)$$

con $\tau_m = \dfrac{14.50 + 9.66}{2} = 12.08 \dfrac{N}{mm^2}$ e $\tau_a = \dfrac{14.50 - 9.66}{2} = 2.42 \dfrac{N}{mm^2}$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \max(\tau_a) = 12.08 + 2.42 = 14.50 \frac{N}{mm^2}$$

da cui si ricava il grado di sicurezza per ciascuna componente di tensione:

$$\gamma_{f\sigma} = \sigma_{rf} \cdot \frac{K_{x\sigma}}{\sigma_{\max}} = 232.55 \cdot \frac{1}{132.33} = 1.76 \quad ; \quad \gamma_{f\tau} = \tau_{rf} \cdot \frac{K_{x\tau}}{\tau_{\max}} = 132.40 \cdot \frac{1}{14.50} = 9.13$$

Il grado di sicurezza globale è pari a:

$$\gamma_f = \frac{\gamma_{f\sigma} \cdot \gamma_{f\tau}}{\sqrt{\gamma_{f\sigma}^2 + \gamma_{f\tau}^2}} = \frac{1.76 \cdot 9.13}{\sqrt{1.76^2 + 9.13^2}} = 1.73 < 2$$

Poiché la verifica non è soddisfatta il perno della puleggia di rinvio dovrà essere sostituito.

7 - Puleggia motrice

La puleggia motrice ha diametro, misurato in corrispondenza dell'asse della fune, di 2 m ed è formata da elementi saldati costituiti principalmente da: una corona circolare in profilato UNP100 rinforzata da due anelli di lamiera 5x10; da 8 razze, ciascuna delle quali è composta da due profilati UNP65, tutti collegati al mozzo da due piastre da 6 mm di spessore aventi forma di corona circolare. La puleggia è soggetta alla pressione radiale della fune traente agente sulla corona ed al momento torcente dovuto allo sforzo motore. Per il calcolo a fatica della puleggia motrice saranno utilizzati gli sforzi derivanti dal calcolo del progetto originale, effettuati sulla base di sollecitazioni superiori a quelle effettive di esercizio.

Corona circolare

La corona è soggetta ad una tensione normale pari a:

$$\sigma = 586\frac{daN}{cm^2} = 58.6\frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 58.6 \cdot 1.5 = 87.9\frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 87.9 - 58.6 = 29.3\frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura della corona circolare in materiale Fe37C è pari a f_t=360N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 360/2 = 180\frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 360 - 180 = 180\frac{N}{mm^2}$$

$\Delta\sigma_A = 100\frac{N}{mm^2}$ come da prospetto 8-VII della norma CNR 22/09/1994 n.171 per saldatura manuale.

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 29.3 < \Delta\sigma_D = 180\frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A = 100 > 56\frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 29.3)^5} \cdot 180^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 1.18 \cdot 10^{10}$$

Alla velocità di esercizio di v=2.8 m/s la puleggia, avente circonferenza pari a C=6.283m, compie 1604.28 giri in un'ora corrispondenti ai cicli della corona. I cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{C} \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{6.283} \cdot 3600 \cdot 13800 = 2.21 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 2.21 \cdot 10^7 / 1.18 \cdot 10^{10} = 1.88 \cdot 10^{-3} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

Razze

Ogni razza è soggetta ad una tensione normale pari a:

$$\sigma = 481\frac{daN}{cm^2} = 48.1\frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 48.1 \cdot 1.5 = 72.15\frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 72.15 - 48.1 = 24.05\frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura delle razze in materiale Fe37C è pari a f_t=360N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 360 / 2 = 180\frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 360 - 180 = 180\frac{N}{mm^2}$$

$\Delta\sigma_A = 100\frac{N}{mm^2}$ come da prospetto 8-VII della norma CNR 22/09/1994 n.171 per saldatura manuale.

