

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI
CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA
DELL'INNOVAZIONE DEL PRODOTTO

PROGETTAZIONE DI UN SUPPORTO CABINA PER FUNIVIA

Laureandi

Bigolin Giacomo 1217675

Boldrin Elena 1228708

Piccolin Pietro 2006529

Tessari Michele 2003023

Trevisan Filippo 1163828

Relatore: Dr. Alessandro Pontefisso

INDICE

1. SOMMARIO	1
2. INTRODUZIONE	2
3. DATI INIZIALI E SCELTE PROGETTUALI	4
3.1 Ambiente di esercizio	4
3.2 Condizioni di funzionamento	4
3.3 Peso cabina, passeggeri, ed eventuali	4
3.4 Coefficiente di sicurezza	4
3.5 Materiale	4
4. DIMENSIONAMENTO DELLE PARTI DEL SUPPORTO	5
4.1 Struttura di aggancio alla cabina	6
4.1.1 Verifica Von Mises	8
4.2 Sospensione	10
4.3 Disegno dopo dimensionamento preliminare	13
5. FATICA PRELIMINARE STRUTTURA PORTANTE	14
6. DIMENSIONAMENTO COLLEGAMENTI	18
6.1 Unione tra attacco alla cabina e sospensione	18
6.1.1 Piastre	18
6.1.2 Perno	21
6.2 Dimensionamento saldature travi laterali	21
6.3 Unioni bullonate	22
6.3.1 Attacco piastre alla trave centrale	23
6.3.2 Unione cabina e attacco ad H	25
6.3.3 Unione struttura ad H- Piastrine	25
6.4 Verifica a fatica collegamenti	27
6.4.1 Unioni saldate	27
6.4.2 Unioni bullonate	29
7. FRECCE	34
8. VERIFICA A FATICA FINALE	36
9. PROGETTAZIONE DI DETTAGLIO	40
10. CONCLUSIONI	42
11. DISEGNI ESECUTIVI	43
10.1 Assieme	43
10.2 Singole parti	44
12. BIBLIOGRAFIA	49

1. SOMMARIO

Questa tesi ha per oggetto lo studio del dimensionamento di un supporto cabina per funivia, cioè il sostegno che agganciato alla fune motrice sorregge la cabina. L'analisi è stata effettuata basandosi sugli studi di progettazione meccanica e costruzione di macchine. È stata eseguita la progettazione strutturale e successivamente sia la verifica statica sia quella a fatica.

La struttura portante è stata dimensionata attraverso opportune ricerche su impianti funzionanti e considerando le principali condizioni di esercizio che possono influenzare il corretto funzionamento dell'impianto stesso. Nel caso studiato, il supporto è considerato composto da tre parti: aggancio alla cabina, sospensione e morsa di aggancio/sgancio con la fune.

L'analisi inizia con il dimensionamento dei vari pezzi che compongono le parti della struttura, poi sono stati scelti gli opportuni collegamenti tra esse: perno, piastre di sostegno, unioni bullonate e saldature. Questi sono stati progettati e verificati secondo normative.

Poi è stata fatta la verifica a fatica di tutti i componenti che presentano variazioni geometriche o intagli, in modo da garantire una vita utile dell'impianto di dieci anni.

La seguente verifica è stata effettuata seguendo sia la normativa UNI 7670, sia i manuali specifici per le strutture, sia l'approccio black box per le saldature e sia il manuale "*Shigley Mechanical Engineering*" per le unioni bullonate.

Infine, sono stati realizzati i disegni costruttivi dei singoli componenti e l'assieme finale della struttura con una breve spiegazione degli accessori che completano il sostegno.

2. INTRODUZIONE

L'obiettivo della tesi è la realizzazione di un supporto cabina di un generico impianto di risalita, monofune ad aggancio automatico localizzato in montagna. Il seguente sistema è soprattutto localizzato in zone sciistiche, in centri turistici e zone urbane. L'impianto presenta una fune, sospesa tramite dei piloni di sostegno, che funziona contemporaneamente sia come fune traente sia come fune portante. Le cabine più comuni hanno una capienza compresa tra 4 e 15 persone e si muovono ad una velocità massima lungo il percorso di $6 \frac{m}{s}$. Dunque, per permettere la salita e discesa delle persone, le cabine sono agganciate alla fune solo lungo il tragitto che porta da una stazione all'altra.



2.1 Esempio di una cabina e di un impianto monofune.

Dato l'impianto preso in considerazione, il supporto progettato può essere suddiviso in tre parti principali:

1. Aggancio alla cabina
2. Sospensione
3. Morsa

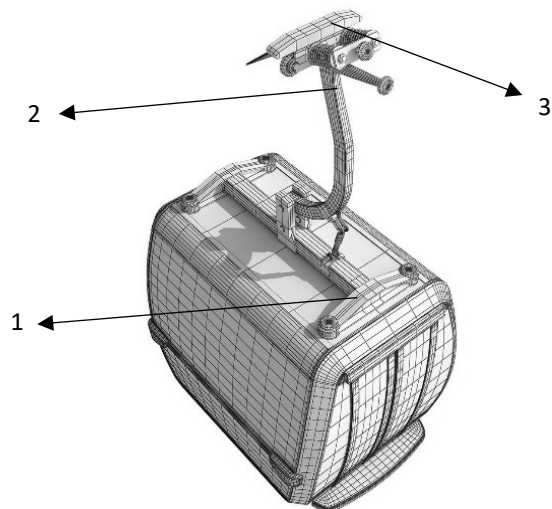


figura 2.2 Cabina con i componenti del supporto.

Nella seguente analisi il dimensionamento e il funzionamento della morsa non verranno approfonditi.

Lo studio della sospensione e dell'aggancio alla cabina sono stati sviluppati seguendo i seguenti punti:

- I. Definizione dello schema strutturale del supporto.
- II. Dimensionamento delle travi, scegliendo i profili da catalogo, in modo da garantire un opportuno coefficiente di sicurezza statico.
- III. Dimensionamento degli organi di collegamento tra i membri strutturali e con la cabina (saldature, bullonature, perni...).
- IV. Valutazione di eventuali problematiche di fatica.

3. DATI INIZIALI E SCELTE PROGETTUALI

Come già accennato, per lo svolgimento del progetto sono stati forniti dei dati iniziali ed ipotizzate delle condizioni di esercizio. Inoltre, le normative tecniche impongono di rispettare dei parametri, per garantire la sicurezza del componente.

3.1 Ambiente di esercizio

La tipologia di impianto scelto per il dimensionamento è una cabinovia monofune, progettata per un utilizzo in una località di montagna, per cui i fattori da tenere in considerazione sono:

- Possibili raffiche di vento agenti sulla cabina ;
- carichi di neve accumulati sulla cabina;
- sbalzi termici tra estate e inverno. Tuttavia, in fase di progettazione, è stato ipotizzato che non vadano ad influenzare il comportamento strutturale dell'acciaio, in quanto relativamente modesto.

3.2 Condizioni di funzionamento

L'impianto in cui verrà installato il supporto cabina, sarà in funzione 365 giorni all'anno per un utilizzo di 10 ore al giorno, e una corsa di 10 minuti per l'andata e altrettanti per il ritorno.

3.3 Peso cabina, passeggeri, ed eventuali

Il peso della cabina a vuoto è stato assunto di 500kg a cui sono stati aggiunti altri 100 kg per tener conto del peso di tutte le travi che compongono la sospensione ed il supporto.

Inoltre, seguendo la normativa (BS EN 13796-1-12005) è stato preso un peso medio di 80 kg a persona (75 kg persona + 5 kg di eventuale attrezzatura).

Per una cabina, come richiesto, di 6 persone si ottiene dunque un peso totale di 1080 Kg (cabina + supporto).

3.4 Coefficiente di sicurezza

Facendo riferimento alle seguenti normative:

- BS EN 13796-1-12005;
- D.M. 1999 Prescrizioni tecniche speciali per le funivie monofuni con movimento unidirezionale continuo e collegamento temporaneo dei veicoli.

è stato deciso di utilizzare 4 come coefficiente di sicurezza statico pari alla media tra i valori riportati. Mentre, sempre le normative, indicano di adottare un valore pari a 2 per il coefficiente di sicurezza a fatica.

3.5 Materiale

Tutta la struttura è stata progettata utilizzando un acciaio S355JR (Fe510), in quanto è un acciaio da costruzione che garantisce elevate prestazioni meccaniche ed è molto diffuso.

Questo materiale presenta una tensione di snervamento σ_{sn} pari a 355 MPa da cui si ricava la tensione ammissibile: $\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{sn}}{v_{st}} = \frac{355}{4} \cong 88,75 \text{ MPa}$ (v_{st} = coefficiente di sicurezza statico).

4. DIMENSIONAMENTO DELLE PARTI DEL SUPPORTO

Il dimensionamento delle parti del supporto inizia dallo schematizzare la struttura mediante la teoria della trave e si considerano tutte le forze agenti sul sistema:

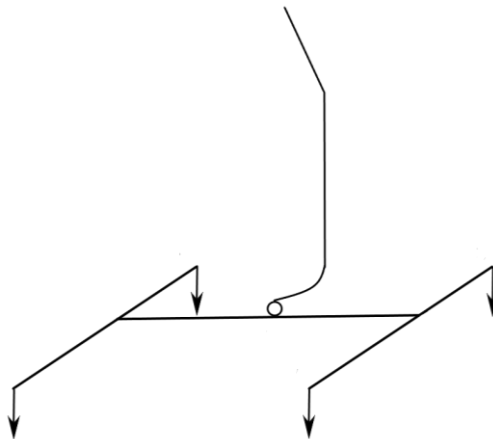


Figura 4.1 Struttura schematizzata con forze agenti

– *Forza peso*

-solo cabina $F_p = 600 \times 9.81 \cong 5886 \text{ N}$;

-cabina e le sei persone $F_p = (600 + (80 \times 6)) \times 9.81 \cong 10594,8 \text{ N}$.

– *Forza peso della neve accumulata sopra alla cabina:*

- densità neve $\cong 50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$;
- $A_{\text{cabina}} = 1,6 \times 0,9 \cong 1,44 \text{ m}^2$;
- Altezza massima neve accumulata = 1 m;
- volume ipotizzato = $1,44 \text{ m}^3$;
- massa neve = 72 kg;
- $F_{p,\text{neve}} = 72 \times 9,81 \cong 706 \text{ N}$.

La forza verrà trascurata in quanto pari ad un valore minore del 10% rispetto alla forza peso calcolata in precedenza.

– *Forza legata al vento*

Come afferma la normativa BS EN 13796-1-12005, la pressione del vento vale $q = 0,25 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$

che corrisponde a circa una velocità massima del vento di $70 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$.

Area laterale cabina = $A_l = b \times h = 2,1 \times 1,6 = 3,36 \text{ m}^2$;

$F_{\text{vento}} = A_l \times q = 3,36 \times 0,25 = 0,84 \text{ KN} = 840 \text{ N}$

È stato dunque deciso di trascurarla per la struttura portante perché la forza che genera è inferiore al 10% delle forze agenti. Verrà considerata nel dimensionamento delle unioni bullonate [Paragrafo 6.3].

– *Forze d’Inerzia ed effetti dinamici*

Durante la partenza e l’arresto della cabina dalle stazioni, oppure a causa di imprevisti, si generano delle forze di inerzia e degli effetti dinamici. Per considerarle sono state raddoppiate i valori delle forze agenti sulla struttura. Perciò, sul componente sono presenti quattro forze agenti alle estremità, pari a

$$\frac{Fp}{4} = \frac{10594.8 \times 2}{4} \cong 5297,4 \text{ N}$$

4.1 Struttura di aggancio alla cabina

La struttura di aggancio alla cabina è stata pensata come un'unione di travi, che idealmente vanno a formare una forma ad “H”.

La sezione scelta delle travi è a cassone: essa oltre a essere leggera, garantisce un'elevata resistenza ai carichi flessionali ed elevata rigidità.

Le lunghezze delle travi sono:

- $l_{AE} = l_{EB} = l_{CF} = l_{FD} = 450 \text{ mm}$;
- $l_{FE} = 1500 \text{ mm}$.