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 24.05 < \Delta\sigma_D = 180\frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A = 100 > 56\frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 24.05)^5} \cdot 180^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 3.16 \cdot 10^{10}$$

Alla velocità di esercizio di v=2.8 m/s la puleggia, avente circonferenza pari a C=6.283m, compie 1604.28 giri in un'ora corrispondenti ai cicli di ogni razza. I cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{C} \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{6.283} \cdot 3600 \cdot 13800 = 2.21 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 2.21 \cdot 10^7 / 3.16 \cdot 10^{10} = 7.00 \cdot 10^{-4} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

8 - Puleggia di rinvio

La puleggia di rinvio ha diametro, misurato in corrispondenza dell'asse della fune, di 2 m ed è formata da elementi saldati costituiti principalmente da: una corona circolare in profilato UNP100 rinforzata da due anelli di lamiera 5x10; da 8 razze, ciascuna delle quali è composta da due profilati UNP65, tutti collegati al mozzo da due piastre da 6 mm di spessore aventi forma di corona circolare. La puleggia è soggetta alla pressione radiale della fune traente agente sulla corona. Per il calcolo a fatica della puleggia di rinvio saranno utilizzati gli sforzi derivanti dal calcolo del progetto originale, effettuati sulla base di sollecitazioni superiori a quelle effettive di esercizio.

Corona circolare

La corona è soggetta ad una tensione normale pari a:

$$\sigma = 69.10 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 69.10 \cdot 1.5 = 103.65 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 103.65 - 69.10 = 34.55 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura della corona circolare in materiale Fe37C è pari a f_t=360N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 360 / 2 = 180 \frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 360 - 180 = 180 \frac{N}{mm^2}$$

$\Delta\sigma_A = 100 \frac{N}{mm^2}$ come da prospetto 8-VII della norma CNR 22/09/1994 n.171 per saldatura manuale.

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$$\Delta\sigma_i = 34.55 < \Delta\sigma_D = 180\frac{N}{mm^2} \text{ e } \Delta\sigma_A = 100 > 56\frac{N}{mm^2}$$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 34.55)^5} \cdot 180^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 5.17 \cdot 10^9$$

Alla velocità di esercizio di v=2.8 m/s la puleggia, avente circonferenza pari a C=6.283m, compie 1604.28 giri in un'ora corrispondenti ai cicli della corona. I cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{C} \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{6.283} \cdot 3600 \cdot 13800 = 2.21 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 2.21 \cdot 10^7 / 5.17 \cdot 10^9 = 4.28 \cdot 10^{-3} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

<u>Razze</u>

Ogni razza è soggetta ad una tensione normale pari a:

$$\sigma = 25.70\frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 25.70 \cdot 1.5 = 38.55\frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 38.55 - 25.70 = 12.85\frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura delle razze in materiale Fe37C è pari a f_t=360N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 360/2 = 180\frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 360 - 180 = 180 \frac{N}{mm^2}$$

$\Delta\sigma_A = 100 \frac{N}{mm^2}$ come da prospetto 8-VII della norma CNR 22/09/1994 n.171 per saldatura manuale.

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 12.85 < \Delta\sigma_D = 180 \frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A = 100 > 56 \frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 12.85)^5} \cdot 180^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 7.26 \cdot 10^{11}$$

Alla velocità di esercizio di v=2.8 m/s la puleggia, avente circonferenza pari a C=6.283m, compie 1604.28 giri in un'ora corrispondenti ai cicli di ogni razza. I cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{C} \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{6.283} \cdot 3600 \cdot 13800 = 2.21 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 2.21 \cdot 10^7 / 7.26 \cdot 10^{11} = 3.05 \cdot 10^{-5} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

9 - Fiancate e traverse dei sostegni di linea

I sostegni sono costituiti da portali con i ritti divergenti verso il basso. Per la verifica a fatica si utilizzano i risultati di calcolo più gravosi del progetto originale, relativi all'analisi della struttura iperstatica del sostegno più sollecitato, che risulta essere il n. 6 avente rulliere a 6 rulli, come indicato nella tabella seguente.

	SOSTEGNI					
	1	2	3R	4	5R	6
n° rulli rulliere	4	2	4R	6	4R	6
σ_{MAX} TRAVERSA (daN/cm2)	475,73	358,99	526,35	759,58	551,83	948,04
σ_{MAX} FIANCATA (daN/cm^2)	241,01	186,88	257,96	371,52	276,52	418,38

Traversa del sostegno n. 6

La traversa è soggetta ad una tensione normale pari a:

$$\sigma = 418.38 \frac{daN}{cm^2} = 41.84 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 41.84 \cdot 1.5 = 62.76 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 62.76 - 41.84 = 20.92 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura della traversa in materiale Fe430C è pari a f_t=410N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 410/2 = 205 \frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 410 - 205 = 205 \frac{N}{mm^2}$$

$\Delta\sigma_A = 100 \dfrac{N}{mm^2}$ come da prospetto 8-VII della norma CNR 22/09/1994 n.171 per saldatura manuale.

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$$\Delta\sigma_i = 20.92 < \Delta\sigma_D = 205\frac{N}{mm^2} \text{ e } \Delta\sigma_A = 100 > 56\frac{N}{mm^2}$$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 20.92)^5} \cdot 205^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 1.22 \cdot 10^{11}$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=6 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 6 \cdot 3600 \cdot 13800 = 5.95 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 5.95 \cdot 10^7 / 1.22 \cdot 10^{11} = 4.89 \cdot 10^{-4} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

<u>Fiancata del sostegno n. 6</u>

La fiancata è soggetta ad una tensione normale pari a:

$$\sigma = 948.04\frac{daN}{cm^2} = 94.80\frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 94.8 \cdot 1.5 = 142.20\frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 142.2 - 94.8 = 47.4\frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura della fiancata in materiale Fe430C è pari a f_t=410N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 410 / 2 = 205\frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 410 - 205 = 205\frac{N}{mm^2}$$

$\Delta\sigma_A = 100\frac{N}{mm^2}$ come da prospetto 8-VII della norma CNR 22/09/1994 n.171 per saldatura manuale.

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$$\Delta\sigma_i = 47.4 < \Delta\sigma_D = 205\frac{N}{mm^2} \text{ e } \Delta\sigma_A = 100 > 56\frac{N}{mm^2}$$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 47.4)^5} \cdot 205^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 2.04 \cdot 10^9$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=6 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 6 \cdot 3600 \cdot 13800 = 5.95 \cdot 10^7$$