Il momento flettente, nei relativi punti, risulta:

$$Mf_E = \frac{Fp}{4} \times b = \frac{Fp}{4} \times l_{AE} = 5297,4 \times 450 \cong 2383830 \text{ Nmm}.$$

$$Mf_G = 2 \times \frac{Fp}{4} \times l_{FE} = 2 \times 5297,4 \times 750 \cong 7946100 \text{ Nmm}.$$

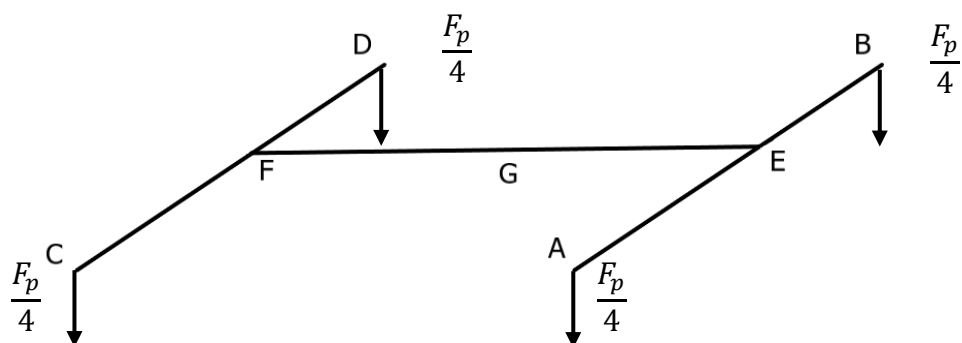


Figura 4.2 Forze agenti sulla struttura

I diagrammi delle sollecitazioni sono:

- Sforzo normale: risulta essere nullo;
- Taglio presenta un valore massimo pari a $\frac{Fp}{4}$ sui bracci laterali [Figura 4.3];

- Momento flettente presenta il massimo al centro della trave centrale (G) per cui verrà progettata con dimensioni maggiori. [Figura 4.4].

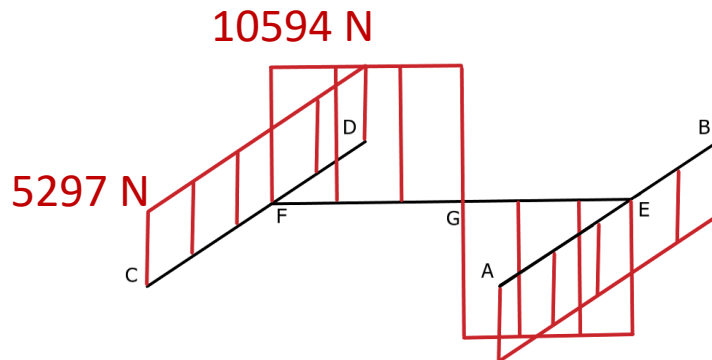


Figura 4.3 Diagramma sforzo di taglio

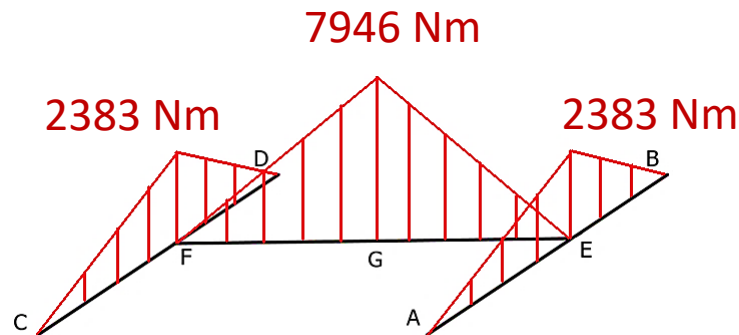


Figura 4.4 Diagramma momento flettente

Considerando le forze nel caso più critico cioè con la cabina a pieno carico, è stato ricavato il modulo di resistenza a flessione sui punti con momento flettente massimo sulle diverse travi.

$$W_E = \frac{M_{f,E}}{\sigma_{amm}} = \frac{2383830}{88.8} \cong 26860 \text{ mm}^3.$$

$$W_G = \frac{M_{f,G}}{\sigma_{amm}} = \frac{7946100}{88.8} \cong 89483 \text{ mm}^3.$$

Da catalogo sono state scelte le sezioni per le travi. È stato deciso di disporre le travi laterali ribaltate rispetto quella centrale per ottenere maggiore superficie utile; perciò, si è valutato il modulo di resistenza lungo y.

h mm	b mm	s mm	Peso kg/m	Area cm ²	Jx cm ⁴	Jy cm ⁴	Wx cm ³	Wy cm ³	Ix cm ⁴	Iy cm ⁴	Wpl x cm ³	Wpl y cm ³	Jt cm ⁴	Ct cm ³	Lunghezza per ton m/t	Area vern. m ² /m
150	100	4	15,10	19,2	607	324	80,9	64,8	5,62	4,11	97,4	73,6	660	105	66,4	0,49
150	100	5	18,60	23,7	738	392	98,4	78,4	5,58	4,06	119	90,1	807	127	53,7	0,487
150	100	6	22,10	28,2	862	455	115	91,1	5,53	4,02	141	106	946	147	45,2	0,485
150	100	6,3	23,10	29,5	897	474	120	94,7	5,52	4,01	147	110	986	153	43,2	0,484
150	100	8	28,90	36,8	1085	568	145	114	5,43	3,93	180	135	1203	183	34,7	0,479

figura 4.5 Tabulario sezione a cassone per trave centrale

100	50	6	12,70	16,2	190	61	38	24,4	3,43	1,94	49,4	29,6	154	41,6	78,8	0,285
100	50	6,3	13,30	16,9	197	62,8	39,3	25,1	3,41	1,93	51,3	30,7	160	42,9	75,4	0,284
100	50	8	16,30	20,8	229	71,2	45,8	28,5	3,32	1,85	61,3	36,2	186	48,9	61,4	0,279

figura 4.6 Tabulario sezione a cassone per travi laterali

	Altezza [mm]	Larghezza [mm]	Spessore [mm]
Braccio centrale	150	100	5
Bracci laterali	100	50	8

Tabella 4.1. Valori riassuntivi sezioni scelte

4.1.1 Verifica Von Mises

È stato usato per questo studio il criterio di resistenza di Von Mises, secondo le relazioni si calcola il coefficiente di sicurezza:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{x,max}^2 + 3\tau_{xz}^2}$$

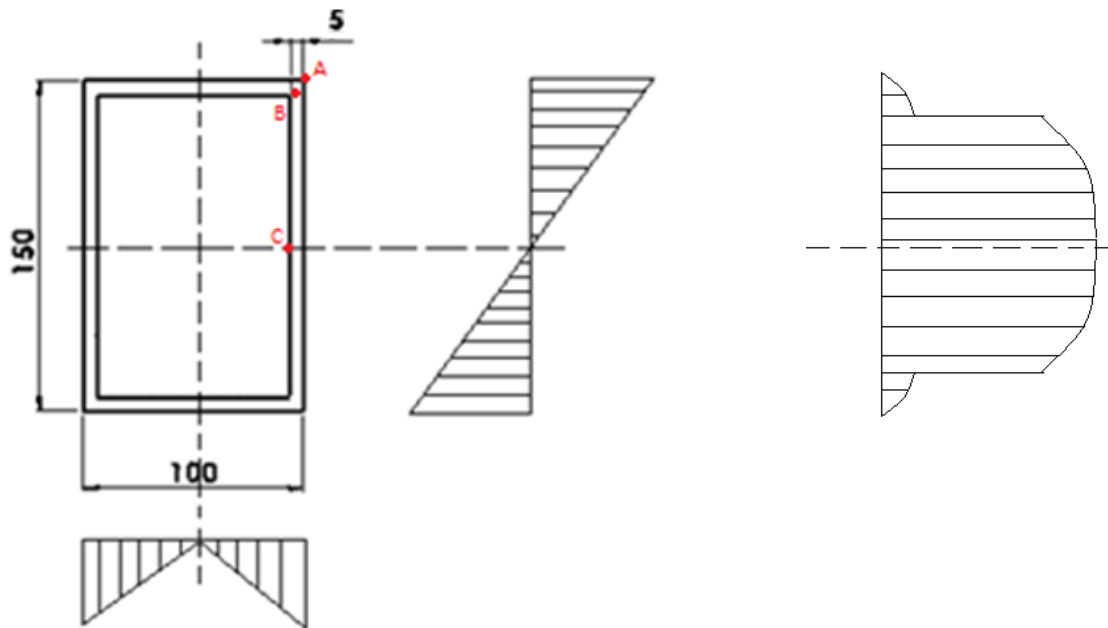
$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{amm}$$

$$v_{st} = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{eq}}$$

Poi si procede con la verifica delle due sezioni scelte, in corrispondenza dei punti più critici, ovvero facendo riferimento al grafico [Figura 4.1.3] in F/E e G.

Considerando la sezione della trave centrale gli sforzi agenti sono il momento flettente e il taglio. È stata verificata nei punti A, B, C da cui si dimostra che il dimensionamento deve essere fatto tenendo conto della parte maggiormente sollecitata perciò nel punto A, soggetto unicamente a momento flettente.

Sezione corrispondente al punto G:



4.7 Sezione trave centrale e verifica Von Mises.

– Punto A

$$\sigma_{x,max} = \frac{M_f}{W_f} \cong 80,75 \text{ MPa} .$$

$$\tau_{xz} = 0 \text{ MPa} .$$

$$\sigma_{eq} = 80,75 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm}$$

$$v_{st} \cong 4,4 .$$

– Punto B

$$\sigma_{x,max} = \frac{M_f}{J} \times y_B \cong 75,37 \text{ MPa} .$$

$$\tau_{xz} = \frac{F \times S_{zz}}{J_{zz} \times B} \cong 4,94 \text{ MPa} .$$

$$\sigma_{eq} = 75,85 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm}$$

$$v_{st} \cong 4,68 .$$

– Punto C

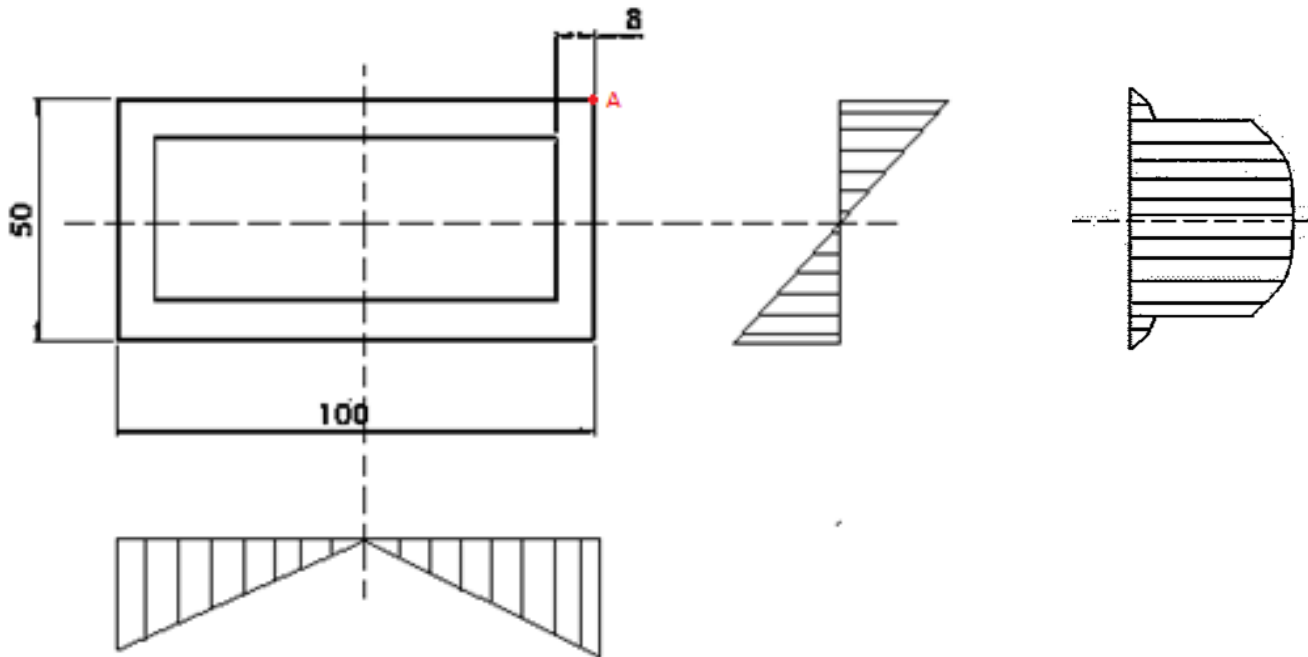
$$\sigma_{x,max} = 0 \text{ MPa} .$$

$$\tau_{xz} = \frac{F \times S_{zz}}{J_{zz} \times B} \cong 8,72 \text{ MPa} .$$

$$\sigma_{eq} = 15,10 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm}$$

$$v_{st} \cong 23,5 .$$

Sezione corrispondente ai punti F/E:



4.8 Sezione travi laterali e verifica Von Mises.

- Punto critico A, dimostrato in precedenza (sezione in G) essere il più critico:

$$\sigma_{x,max} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{5297,4 \times 450}{28500} \cong 83,64 \text{ MPa} .$$

$$\tau_{xz} = 0 \text{ MPa} .$$

$$\sigma_{eq} = 83,64 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm}$$

$$v_{st} \cong 4,24 .$$

Per cui le due sezioni risultano verificate secondo il criterio.

4.2 Sospensione

A seguito di alcune ricerche di impianti già in opera, si è constatato che la migliore forma per la sospensione deve avere una curvatura a forma di “C”. La seguente geometria ha lo scopo di permettere il passaggio della cabina agganciata alla fune sopra i piloni di sostegno [Figura 4.9] ed all’interno delle stazioni di carico/scarico.



Figura 4.9 Foto di un comune di impianto.

È stato scelto un raggio di curvatura di 400 mm e mediante la teoria delle travi curve sono stati verificati gli sforzi agenti. Inoltre, l'altezza complessiva della trave pari a 1500 mm. Le forze agenti sono di sforzo normale dovuto dalla forza peso, e sulla parte curva si verifica anche momento flettente.

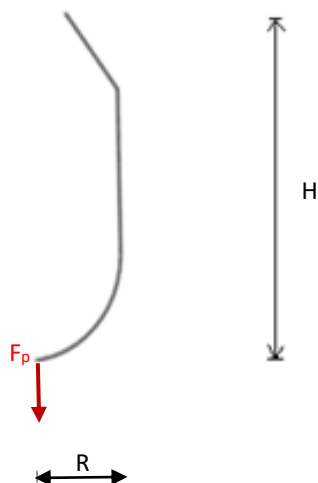


Figura 4.10 Forze agenti sulla struttura

Il momento flettente agente risulta essere:

$$M_{f,H} = F_p \times b = F_p \times R = 21189,6 \times 400 \cong 8475840 \text{ Nmm}$$

$$W_H = \frac{M_{f,H}}{\sigma_{amm}} = \frac{8475840}{88,75} \cong 95502 \text{ mm}^3$$

Dunque, sempre da catalogo è stata scelta una sezione di 140 x 80 spessore 10 mm [Figura 4.2].

h mm	b mm	s mm	Peso kg/m	Area cm ²	Jx cm ⁴	Jy cm ⁴	Wx cm ³	Wy cm ³	Ix cm	Iy cm	Wpl x cm ³	Wpl y cm ³	Jt cm ⁴	Ct cm ³	Lunghezza per ton m/t	Area vern. m ² /m
140	80	6,3	20,20	25,7	645	264	92,2	66,1	5,01	3,21	115	77,5	607	110	49,6	0,424
140	80	8	25,10	32	775	313	111	78,3	4,92	3,13	141	94	733	130	39,9	0,419
140	80	10	30,60	38,9	905	360	129	90,1	4,82	3,04	168	111	862	150	32,7	0,414
150	100	4	15,10	19,2	607	324	80,9	64,8	5,62	4,11	97,4	73,6	660	105	66,4	0,49

Figura 4.11 Tabella sezione cassone normata

La teoria delle travi curve richiede la conoscenza di

- Raggio baricentrico $r_g = 400 \text{ mm}$;
- Raggio all'intradosso e all'estradosso $r_i = 330 \text{ mm}$ $r_e = 470 \text{ mm}$;
- Altezza trave $h = 140 \text{ mm}$;
- Larghezza trave $b = 80 \text{ mm}$;
- Spessore trave $s = 10 \text{ mm}$;
- Area della sezione $A = 3890 \text{ mm}^2$.
- Raggio neutro $r_n = \frac{Area}{b \times \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) - (b-2t) \times \ln\left(\frac{r_e-t}{r_i+t}\right)} \cong 383,1 \text{ mm}$;
- $\delta = (r_g - r_n) \cong 16,9 \text{ mm}$;
- $y_i = (r_n - r_i) \cong 53,1 \text{ mm}$;

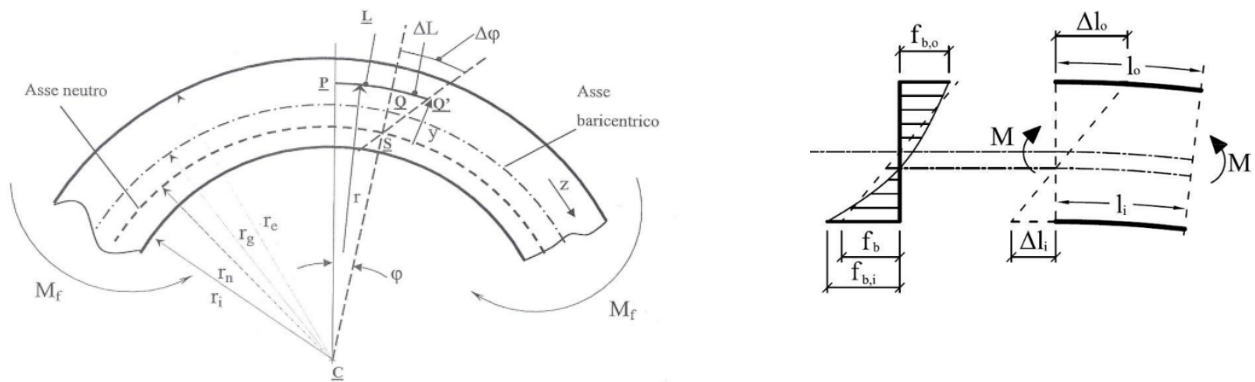


Figura 4.12 Teoria delle travi curve

Noti tutti i dati:

$$\sigma_N = \frac{F_p}{A} = \frac{21189,6}{3890} \cong 5,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M_f} = \frac{M_f \times y_i}{A \times \delta \times r_i} = \frac{8475840 \times 53,1}{3890 \times 16,9 \times 330} \cong 20,75 \text{ MPa}$$

Si verifica che le tensioni massime sono all'intradosso perciò

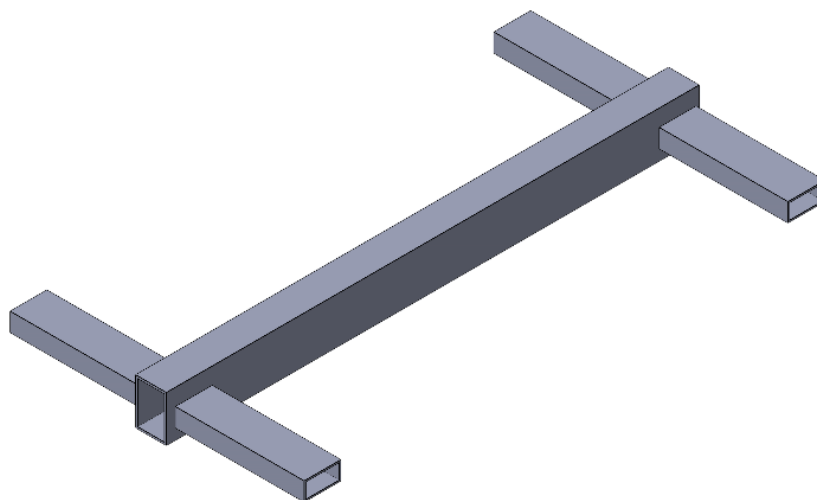
$$\sigma_{tot,i} = \sigma_{M_f} + \sigma_N = 20,75 + 5,45 \cong 26,20 \text{ MPa}$$

Da cui il coefficiente risulta $v_{st} = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{tot}} = \frac{355}{26,20} \cong 13,55$ e quindi verificato.

	Altezza	Larghezza	Spessore
Sospensione	140	80	10

Tabella 4.3 Valori riassuntivi sezioni scelte per sospensione.

4.3 Disegno dopo dimensionamento preliminare



4.13 Disegni preliminari delle strutture portanti.

5. FATICA PRELIMINARE STRUTTURA PORTANTE

Dimensionata la struttura di base è stata fatta una prima verifica a fatica, in modo da controllare che i pezzi garantiscano la vita utile opportuna.

Questo progetto prevede una vita utile di 10 anni, nella [Tabella 5.1] vengono riassunte le ipotesi definite nel paragrafo 3 che vengono richiamate

		Unità di misura
<i>Vita utile</i>	10	anni
<i>Utilizzo annuo</i>	365	giorno
<i>Ore/gg</i>	10	ore/giorno
<i>Tempo di corsa</i>	10	minuti
<i>Numero salite/ora</i>	3	/
<i>Numero discese/ora</i>	3	/
<i>Cicli totali</i>	109500	/

Tabella 5.1 Dati per verifica a fatica.

La verifica è stata fatta nei due componenti maggiormente sollecitato ovvero, come dimostrato dai valori delle tensioni, in corrispondenza della mezzeria della trave centrale e nell'intradosso della sospensione [Tabella 5.2].

Componente meccanico	Valore [Nm]
<i>Travi esterne in E/F</i>	2383,8
<i>Trave centrale in G</i>	7946,1
<i>Sospensione sull'intradosso</i>	8475,8

Tabella 5.2 Valori di sollecitazioni.

È quindi stata svolta la verifica a fatica in corrispondenza del punto G della trave centrale; secondo la normativa UNI 7670 si dispongono i due ginocchi:

- $N_R = 10^3$
- $N_A = 2 \times 10^6$ che corrispondono nella curva di Wöhler alla zona del limite di fatica.

I valori che devono essere noti per la verifica sono:

- Tensione a rottura del materiale $\sigma_R = 510 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{A,R=-1} = 0,5 \times \sigma_R \cong 255 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{max} \cong 80,75 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{min} \cong 44,9 \text{ MPa}$;
- ampiezza di tensione $\sigma_a \cong 18 \text{ MPa}$;
- rapporto di ciclo pari a $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \cong 0,556$.

Si considera un rapporto di ciclo pari a -1, da cui:

$$\sigma^*_{A,\infty,R=-1} = \frac{\sigma_{A,R=-1}}{K_d K_l K_f K_v} = \frac{255}{1,3 \times 1,4 \times 1 \times 0,8} \cong 175,14 \text{ MPa}$$

Di seguito vengono elencati i coefficienti di penalizzazione e riduzione:

- K_d , coefficiente di riduzione del limite di fatica per effetto dimensionale. È stato scelto un valore di $K_d=1,3$ legato alle dimensioni assolute del pezzo. Esso è ricavato dal grafico in [Figura 5.1] la quale richiede però il diametro, perciò il $D_{eq}=75$ mm da cui il valore.

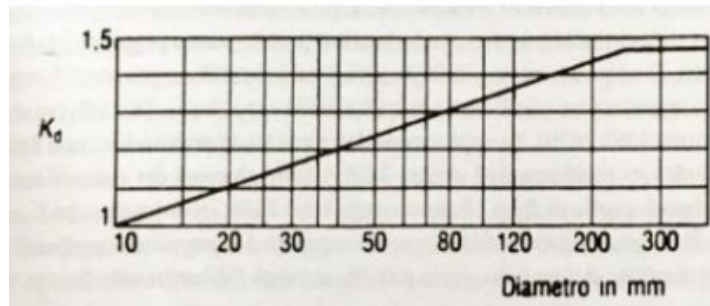


Figura 5.1 Andamento di K_d al variare del diametro.

- K_l , coefficiente di riduzione del limite di fatica per effetto della finitura superficiale. È stato scelto un valore $K_l= 1,4$, legato alla superficie del pezzo. Si è ipotizzato che la finitura superficiale sia data da una lavorazione meccanica di laminazione, e dal grafico in [Figura 5.2] si ricava il valore

$$R_a = [40;75] \mu m$$

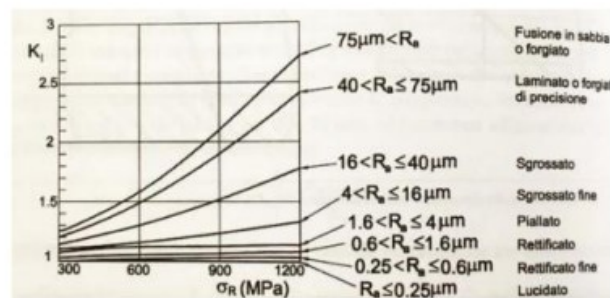


Figura 5.2 Andamento di K_l al variare della tensione di rottura e della rugosità.

- K_f , fattore di riduzione della resistenza a fatica per effetto della (parziale) sensibilità all'intaglio. $K_f=1$ in quanto in questa fase non sono ancora considerati eventuali intagli o cambi di geometria;
- K_v , coefficiente di riduzione del limite di fatica per effetto del tipo della sollecitazione. K_v è pari a 0,8 perché il componente è soggetto a flessione piana.

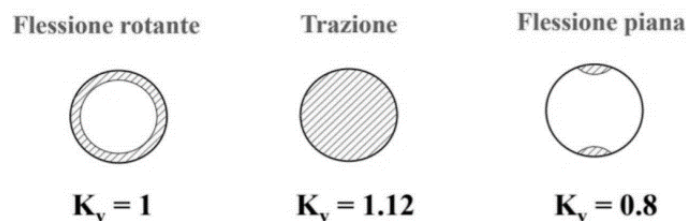


Figura 5.3 Andamento di K_v in base alle sollecitazioni.