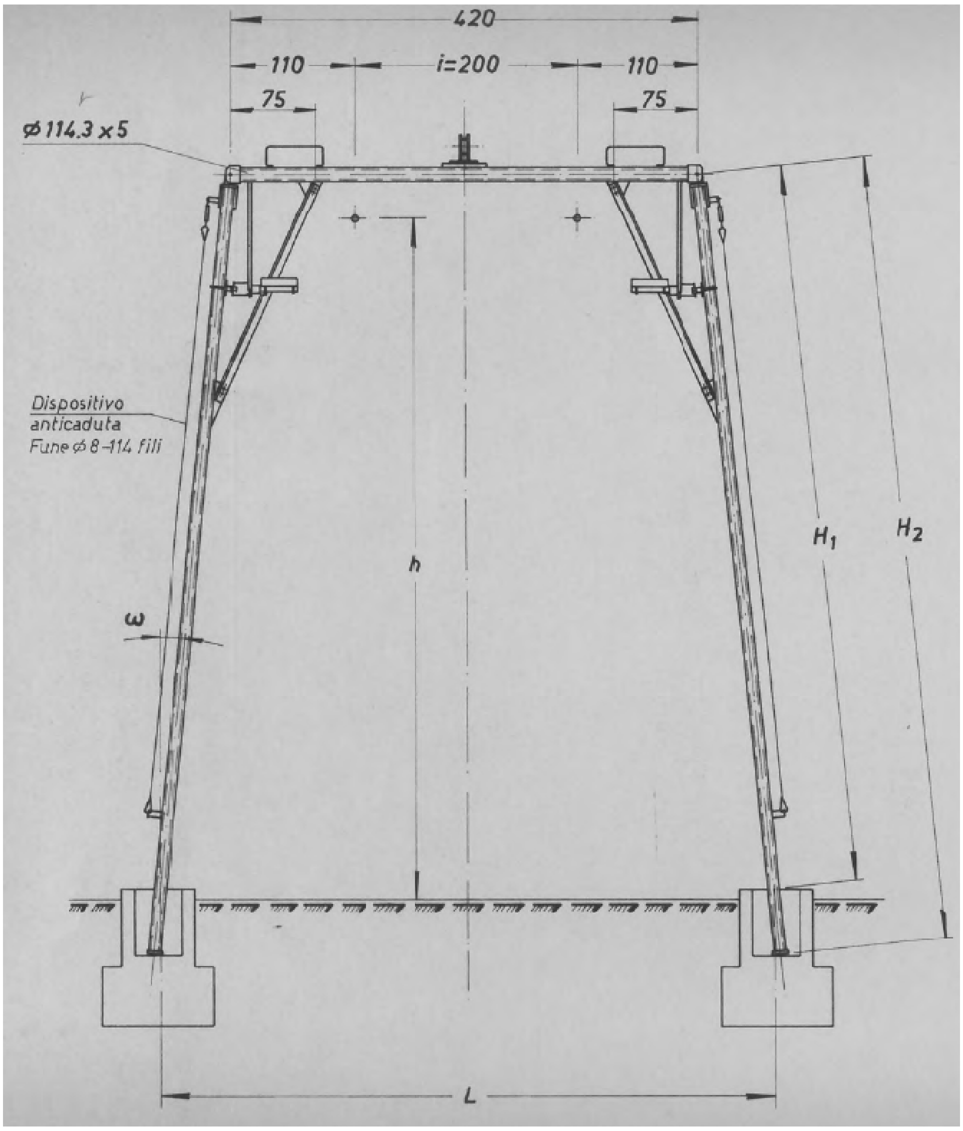
risultando

$$n_i / n_i^* = 5.95 \cdot 10^7 / 2.04 \cdot 10^9 = 2.92 \cdot 10^{-2} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

10 - Giunzione tra fiancate e traverse dei sostegni di linea

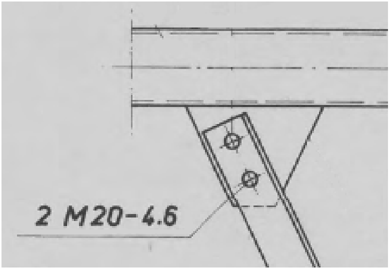
La giunzione tra le fiancate e le traverse dei sostegni di linea è realizzata anche attraverso 2 saette, le quali contribuiscono a realizzare un incastro perfetto, sopportando gran parte delle sollecitazioni del nodo. Le massime tensioni sono ricavate utilizzando i risultati tabulati del progetto originale, con riferimento al sostegno n.6, soggetto alle sollecitazioni più elevate.

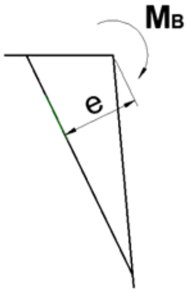


Unione bullonata traversa - saetta

Di seguito si procede alla verifica a fatica dell'unione bullonata tra la traversa e la saetta, costituita da 2 bulloni Ø20 mm classe 4.6.

Ciascuna delle 2 saette è costituita da 2 profilati metallici L 70x70x7 che sono imbullonati in alto ad una piastra saldata alla testata ed in basso a piastre saldate a ciascuno dei 2 tubi metallici costituenti le fiancate.





Il momento massimo M_B nel nodo indicato nella figura sopra causa una sollecitazione di compressione N nella saetta, come di seguito calcolato:

M_B = 37376,74+ 5329.21 daN·cm = 42705.95 daN·cm = 4270595 N·mm

$$N = \frac{M_B}{e} = \frac{4270595}{750} = 5694\,N$$

tale sollecitazione produce uno sforzo di flessione e taglio sui 2 bulloni Ø20 della giunzione, pertanto risulta in ciascun bullone:

$$M = \frac{N}{4} \cdot l = \frac{5694}{4} \cdot 7.5 = 10676\ N \cdot mm$$

$$T = \frac{N}{4} = \frac{5694}{4} = 2424\ N$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W e l'area A rispettivamente pari a:

$$W = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 17.66^3 = 541\ mm^3$$

$$A_{res} = 245\ mm^2$$

le tensioni risultano:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{10676}{541} = 17.73\ \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{T}{A_{res}} = \frac{2424}{2 \cdot 245} = 4.95 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto: $\sigma_{id} = 19.69\ \dfrac{N}{mm^2}$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = 19.69 \cdot 1.5 = 29.535 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 29.535 - 19.69 = 9.85 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura dei bulloni classe 4.6 è pari a f_t=400N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 400 / 2 = 200 \frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 400 - 200 = 200 \frac{N}{mm^2}$$