Successivamente si tiene conto del rapporto di ciclo diverso da -1, mediante la formula:

$$\sigma_{A,R}^* = \frac{\sigma_{A,\infty,R=-1}^* \times \sigma_r}{\left(\frac{1+R^*}{1-R^*}\right) \times \sigma_{A,\infty,R=-1}^* + \sigma_r} \cong 79,54 \text{ MPa.}$$

La tensione nel punto corrispondente a $N = 10^3$ è dato dalla formula seguente

$$\sigma_{A,R} = \frac{1-R}{2} \times \sigma_R = 113,33 \text{ MPa.}$$

Dato questo risultato è possibile ricavare la pendenza inversa K con l'equazione di Wöhler:

$$K = \frac{\log(2 \times 10^3)}{\log\left(\frac{\sigma_{A,R}}{\sigma_{A,R}^*}\right)} \cong 21,46.$$

da cui la tensione di progetto, che si verifica se il punto è all'interno nell'intervallo della curva di vita utile del pezzo:

$$\sigma_{progetto}^* = \sqrt[k]{\sigma_{A,R}^*{}^k \times \frac{2 \times 10^6}{N_{progetto}}} \cong 91,1 \text{ MPa;}$$

Dunque, il coefficiente di sicurezza a fatica:

$$v_{fa} = \frac{\sigma_{progetto}^*}{\sigma_a} = \frac{133,15}{34,64} \cong 5,1.$$

Perciò il pezzo risulta verificato a fatica nel punto più critico (coefficiente di sicurezza a fatica inferiore a due, valore riportato nelle normative).

Per completezza, applicando le stesse formule, è stata verificato a fatica anche il secondo componente più critico: sospensione in corrispondenza dell'intradosso.

I valori che devono essere noti per la verifica sono:

- $\sigma_R = 510 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{A,R=-1} = 0,5 \times \sigma_R \cong 255 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{max} \cong 26,17 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{min} \cong 14,54 \text{ MPa}$;
- $\sigma_a \cong 5,82 \text{ MPa}$;
- Rapporto di ciclo pari a $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \cong 0,556$.

$$\sigma_{A,\infty,R=-1}^* = \frac{\sigma_{A,R=-1}}{K_d K_l K_f K_v} = \frac{255}{1,3 \times 1,4 \times 1 \times 0,8} \cong 175,14 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{A,R}^* = \frac{\sigma_{A,\infty,R=-1}^* \times \sigma_r}{\left(\frac{1+R^*}{1-R^*}\right) \times \sigma_{A,\infty,R=-1}^* + \sigma_r} \cong 79,54 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{A,R} = \frac{1-R}{2} \times \sigma_R = 113,33 \text{ MPa.}$$

$$K = \frac{\log(2 \times 10^3)}{\log\left(\frac{\sigma_{A,R}}{\sigma_{A,R}^*}\right)} \cong 21,47.$$

$$\sigma_{progetto}^* = \sqrt[k]{\sigma_{A,R}^{*k} \times \frac{2 \times 10^6}{N_{progetto}}} \cong 91,06 \text{ MPa};$$

$$v_{fa} = \frac{\sigma_{progetto}^*}{\sigma_a} = \frac{133,15}{34,64} \cong 15,67.$$

6. DIMENSIONAMENTO COLLEGAMENTI

Per collegare l'attacco ad "H" e la sospensione si è deciso di utilizzare un perno che permette alla cabina di oscillare. Il perno è tenuto in sede attraverso due piastre bullonate alla trave centrale.

Ogni trave laterale è stata saldata ad una piastra che successivamente verrà forata e bullonata alla trave centrale. Di seguito vengono elencati gli opportuni calcoli per i dimensionamenti dei singoli componenti.

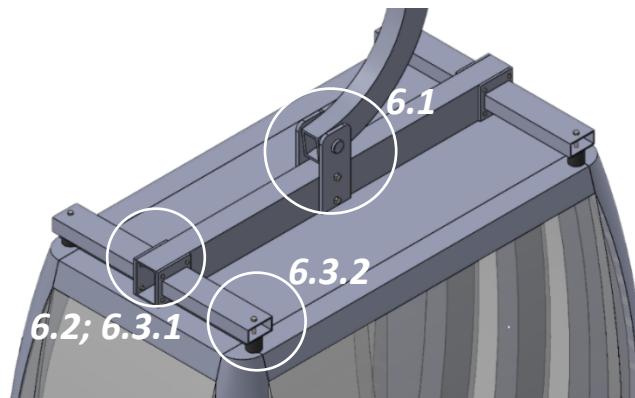


Figura 6.1 Disegno della struttura con collegamenti da dimensionare.

- 6.1 Unione tra attacco alla cabina e sospensione.
 - 6.1.1 Piastre.
 - 6.1.2 Perno.
- 6.2 Dimensionamento saldature ali laterali.
- 6.3 Unioni bullonate.
 - 6.3.1 Attacco piastrine alla trave centrale.
 - 6.3.2 Unione cabina e attacco ad H.

6.1 Unione tra attacco alla cabina e sospensione

Il collegamento tra attacco alla cabina e sospensione è stato progettato dimensionando un perno per permettere le oscillazioni, due piastre per il collegamento alla trave centrale fissata con due bulloni opportunamente dimensionati.

6.1.1 Piastre

Le due piastre sono soggette principalmente a sforzo normale, ma nell'eventualità della presenza di vento possono subire flessione.

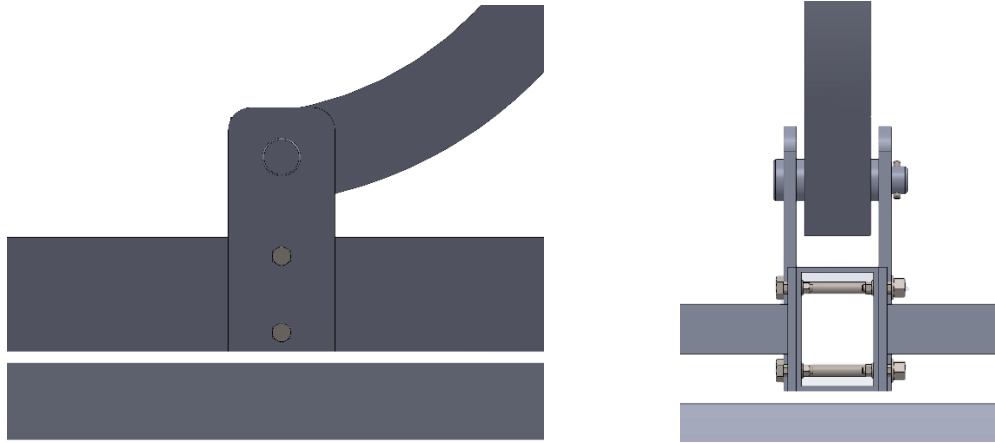


Figura 6.2 Disegni piastre di collegamento.

Dato un primo dimensionamento a sforzo normale:

$$\sigma_N = \frac{F}{A} \leq \sigma_{amm}$$

$$A = \frac{F}{\sigma_{amm}} = \frac{10594,8}{88,75} = 119,38 \text{ mm}^2$$

- F = metà della forza peso cabina a pieno carico dato che la forza si ripartisce su due piastre.

Quindi risulta un'area resistente minima $A=119,38 \text{ mm}^2$; è stata fatta una verifica flessionale con l'obiettivo che le piastre non si pieghino in esercizio. Ipotizzata una forza concentrata del vento a metà cabina [Figura 6.3], da cui misurando le varie distanze, si ottiene un braccio di 1375 mm.

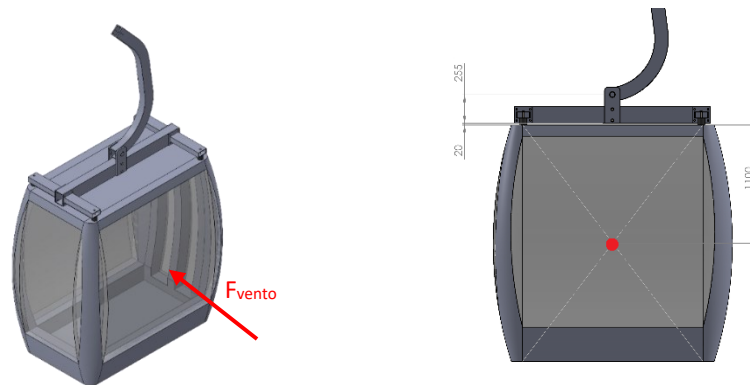


Figura 6.3 Disegno cabina con forza agente dovuta dal vento.

- $\frac{h_{cabina}}{2} = 1100 \text{ mm}$
- Spazio tra cabina e trave centrale 20 mm
- Distanza tra limite piastra e il foro 255 mm

Selezionata una sezione rettangolare piena, si sono valutate due piastre per cui la forza viene dimezzata. Dalla relazione:

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W_f} \leq \sigma_{amm}.$$

e secondo il manuale dell'ingegnere [Figura 6.14]

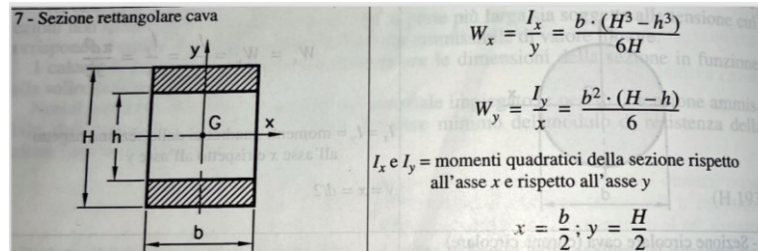


Figura 6.4 Calcolo modulo a resistenza

- h è pari alla distanza tra le piastre pari a 100 mm;
- spessore ipotizzato pari a 15 mm;
- $H = h + 2s \cong 130$ mm;
- Per cui il W_f risulta $184153,84 \text{ mm}^3$ quindi ampiamente verificato pari a 140 mm.

Per cui il W_f risulta $214846,2 \text{ mm}^3$ quindi ampiamente verificato.

Perciò le piastre avranno le seguenti dimensioni $300 \times 140 \times 15$ e successivamente verranno forate opportunamente per alloggiare gli organi di collegamento senza compromettere la verifica statica.

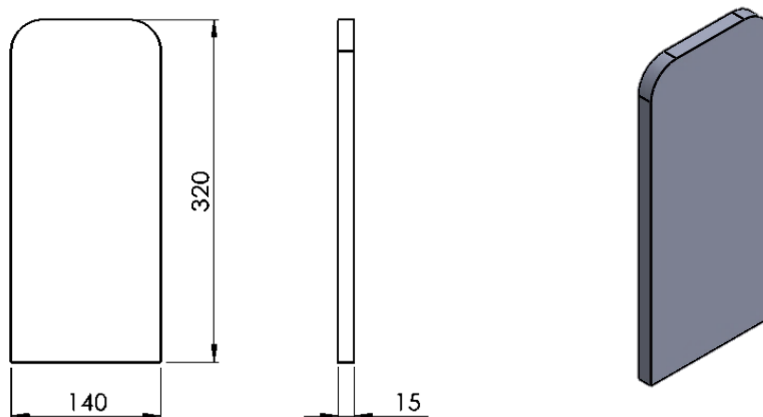


Figura 6.5 Dimensionamento Piastre di collegamento.

$$\sigma_{x,max} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{1680 \times 1375}{\left(\frac{140 \times (130^3 - 100^3)}{6 \times 130} \right)} \cong 10,75 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{eq} = 10,75 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm}$$

$$v_{st} \cong 33.$$

6.1.2 Perno



Il perno è stato dimensionato secondo la relazione di Navier perché, dove il momento flettente è massimo, il taglio risulta nullo. Dunque, il diametro minimo risulta $d=30\text{mm}$. Secondo normativa UNI EN 22341 è stato scelto un perno con testa

- $d_{\text{gambo}} = 33 \text{ mm}$
- $d_{\text{testa}} = 47 \text{ mm}$
- Lunghezza $L = 150\text{mm}$.

Figura 6.6 Perno.

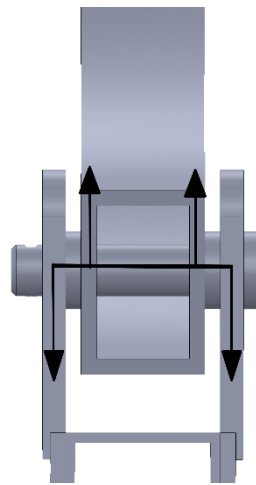
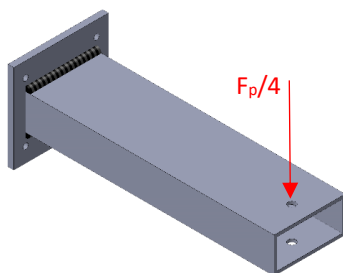


Figura 6.7 Forze agenti sul perno.

6.2 Dimensionamento saldature travi laterali

Ogni trave laterale è stata saldata ad una piastra di dimensione $150 \times 100 \times 10$ che successivamente verrà forata e bullonata alla trave principale.



La saldatura è di tipologia giunto a cordone d'angolo (il cordone è solo sui due lati lunghi della trave) soggetto a taglio e flessione. Il cordone è stato dimensionato nel seguente modo:

Figura 6.8 Forze agenti sulle saldature.

Condizioni di sollecitazione	Limitazioni \leq	S235 (Fe360)	S275 (Fe 430) S 355 (Fe 510)
	$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{//}^2}$ $ \tau_{\perp} + \sigma_{\perp} $	0,85 σ_{amm} σ_{amm}	0,7 σ_{amm} 0,85 σ_{amm}
	$ \tau_{\perp} + \sigma_{\perp} $ $ \tau_{\perp} ; \sigma_{\perp} $	σ_{amm} 0,85 σ_{amm}	0,85 σ_{amm} 0,7 σ_{amm}

Figura 6.9 Condizioni verifica delle sollecitazioni.

$$\tau_{\perp} = \frac{F}{2ab}$$

- F= componente della forza peso della cabina piena;
- a= sezione di gola;
- b= lunghezza del cordone. (uguale alla larghezza della trave);

$$\sigma_{\perp} = \frac{Fl}{abh}$$

- F= componente della forza peso della cabina piena;
- a= sezione gola;
- b= lunghezza del cordone. (uguale alla larghezza della trave);
- l=lunghezza trave;
- h=altezza trave.

Secondo le condizioni di verifica il cordone della saldatura deve rispettare la seguente relazione:

$$|\sigma_{\perp}| + |\tau_{\perp}| \leq 0,85\sigma_{amm}$$

$$\frac{Fl}{abh} + \frac{F}{2ab} \leq 0,85\sigma_{amm}$$

$$\frac{1}{a} \left(\frac{Fl}{bh} + \frac{F}{2b} \right) \leq 0,85\sigma_{amm} \quad a \geq \frac{1}{0,85\sigma_{amm}} \left(\frac{Fl}{bh} + \frac{F}{2b} \right)$$

$$a \geq 5,72mm$$

Dunque, il cordone di saldatura è di circa 8 mm.

6.3 Unioni bullonate

Si è optato per un collegamento bullonato, così da rendere l'intera struttura smontabile e di più facile commercializzazione e trasporto. Per tutte le unioni bullonate è stata scelta la classe 8.8, alta resistenza ed è stato utilizzato il criterio di unione ad attrito, che permettono la presenza di inversioni di carico.

Le relazioni che la normativa definisce per la verifica sono:

$$N \leq 0,8N_s \quad (1)$$

$$N_s = 0,8 \times f_{K,N} \times A_r \quad (2)$$

- N è lo sforzo normale applicato durante l'esercizio sul singolo bullone;
- N_s è la forza di serraggio necessaria;
- $f_{K,N}$ tensione di progetto pari a 560 MPa [Figura 6.10];
- A_r area resistente;

Tensioni ammissibili

Classe vite	f_t N/mm ²	f_v N/mm ²	$f_{k,N}$ N/mm ²	$\sigma_{b,adm}$ N/mm ²	$\tau_{b,adm}$ N/mm ²
4.6	400	240	240	160	113
5.6	500	300	300	200	141
6.6	600	360	360	240	170
8.8	800	640	560	373	264
10.9	1000	900	700	467	330

Figura 6.10 Tensioni ammissibili secondo la classe della vite.

Da cui risulta $N_s = 448 A_r$, dove l'area resistente è incognita.

Per quanto riguarda lo sforzo di taglio a cui la vite è soggetta

$$V \leq V_{f,N} = V_{f,0} \times \left(1 - \frac{N}{N_s}\right) \quad (3)$$

$$V_{f,0} = \frac{\mu \times N_s}{\gamma_{st}}$$

- V sforzo di taglio durante l'esercizio sul singolo bullone;
- $V_{f,N}$ massimo valore di attrito con sforzo normale;
- $V_{f,0}$ massima forza trasmissibile per attrito;
- μ coefficiente d'attrito pari a 0,3;
- γ_{st} coefficiente di sicurezza pari a 1,25 perché il componente è critico, ma con buona accessibilità alla manutenzione.

Di seguito vengono applicate le seguenti relazioni per le varie bullonature presenti nella struttura

6.3.1 Attacco piastre alla trave centrale

Nel punto indicato i bulloni sono soggetti a:

- Sforzo normale dato dal vento pari a 1680 N (forza del vento calcolata nel paragrafo 4, raddoppiata per gli effetti dinamici), nonché N;
- Taglio pari alla forza peso 21189,6 N da cui $V = \frac{T}{2} \cong 10594,8 N$

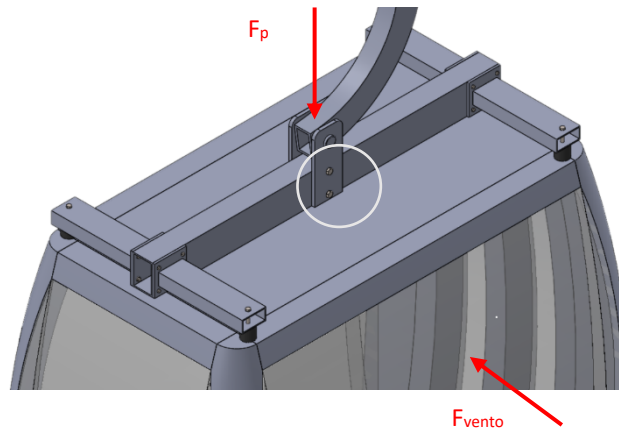


Figura 6.11 Forze agenti sulle piastre.

Secondo (1) risulta un $A_r = 4,8 \text{ mm}^2$.

Per (3) $A_r = 100,4 \text{ N}$; perciò, selezionato il valore maggiore da tabelle normate sono state scelte due M14 [Foto 6.3.1.1]. Si noti come lo sforzo normale dovuto dal vento influisca relativamente sulla scelta della vite.

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA		Metrica ISO (UNI4533-64)								
d [mm]	p [mm]	A_{res} [mm ²]	A	A_{res}/A	d [mm]	p [mm]	A_{res}	A	A_{res}/A	
8	1.25	38.6	50.3	0.77	33	3.5	694	855	0.81	
10	1.5	58	78.5	0.74	36	4.0	817	1018	0.80	
12	1.75	84.3	113	0.75	39	4.0	976	1195	0.82	
14	2.00	115	154	0.75	42	4.5	1120	1385	0.81	
16	2.00	115	201	0.78	45	4.5	1310	1590	0.82	
18	2.50	192	254	0.75	48	5.0	1470	1810	0.81	
20	2.50	192	254	0.75	52	5.0	1760	2124	0.83	
22	2.50	303	380	0.80	56	5.5	2030	2463	0.82	
24	3.00	353	452	0.78	60	5.5	2360	2827	0.83	
27	3.00	459	573	0.80	64	6.0	2680	3217	0.83	
30	3.50	581	707	0.82	68	6.0	3060	3632	0.84	

Figura 6.3.1.1 Tabella Metrica ISO (UNI4533-64).

Le piastre potrebbero subire rifollamento in quanto soggette a sforzo normale, per questo si è verificata la resistenza a tale fenomeno.

Secondo la relazione $\sigma_{rif} = \frac{V^*}{d \times t} \leq \alpha \sigma_{amm}$

- V^* forza sul singolo foro pari a $\frac{F}{n_{fori}}$;
- $d \times t$ area di spinta del bullone sul foro del valore di 8×15 ;
- α coefficiente in funzione delle dimensioni, normalmente si sceglie un valore pari a 2.

$$\sigma_{rif} = \frac{V^*}{d \times t} = \frac{10594,8}{8 \times 15} = 88,3 \text{ MPa} \leq 2 \times 88,8 \cong 177,6 \text{ MPa}$$

Le piastre risultano dunque verificate.

6.3.2 Unione cabina e attacco ad H

Per assicurare l'attacco alla cabina, sono stati dimensionati quattro bulloni alle estremità di ogni trave laterale.

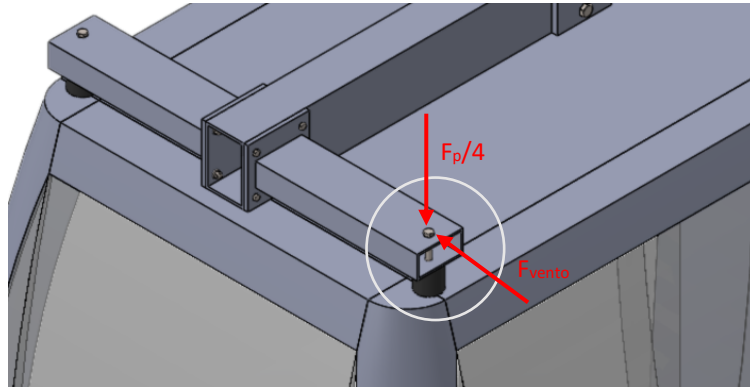


Figura 6.12 Forze agenti sull'attacco alla cabina.

Gli sforzi agenti in un singolo bullone (considerando gli effetti dinamici) sono:

- F_p pari a 5297,4 N;
- Taglio dovuto dal vento 1640 N.

Secondo la condizione imposta (1), si ricava che l'area minima per resistere allo sforzo normale è $14,8\text{mm}^2$ per ogni singolo bullone.

Dato che il caso studiato presenta una componente a taglio sulle viti, si ottiene $A_r = 15,8\text{mm}^2$. In via cautelativa sono state scelte quattro viti M8.

6.3.3 Unione struttura ad H- Piastrine

Le piastre per le bullonature sono state dimensionate ipotizzando una distanza tra bordo della trave laterale e il centro del foro di 25 mm per garantire il serraggio e la realizzazione del cordone di saldatura, rispettando le normative sulle prescrizioni geometriche.

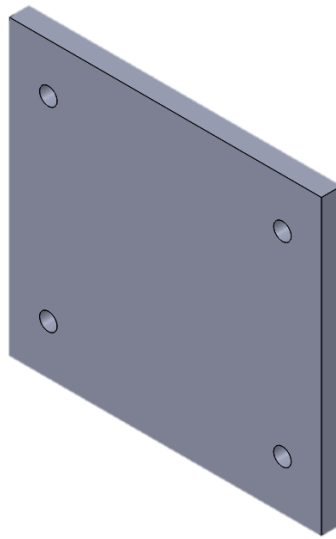


Figura 6.13 Dimensionamento piastrine.

I quattro bracci laterali sono stati progettati saldandoli ad una piastra, [Sezione 6.2] forata e bullonata alla trave centrale. Verrà studiata una sola trave per doppia simmetria.

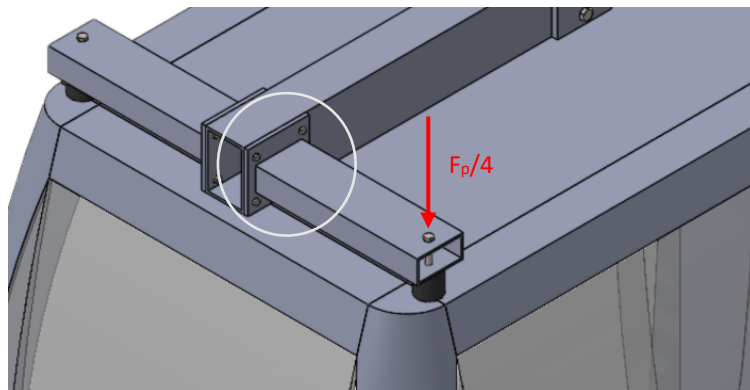


Figura 6.14 Sollecitazioni su unioni bullonate.

Come da figura si nota che la forza agente sui bulloni ha un'azione tagliante, e inoltre genera un momento ribaltante, dato il braccio di 390 mm.

$$V = \frac{T}{4} = \frac{5297,4}{4} \cong 1324,4 \text{ N}$$

$$M_f = T \times L \cong 2065986 \text{ Nmm.}$$

Secondo (3) $A_r = 15 \text{ mm}^2$ per resistere allo sforzo di taglio.

Dalla relazione $M_t = k \times n_f \sum_{i=1}^n x_i^2$

- k costante elastica del materiale
- n_f numero di bulloni per fila che in questo caso è 1;
- x_i distanze dal punto di massimo ribaltamento;

$$N = k \chi_{max} = 63,57 \times 125 \cong 7946,2 \text{ N}$$

– x_{\max} è la distanza massima della linea di ribaltamento

$$k = \frac{M_f}{n_f \Sigma \chi_i^2} = \frac{2065986}{2[(25^2) + (125^2)]} \cong 63,57 \text{ Nmm.}$$

Dato (1) $A_r = 30,05 \text{ mm}^2$.

L'area minima da selezionare è la maggiore tra i due risultati e questo porta alla scelta di una vite M8.

6.4 Verifica a fatica collegamenti

6.4.1 Unioni saldate

La verifica delle unioni saldate viene fatta secondo un approccio black box. Si utilizza una categoria in base alla tipologia di saldatura impiegata che racchiude tutti i fenomeni che influenzano la fatica (come la geometria locale, lavorazioni meccaniche subite, etc). Dunque, la categoria $\Delta\sigma_A$ di una saldatura rappresenta la resistenza a fatica a sollecitazioni ad ampiezza costante per un numero di cicli $N = 2 \cdot 10^6$, con una probabilità di sopravvivenza pari al 97,7%.

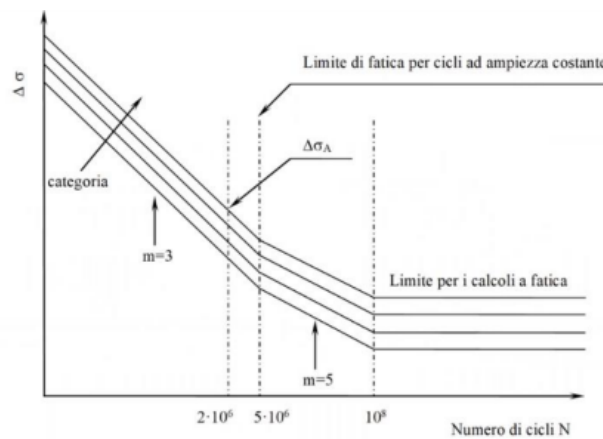


Figura 6.15 Andamento delle curve di Wöhler per unioni saldate.