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 9.85 < \Delta\sigma_D = 200 \frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A = 100 > 56 \frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 9.85)^5} \cdot 200^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 4.65 \cdot 10^{12}$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=6 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 6 \cdot 3600 \cdot 13800 = 5.95 \cdot 10^7$$

risultando

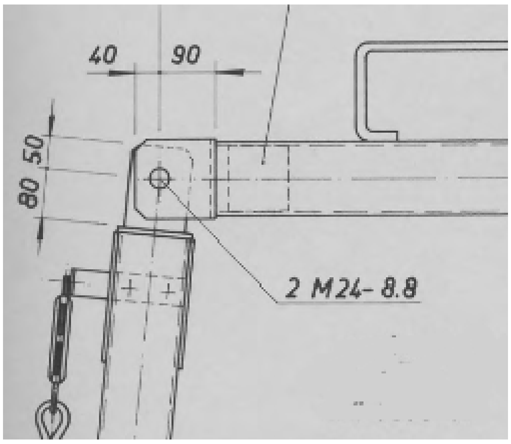
$$n_i / n_i^* = 5.95 \cdot 10^7 / 4.65 \cdot 10^{12} = 1.28 \cdot 10^{-5} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

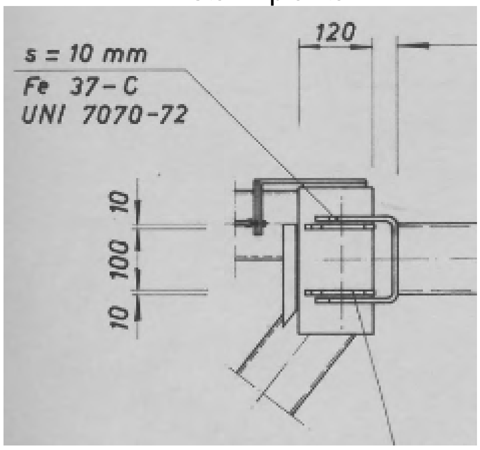
Unione bullonata traversa - fiancata

Di seguito si procede alla verifica a fatica dell'unione bullonata tra la traversa e fiancata, costituita da 2 bulloni Ø24 mm classe 8.8.

Vista laterale



Vista in pianta



A favore della sicurezza si considera che tutto il carico della traversa sia sopportato dalle 2 giunzioni estreme della testata, ciascuna delle quali è soggetta ai seguenti carichi:

Carico derivante dalla fune P = 6740 N

Carico derivante dal peso proprio della rulliera G = 1509 N

Carico derivante dall'azione del vento in esercizio W = 600 N

Per un carico complessivo pari a N' = 8849 N, che si ripartisce sui 2 bulloni della giunzione, producendo una sollecitazione su ciascun bullone pari a:

$$N = \frac{N'}{2} = \frac{8849}{2} = 4425\,N$$

tale sollecitazione produce uno sforzo di flessione e taglio sul bullone Ø24 della giunzione:

$$M = N \cdot l = 4425 \cdot 10 = 44250\ N \cdot mm$$

$$T = N = 4425\ N$$

essendo il modulo di resistenza a flessione W e l'area A rispettivamente pari a:

$$W = \frac{\pi}{32} D^3 = \frac{\pi}{32} 21.2^3 = 935\,mm^3$$

$$A_{res} = 353\,mm^2$$

le tensioni risultano:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{44250}{935} = 47.33\ \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = \frac{T}{A_{res}} = \frac{4425}{353} = 12.54 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto: $\sigma_{id} = 52.08\ \dfrac{N}{mm^2}$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = 52.08 \cdot 1.5 = 78.12 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 78.12 - 52.08 = 26.04 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura dei bulloni classe 8.8 è pari a f_t=800N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 800 / 2 = 400 \frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 800 - 400 = 400 \frac{N}{mm^2}$$

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$$\Delta\sigma_i = 26.04 < \Delta\sigma_D = 400 \frac{N}{mm^2} \text{ e } \Delta\sigma_A = 100 > 56 \frac{N}{mm^2}$$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 26.04)^5} \cdot 400^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 4.61 \cdot 10^{11}$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=6 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 6 \cdot 3600 \cdot 13800 = 5.95 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 5.95 \cdot 10^7 / 4.61 \cdot 10^{11} = 1.29 \cdot 10^{-4} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

11 - Bilancieri delle rulliere e bracci di sospensione

Di seguito si esegue il calcolo a fatica delle lamiere dei bilancieri principali delle rulliere in materiale Fe37C e dei bracci di sospensione in materiale Fe430, soggetti all'azione del carico della fune traente e del vento. Saranno utilizzati gli sforzi derivanti dal calcolo del progetto originale, effettuati sulla base di sollecitazioni superiori a quelle effettive di esercizio.