Per il caso studiato si tratta della categoria 36, giunti con cordoni d'angolo a parziale penetrazione [Figura 6.4.1.1].

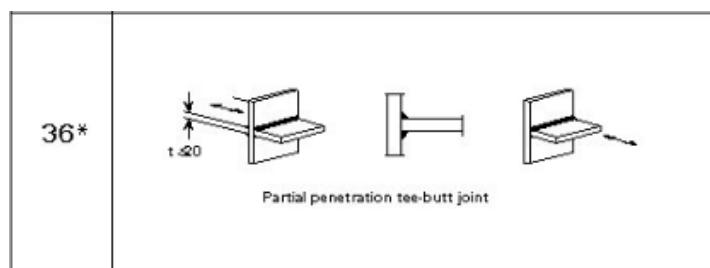


Figura 6.16 Categoria normata per il caso scelto.

Questo valore va modificato se, nel caso esaminato, si verificano le seguenti situazioni:

- *Effetto rapporto di ciclo*: I giunti saldati possono essere trattati termicamente per eliminare le tensioni residue dovute dalla saldatura. Se il pezzo viene trattato il rapporto di ciclo cambia, ma non si riesce a quantificarlo. Grazie al grafico empirico qui sotto riportato si può ricavare un valore attendibile di C, coefficiente attuo ad aumentare la categoria per tener conto di questo effetto. Nel caso studiato è stato deciso di non trattarli quindi $C=1$, definito come giunto “as welded”.

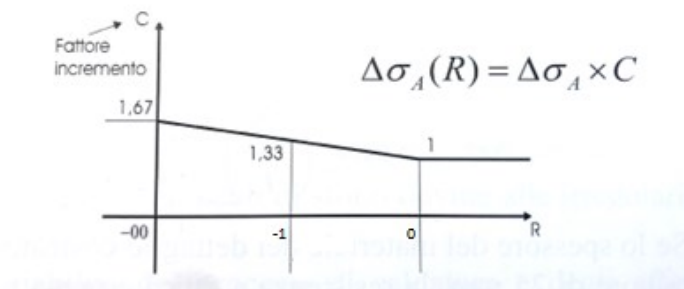


Figura 6.17 Andamento fattore incremento per effetto del rapporto di ciclo.

- *Effetto dimensioni assolute $f_1(t)$* : se il pezzo saldato supera i 25 mm bisogna tener conto delle dimensioni assolute del pezzo, in quanto più facilmente può instaurarsi e propagarsi una cricca. Nel caso analizzato lo spessore maggiore è pari a 10mm, perciò non si deve modificare ulteriormente.
- *Coefficiente di sicurezza a fatica*: il pezzo progettato è un componente critico, ma facilmente accessibile quindi $\gamma_{Mf} = 1,25$ [Figura 6.4.1.3]

Valori per γ_{Mf}

Ispezioni ed accessibilità	Componenti non critici ("fail safe")	Componenti critici ("non fail safe")
Ispezioni periodiche e manutenzione ^{*)} Buona accessibilità	1,00	1,25
Ispezioni periodiche e manutenzione ^{*)} Scarsa accessibilità	1,15	1,35

^{*)} Vedere 9.3.1(2) riguardante l'ispezione.

Figura 6.18 Coefficiente di sicurezza a fatica.

Perciò la categoria penalizzata del giunto risulta:

$$\Delta\sigma_A^* = \frac{\Delta\sigma_A \times f_1(t) \times C}{\gamma_{Mf}} \cong 28,8 \text{ MPa.}$$

Valore che corrisponde a un numero di cicli pari a 2×10^6 .

Si costruisce quindi la curva di Wöhler, che secondo normativa presenta tre ginocchi:

- 2×10^6 con pendenza $m=3$ fino al secondo ginocchio;
- 5×10^6 con pendenza $m=5$ fino al terzo ginocchio. Il valore della categoria per questo numero di cicli risulta

$$\Delta\sigma_{A,5 \times 10^6}^* = \Delta\sigma_A^* \times \left(\frac{2}{5}\right)^{1/3} \cong 21,22 \text{ MPa.}$$

- 10^8 con pendenza costante. Il valore della categoria per questo numero di cicli risulta

$$\Delta\sigma_{A,10^8}^* = \Delta\sigma_{A,5 \times 10^6}^* \times \left(\frac{1}{20}\right)^{1/5} \cong 11,66 \text{ MPa.}$$

Secondo la relazione di Wöhler, riadattata alle saldature $N \times \Delta\sigma_A^m = cost$, da cui la categoria di progetto risulta

$$\Delta\sigma_{A,prog} \cong 75,84 \text{ MPa.}$$

6.4.2 Unioni bullonate

Per la verifica a fatica delle unioni bullonate si fa riferimento alla formulazione riportata nel libro “*Shigley Mechanical Engineering*”.

La sollecitazione affaticante dell’unione bullonata è dovuta ad un carico esterno che varia da zero ad un valore massimo, il bullone viene trattato come un cilindro su cui agisce una forza pulsante definita come:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

- F_{max} : forza peso a massima capienza;
- F_{min} : forza peso della cabina senza persone;

Per determinare il valore della tensione alternata si fa riferimento alla relazione tra forza, area resistente A_r e un fattore C:

$$\sigma_a = \frac{C \times P}{2 \times A_r}$$

- P carico sul bullone più sollecitato;
- A_r area resistente;
- C indica la costante di rigidità del collegamento ed è definito da:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

I parametri k sono coefficienti di rigidità della vite e delle parti collegate in acciaio e dipendono dalla geometria di vite, piastre, dado e rondella. Il caso che si presenta nel sollevatore è rappresentato dalla figura sottostante:

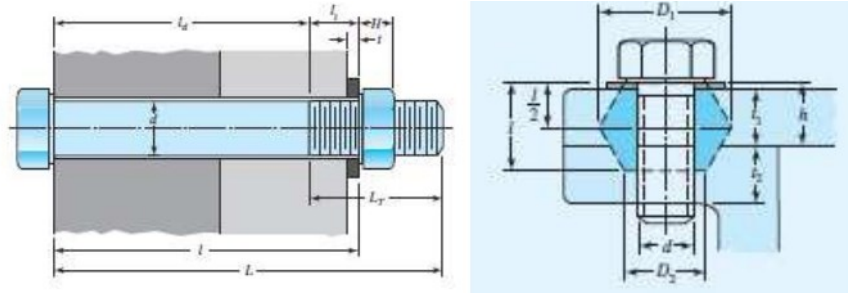


Figura 6.19 Dimensioni unioni bullonate.

Dove:

$$L > l + H$$

$$L_t = 2d + 6\text{mm}$$

$$l_d = L - L_t$$

$$l_t = l - l_d$$

$$D_1 = d_w + l \times \tan(\alpha)$$

$$d_w = 1,5d = D_2$$

$$t = h + \frac{d}{2}$$

La rigidezza della vite k_b è pari a

$$k_b = \frac{A_d \times A_r \times E}{A_d \times l_t + A_r \times l_d}$$

- A_d : sezione non filettata $A_d = \pi \frac{d^2}{4}$;
- E : modulo elastico del materiale (per acciai 206000 MPa).

Per la determinazione della rigidezza dei membri si utilizza una relazione che collega il carico P e l'allungamento che la sollecitazione di trazione genera. Si ricava con angoli d'elica pari a 30° che:

$$k = \frac{0,554 \times \pi \times E \times d}{\ln \left(\frac{(1,155d + D - d)(D + d)}{(1,155d + D + d)(D - d)} \right)}$$

Per ogni tronco del collegamento è necessario risolvere l'equazione e determinare i coefficienti di rigidezza. Infine, si calcola il valore della rigidezza media mediante:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

Con n = numero di variazioni di spessori.

Il diagramma di Goodman è utilizzato per stimare il cedimento e la sicurezza di un collegamento con bulloni. Il cedimento avviene in corrispondenza dell'intersezione della linea di Goodman e la linea di carico del componente, identificata dal punto C.

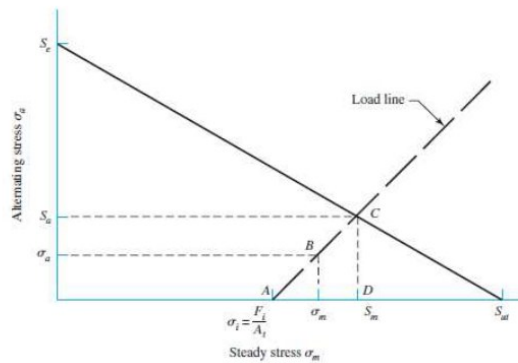


Figura 6.20 Diagramma di Goodman.

La sollecitazione media σ_m è definita da:

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i$$

dove σ_i è la tensione minima, definita dal rapporto tra precarico e area resistente. Il precarico rappresenta la forza di serraggio del bullone:

$$N_s = F_i = 0,8 A_r S_p$$

È necessario definire le componenti S_a e S_m sul diagramma che rappresenta la vita a fatica. Per determinare queste componenti tensionali si adotta il criterio di resistenza di Goodman, che risulta il più conservativo, dove:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

con S_e , resistenza a fatica corretta per viti con filetto rullato e S_{ut} , resistenza minima a trazione. Risolvendo l'equazione si ottengono:

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e}$$

$$S_m = S_a + \sigma_i$$

Il coefficiente di resistenza a fatica è definito dalla relazione:

$$v_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

La procedura richiede un'ulteriore verifica in quanto il materiale non deve arrivare a snervamento, perciò usando S_p , carico unitario di prova

$$v_p = \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a}$$

Il valore minore tra i coefficienti di sicurezza indica la sollecitazione che genera maggiore criticità nel componente. Con riferimento al diagramma di Goodman, il procedimento da seguire per la determinazione delle tensioni e dei coefficienti di sicurezza è il seguente

Punto A (valore della tensione alterna nullo)

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_r}$$

Punto B

$$\sigma_a = \frac{C \times P}{2 \times A_r}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i$$

Punto C (intersezione linea di Goodman e linea di carico)

$$S_{a,C} = \frac{S_e \times (S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e}$$

$$v_f = \frac{S_{a,C}}{\sigma_a}$$

Punto D (intersezione linea di resistenza di prova e linea di carico)

$$S_p = S_a + S_m$$

$$S_m = \sigma_i + S_a$$

$$S_{a,D} = \frac{S_p - \sigma_i}{2}$$

$$v_p = \frac{S_{a,D}}{\sigma_a}$$

I valori riportati per le tensioni e resistenza della vite sono di una vite di classe 9.8, in quanto nel manuale non c'erano i dati per una vite M8 e M14 di classe 8.8.

Comunque, il processo di verifica con classe maggiore è cautelativo.

- $S_p = 650 \text{ MPa}$, carico unitario di prova;
- $S_{ut} = 900 \text{ MPa}$, resistenza minima a trazione
- $S_s = 720 \text{ MPa}$, tensione minima di snervamento;
- $S_e = 140 \text{ MPa}$, resistenza a fatica.

	<i>Piastre-trave</i>	<i>Piastrine</i>	<i>Attacco cabina</i>	<i>Unità di misura</i>
<i>t rondella</i>	2,8	2	2	mm
<i>Lt filetto</i>	40	22	30	mm
<i>H dado</i>	14,1	7,9	7,9	mm
<i>lt</i>	14,1	9	8	mm
<i>ld</i>	30	8	20	mm
<i>L</i>	70	30	50	mm
<i>d</i>	14	8	8	mm
<i>Ad</i>	154	50,3	50,3	mm ²
<i>Ar</i>	115	38,6	38,6	mm ²
<i>E</i>	206000	206000	206000	MPa
<i>d_w</i>	21	12	12	mm
<i>D2</i>	21	12	12	mm
<i>D1</i>	46,45	21,81	28,15	mm
<i>kb</i>	0,649	0,525	0,34	MN/mm
<i>km</i>	5,130	2,725	2,98	MN/mm
<i>C</i>	0,112	0,162	0,1	/

Tabella 6.1 Parametri verifica unione bullonate.

Piastre-travi		
Punto A		
σ_i	520	MPa
Punto B		
σ_a	5,18	MPa
σ_m	525,20	MPa
Punto C		
$S_{a,C}$	51,15	MPa
v_f	9,88	/
Punto D		
$S_{a,D}$	65	MPa
v_p	12,56	/

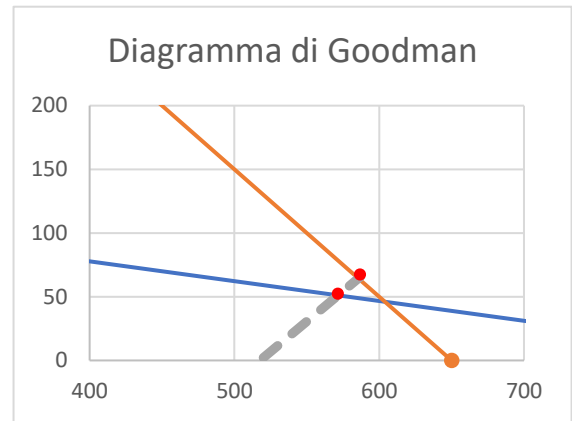
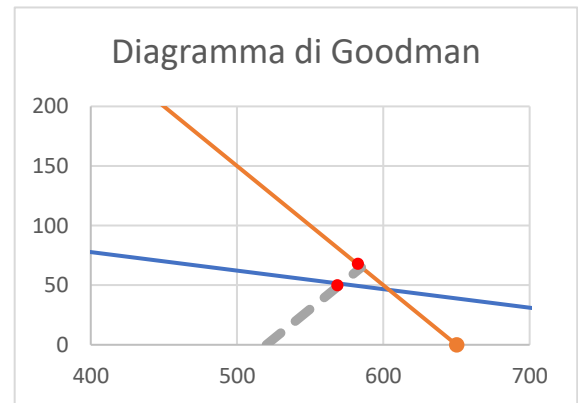


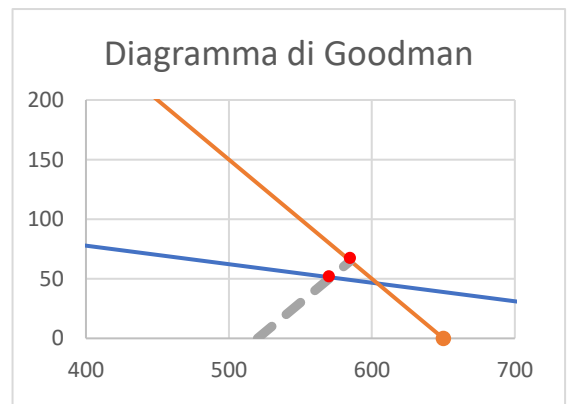
Tabella 6.2 Verifica unioni bullonate Piastre-Travi.

Piastrine		
Punto A		
σ_i	520	MPa
Punto B		
σ_a	11,10	MPa
σ_m	531,10	MPa
Punto C		
$S_{a,C}$	51,15	MPa
v_f	4,61	/
Punto D		
$S_{a,D}$	65	MPa
v_p	5,86	/



6.3 Verifica unioni bullonate Travi.

Attacco cabina		
Punto A		
σ_i	520	MPa
Punto B		
σ_a	10,1	MPa
σ_m	534	MPa
Punto C		
$S_{a,C}$	51,15	MPa
v_f	3,64	/
Punto D		
$S_{a,D}$	65	MPa
v_p	4,6	/



6.4 Verifica unioni bullonate attacco cabina.

7. FRECCHE

È necessario verificare anche la deformazione della struttura, quindi sono state calcolate le rotazioni e le frecce sull'attacco alla cabina.

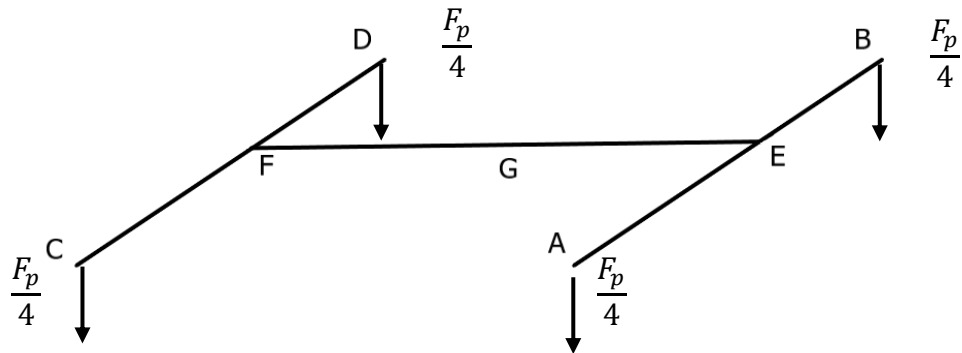
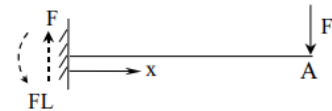


Figura 7.1 Forze agenti sulla struttura.

SISTEMA F-C: la situazione può essere ricondotta al caso notevole di una trave incastrata ad un'estremità e con una forza agente sull'altra.



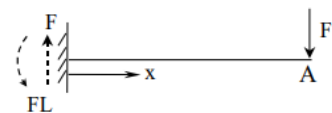
- $F = \frac{F_p}{4} \cong 5297,4 \text{ N}$;
- Lunghezza trave = 390 mm;
- $E = 206000 \text{ MPa}$;
- $J = 712000 \text{ mm}^4$;

$$\varphi_c = \frac{1 F x L^2}{2 E x J} = \frac{5297,4 x 390^2}{2 x 206000 x 712000} \cong 2,75 x 10^{-3}$$

$$\eta_c = \frac{1 F x L^3}{3 E x J} = \frac{5297,4 x 390^3}{3 x 206000 x 712000} \cong 0,714 \text{ mm}$$

La freccia risulta essere circa lo 0,18% della lunghezza della trave.

SISTEMA G-F: anche in questo caso la situazione può essere ricondotta al caso notevole di una trave incastrata ad un'estremità e con una forza agente sull'altra.



- $F = \frac{F_p}{2} \cong 10594,8 \text{ N}$;
- Lunghezza trave = 750 mm;
- $E = 206000 \text{ MPa}$;
- $J = 7380000 \text{ mm}^4$;

$$\varphi_f = \frac{1 F x L^2}{2 E x J} = \frac{10594,8 x 750^2}{2 x 206000 x 7380000} \cong 1,96 x 10^{-3}$$

$$\eta_f = \frac{1 F x L^3}{3 E x J} = \frac{10594,8 x 750^3}{3 x 206000 x 7380000} \cong 0,98 \text{ mm}$$

La freccia risulta essere circa lo 0,13% della lunghezza della trave.

Sono stati trascurati i pesi delle varie travi dal momento che influivano minimamente sul calcolo delle frecce (< 1%).

Sommando quindi la freccia ottenuta nel punto F con la freccia ottenuta nel punto C, risulterà un totale di 1,69 mm. Il risultato risulta essere soddisfacente per la sicurezza della trave e per evitare un'eventuale disagio delle persone che salgono e scendono dalla cabina.

8. VERIFICA A FATICA FINALE

Per la verifica a fatica finale del pezzo sono stati considerati intagli e variazioni geometriche. Secondo “D.M. 1999 Prescrizioni tecniche speciali per le funivie monofuni con movimento unidirezionale continuo e collegamento temporaneo dei veicoli” il coefficiente a vita non può essere minore di 2.

Procediamo ad analizzare tutti i punti più critici di ogni componente, indicati nella figura seguente. [Figura 8.1]

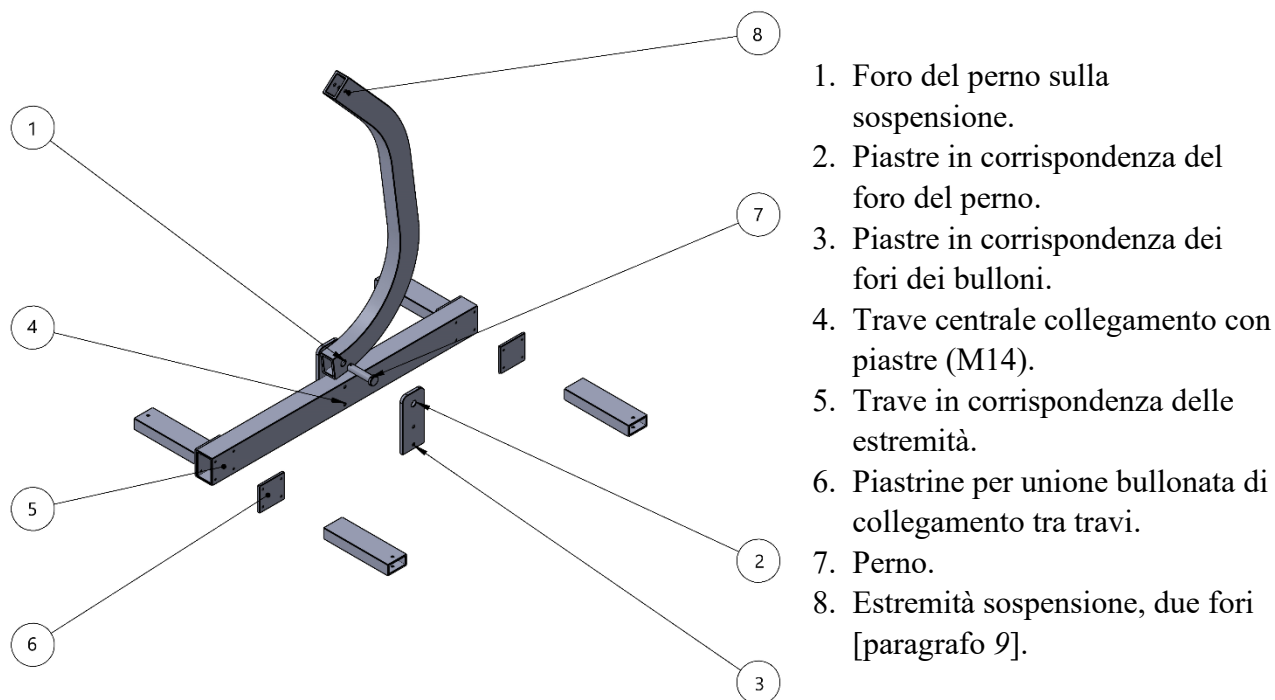


Figura 8.1 Disegno per indicare le parti studiate per la verifica a fatica.

Facendo riferimento ai dati preliminari per la fatica, legati ai cicli [Tabella 5.1], si procede come da normativa UNI 7670 (con la stessa procedura di calcolo fatta nel paragrafo 5. *Fatica Preliminare*) e il manuale “*Peterson*”. Tutti i calcoli sono stati riassunti nella tabella qui sotto riportata [Tabella 8.1].

	1	2	3	4	5	6	7	8
σ_{max} [MPa]	17,84	15,80	14,78	80,75	21,7	76,91	67,60	58,40
σ_{min} [MPa]	9,87	2,80	2,80	44,86	12,10	42,73	37,56	3,03
σ_a [MPa]	3,98	6,50	5,99	18	4,90	17,10	15,02	27,69
R	0,55	0,18	0,19	0,556	0,556	0,556	0,556	0,052
K_l	1,4	1,1	1,1	1,4	1,4	1,4	1,1	1,4
K_d	1,3	1,22	1,22	1,25	1,3	1,25	1,18	1,3
K_v	1,12	0,8	1,12	0,8	1,12	0,8	0,8	1,12
K_f	2,59	2,59	2,89	2,91	2,79	1	1	2,89
$\sigma_{A,R=-1}$ [MPa]	255	255	255	255,	255	255	255	255
$\sigma_{A,R=-1}^*$ [MPa]	48,30	91,71	58,70	62,59	44,84	182,14	245,57	43,29
$\sigma_{A,R}$ [MPa]	113,88	209,76	206,64	113,33	113,33	113,32	113,33	241,79
K	6,65	7,20	5,37	7,99	6,36	22,59	35,42	4,20
$\sigma_{A,R}^*$ [MPa]	36,33	72,93	50,22	43,78	34,29	80,94	91,45	39,56
$\sigma_{progetto}$ [MPa]	56,19	109,14	86,16	62,94	54,11	92,03	99,25	78,93
v_f	14,10	16,8	14,39	3,5	11,22	5,39	6,61	2,85

Tabella 8.1 Riassunto dati Verifica a fatica finale.

Si procede ora a spiegare la scelta dei vari coefficienti secondo grafici empirici.

- Le due piastre, soggette a carico normale si dimezzano lo sforzo e sono state verificate a fatica in due punti: nel punto di intaglio del perno e dei due fori dei bulloni in quanto nel manuale non sono stati trovati casi simili. [Figura 8.2], [Figura 8.3].

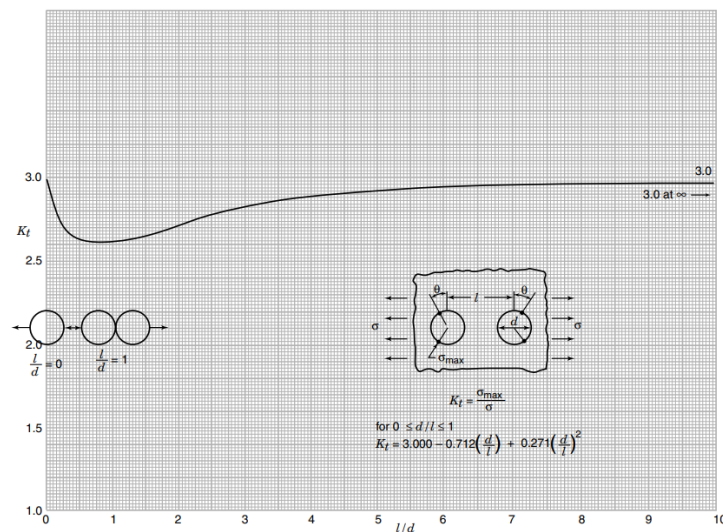


Chart 4.22 Stress concentration factors K_t for uniaxial tension case of an infinite panel with two circular holes (based on mathematical analysis of Ling 1948 and Haddon 1967). Tension parallel to the line of holes.