Bilanciere principale rulliera a 2 rulli

La lunghezza del bilanciere tra i 2 perni d'estremità è di 460mm. Ciascuna fiancata è formata da una lamiera di spessore 8mm alta 70mm. Il bilanciere è soggetto alle seguenti tensioni massime:

$$\sigma = 54\frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 4.1\frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 54 \cdot 1.5 = 81\frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 81 - 54 = 27\frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura del bilanciere in materiale Fe37C è pari a f_t=360N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 360/2 = 180\frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 360 - 180 = 180\frac{N}{mm^2}$$

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 27 < \Delta\sigma_D = 180\frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A > 56\frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 27)^5} \cdot 180^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 1.77 \cdot 10^{10}$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=2 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 2 \cdot 3600 \cdot 13800 = 1.98 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 1.97 \cdot 10^7 / 1.77 \cdot 10^{10} = 1.12 \cdot 10^{-3} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

<u>Braccio di sospensione della rulliera a 2 rulli</u>

Il braccio di sospensione ha sezione 35x35 ed è soggetto alle seguenti tensioni:

$$\sigma = 55.47 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 6.95 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 55.47 \cdot 1.5 = 83.2 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 83.2 - 55.47 = 27.73 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura del braccio di sospensione in materiale Fe430 è pari a f_t=410N/mm^2, pertanto la tensione limite di resistenza a fatica vale:

$$f_{tl} = f_t / 2 = 410 / 2 = 205 \frac{N}{mm^2}$$

il Δ resistenziale ammissibile risulta:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 410 - 205 = 205 \frac{N}{mm^2}$$

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 27.73 < \Delta\sigma_D = 205 \frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A > 56 \frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 27.73)^5} \cdot 205^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 2.97 \cdot 10^{10}$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=2 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 2 \cdot 3600 \cdot 13800 = 1.98 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 1.98 \cdot 10^7 / 2.97 \cdot 10^{10} = 6.67 \cdot 10^{-4} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

Bilanciere principale rulliera a 4 rulli

La lunghezza del bilanciere tra i 2 perni d'estremità è di 860 mm. Ciascuna fiancata è formata da una lamiera di spessore 10mm alta 100mm. Il bilanciere è soggetto alle seguenti tensioni:

$$\sigma = 76 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 76 \cdot 1.5 = 114 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma = 114 - 76 = 38 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura del bilanciere in materiale Fe37C è pari a f_t=360 N/mm^2, pertanto la tensioni limite di resistenza a fatica vale

$$f_{tl} = f_t / 2 = 360 / 2 = 180 \frac{N}{mm^2}$$

i Δ resistenziali ammissibili risultano:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 360 - 180 = 180 \frac{N}{mm^2}$$

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$\Delta\sigma_i = 38 < \Delta\sigma_D = 180 \frac{N}{mm^2}$ e $\Delta\sigma_A > 56 \frac{N}{mm^2}$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 38)^5} \cdot 180^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 3.21 \cdot 10^9$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=4 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 4 \cdot 3600 \cdot 13800 = 3.97 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 3.97 \cdot 10^7 / 3.21 \cdot 10^9 = 1.24 \cdot 10^{-2} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

<u>Braccio di sospensione della rulliera a 4 rulli</u>

Il braccio di sospensione ha sezione 40x40 ed è soggetto alle seguenti tensioni:

$$\sigma = 671 \frac{kg}{cm^2} = 78.67 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 8.71 \frac{N}{mm^2}$$

Tenendo conto dell'incremento dinamico del 50%, la tensione massima risulta pari a:

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot 1.5 = 78.67 \cdot 1.5 = 118 \frac{N}{mm^2}$$

pertanto la variazione di tensione normale è pari a:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{\max} - \sigma_{id} = 118 - 78.67 = 39.33 \frac{N}{mm^2}$$

La tensione di rottura del braccio di sospensione in materiale Fe430 è pari a f_t=410N/mm^2, pertanto la tensione limite di resistenza a fatica vale:

$$f_{tl} = f_t / 2 = 410/2 = 205 \frac{N}{mm^2}$$

il Δ resistenziale ammissibile risulta:

$$\Delta\sigma_D = f_t - f_{tl} = 410 - 205 = 205 \frac{N}{mm^2}$$

Assegnando ai coefficienti riduttivi i seguenti valori:

$\gamma_S = 1$ e $\gamma_m = 1.3$

per

$$\Delta\sigma_i = 39.33 < \Delta\sigma_D = 205 \frac{N}{mm^2} \text{ e } \Delta\sigma_A > 56 \frac{N}{mm^2}$$

il numero di cicli n_i^* secondo il metodo della regola di Miner è dato da:

$$n_i^* = \frac{1}{(\gamma_S \cdot \gamma_m \cdot \Delta\sigma_i)^5} \cdot \Delta\sigma_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = \frac{1}{(1 \cdot 1.3 \cdot 39.33)^5} \cdot 205^5 \cdot 5 \cdot 10^6 = 5.18 \cdot 10^9$$

Considerato che: velocità di esercizio è pari a v=2.8, l'equidistanza dei dispositivi di traino è Eq=14.03 m la puleggia, il numero di rulli è NR=4 e le ore di esercizio complessive considerate sono OE=13800, i cicli totali relativi a $\Delta\sigma_i$ sono pari a:

$$n_i = \frac{v}{Eq} \cdot NR \cdot 3600 \cdot OE = \frac{2.8}{14.03} \cdot 4 \cdot 3600 \cdot 13800 = 3.97 \cdot 10^7$$

risultando

$$n_i / n_i^* = 3.97 \cdot 10^7 / 5.18 \cdot 10^9 = 7.66 \cdot 10^{-3} < 1$$

la verifica è soddisfatta.

12 - Risultati complessivi e conclusioni

Si riassumono nella seguente tabella i risultati delle verifiche eseguite, dove si evidenzia la vita residua di ciascun componente oltre i 30 anni di esercizio effettuati.

<table>
<tr><th rowspan="2">COMPONENTE</th><th colspan="2">VITA TECNICA TOTALE CALCOLATA</th><th>VITA TECNICA ATTUALE</th><th>VITA TECNICA RESIDUA</th></tr>
<tr><th>(cicli)</th><th>(anni)</th><th>(anni)</th><th>(anni)</th></tr>
<tr><td>Perno principale rulliera 2 rulli</td><td>$2.64 \cdot 10^{16}$</td><td>∞</td><td rowspan="14">30</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Perno principale rulliera 4 rulli appoggio</td><td>$7.04 \cdot 10^{11}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Perno principale rulliera 6 rulli appoggio</td><td>$7.92 \cdot 10^{11}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Perno principale rulliera 4 rulli ritenuta</td><td>$2.62 \cdot 10^{11}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Albero lento del riduttore</td><td>$3.77 \cdot 10^{7}$</td><td>63</td><td>33</td></tr>
<tr><td>Perno della puleggia di rinvio</td><td colspan="2">da sostituire</td><td>-</td></tr>
<tr><td>Puleggia motrice</td><td>$1.18 \cdot 10^{10}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Puleggia di rinvio</td><td>$5.17 \cdot 10^{9}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Fiancate e le traverse dei sostegni di linea</td><td>$2.04 \cdot 10^{9}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Giunzione tra le fiancate e le traverse dei sostegni di linea</td><td>$4.61 \cdot 10^{11}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Bilanciere principale rulliera a 2 rulli</td><td>$1.77 \cdot 10^{10}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Braccio di sospensione rulliera a 2 rulli</td><td>$2.97 \cdot 10^{10}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Bilanciere principale rulliera a 4 rulli</td><td>$3.21 \cdot 10^{9}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
<tr><td>Braccio di sospensione rulliera a 4 rulli</td><td>$5.18 \cdot 10^{9}$</td><td>∞</td><td>∞</td></tr>
</table>

Sulla base dei dati di verifica e delle risultanze dei calcoli effettuati si ritiene che tutti i componenti esaminati siano idonei ad essere mantenuti in servizio per ulteriori 10 anni, oltre quelli per i quali attualmente già utilizzati, fatti salvi gli esiti dei controlli non distruttivi previsti, fatta eccezione per il perno della puleggia di rinvio che dovrà essere sostituito con uno di nuova fornitura.