Figura 8.2 Manuale Peterson piastra soggetta a trazione con due fori dei due bulloni.

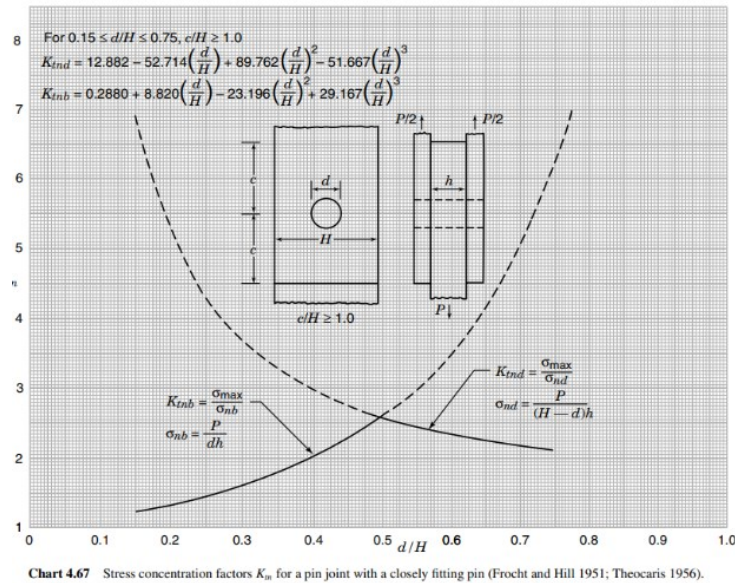


Figura 8.3 Manuale Peterson piastra soggetta a trazione, caso per il foro del perno.

- Per quanto riguarda le piastrine per i bulloni, in corrispondenza dell'attracco delle travi corte al braccio centrale si è considerato il caso seguente [Figura 8.3]. Si è calcolato il K_t in corrispondenza del foro, che risulta più critico (ricavato graficamente). Poiché il caso studiato presenta due fori, ma nel manuale non sono presenti casi simili è stato deciso di aumentare tale valore per essere più cautelativi.

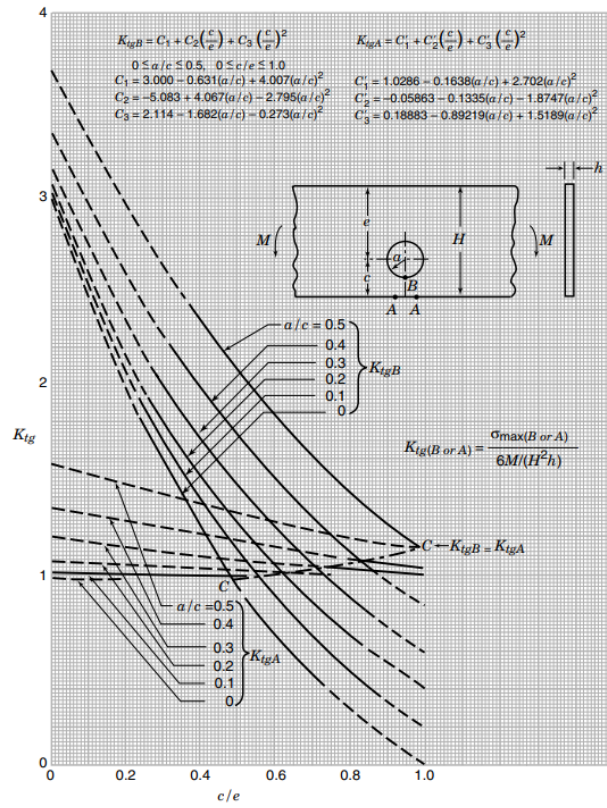


Chart 4.89 Stress concentration factors K_{tg} for bending of a thin beam with a circular hole displaced from the center line (Isida 1952).

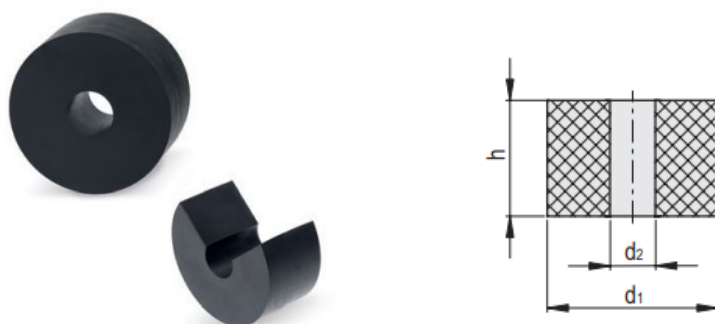
Figura 8.4 Manuale Peterson caso piastra con foro, soggetta a momento flettente.

9. PROGETTAZIONE DI DETTAGLIO

A seguito di opportune ricerche si è pensato di inserire dei Silent Block in corrispondenza dei quattro bulloni che uniscono cabina alla struttura ad H. Gli antivibranti sono stati progettati per smorzare le vibrazioni, gli urti o il rumore generati da parti in movimento o masse vibranti non bilanciate di macchine operatrici. Com'è noto le vibrazioni possono provocare:

- cattivo funzionamento e riduzione della vita utile della macchina stessa e/o di quelle ad essa adiacenti;
- minor “confort” per l'utilizzatore;
- rumore.

Data la scelta di quattro viti M8 si è scelto da catalogo i prodotti facendo riferimento al produttore “Elesa” si è scelto un antivibrante codice 436918 [Figura 9.1].



Codice	Descrizione	d1	d2	h	Carico max. [N]	Deflessione max. [mm]	Rigidezza [N/mm]	⚖
436912	DVL.3-60-30-17-55	60	17	30	3490	7.5	465	100
436913	DVL.3-60-30-17-70	60	17	30	6530	7.5	871	100
436916	DVL.3-60-60-17-40	60	17	60	1936	15	129	180
436917	DVL.3-60-60-17-55	60	17	60	3410	15	227	180
436918	DVL.3-60-60-17-70	60	17	60	5950	15	397	180
436921	DVL.3-80-30-21-40	80	21	30	4130	7.5	551	176
436922	DVL.3-80-30-21-55	80	21	30	6850	7.5	913	176
436923	DVL.3-80-30-21-70	80	21	30	10960	7.5	1461	176

Figura 9.1 Catalogo Antivibranti Elesa.

Per evitare lo scorrimento della sospensione, in corrispondenza del perno, sono state inserite due boccole dello spessore di 10 mm. Inoltre, tra la sospensione e la trave centrale verrà installato un pistone per smorzare le oscillazioni della cabina [Figura 9.2].

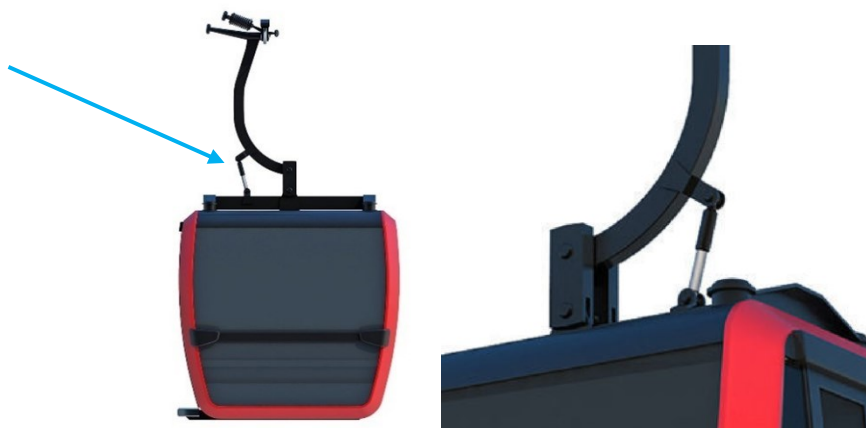


Figura 9.2 Pistone smorzatore di oscillazioni

Tutti i componenti non unificati verranno zincati secondo normativa UNI EN ISO 195 98.

All'estremità superiore della sospensione si è predisposto l'alloggiamento per la morsa di aggancio/sgancio con la fune. La morsa verrà infilata all'interno della trave curva, perciò, sono stati creati due fori per garantire il corretto posizionamento e fissaggio.



Figura 9.3 Morsa aggancio/sgancio con la fune

10. CONCLUSIONI

Come da premessa, il supporto della cabina per funivie è stato progettato basando la ricerca su impianti già esistenti e identificando la più opportuna tipologia di cabinovia per il caso considerato. Sono state identificate le varie parti del supporto, dimensionate ed infine verificate a fatica. Si è deciso di considerare le condizioni tipiche di un ambiente di montagna in quanto questa risulta essere la locazione principale per gli impianti a cabinovia.

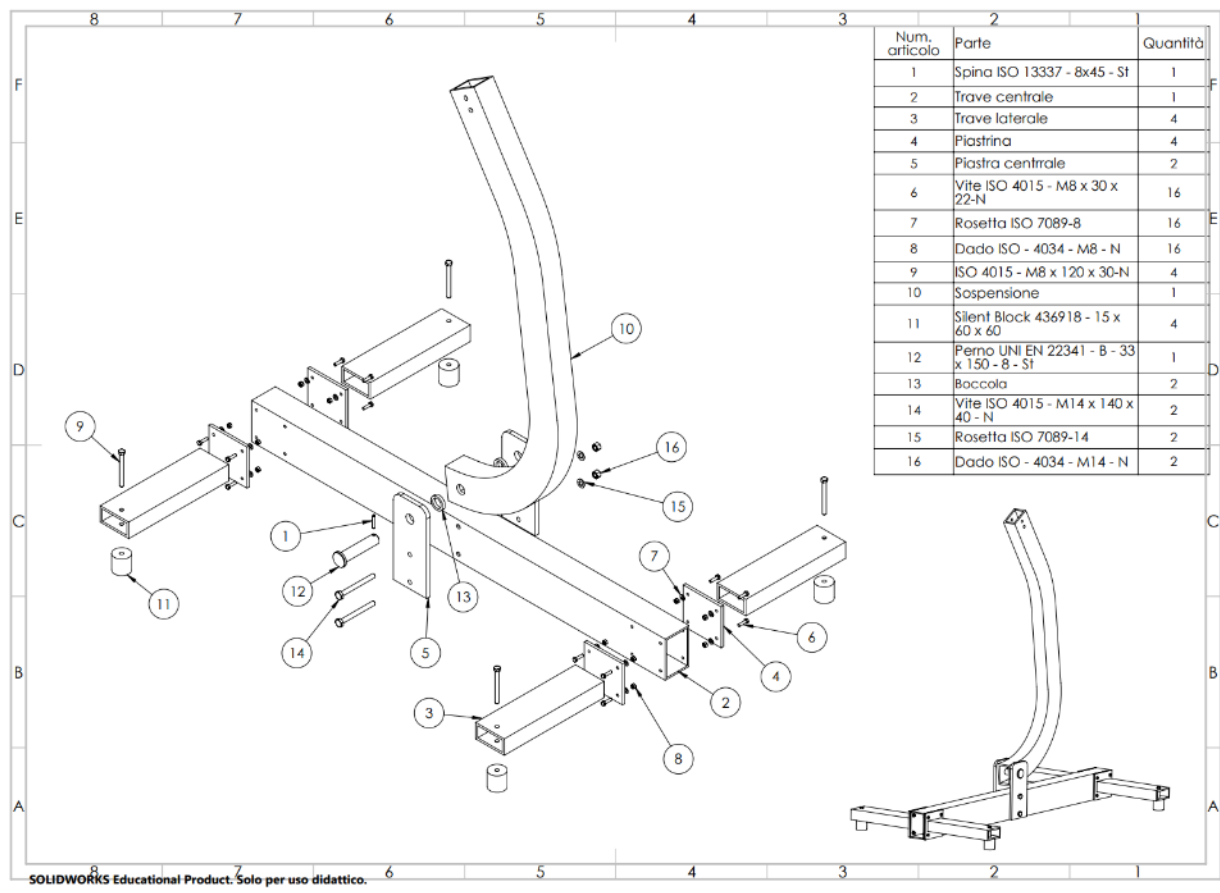
Il coefficiente di sicurezza statico è stato il fattore più importante, soprattutto a livello di sicurezza, visto la criticità del pezzo. Come da normative si è scelto il valore pari a 4, da cui sono stati effettuati i dimensionamenti di tutti i componenti della struttura.

La resistenza a fatica risulta essere influenzata dai vari fattori interni ed esterni che sono stati opportunamente scelti a seconda della geometria e del tipo di carico. Dai calcoli i coefficienti di sicurezza a fatica di tutti i componenti risultano tutti superiore a 2, valore che rispetta le indicazioni presenti sulla normativa.

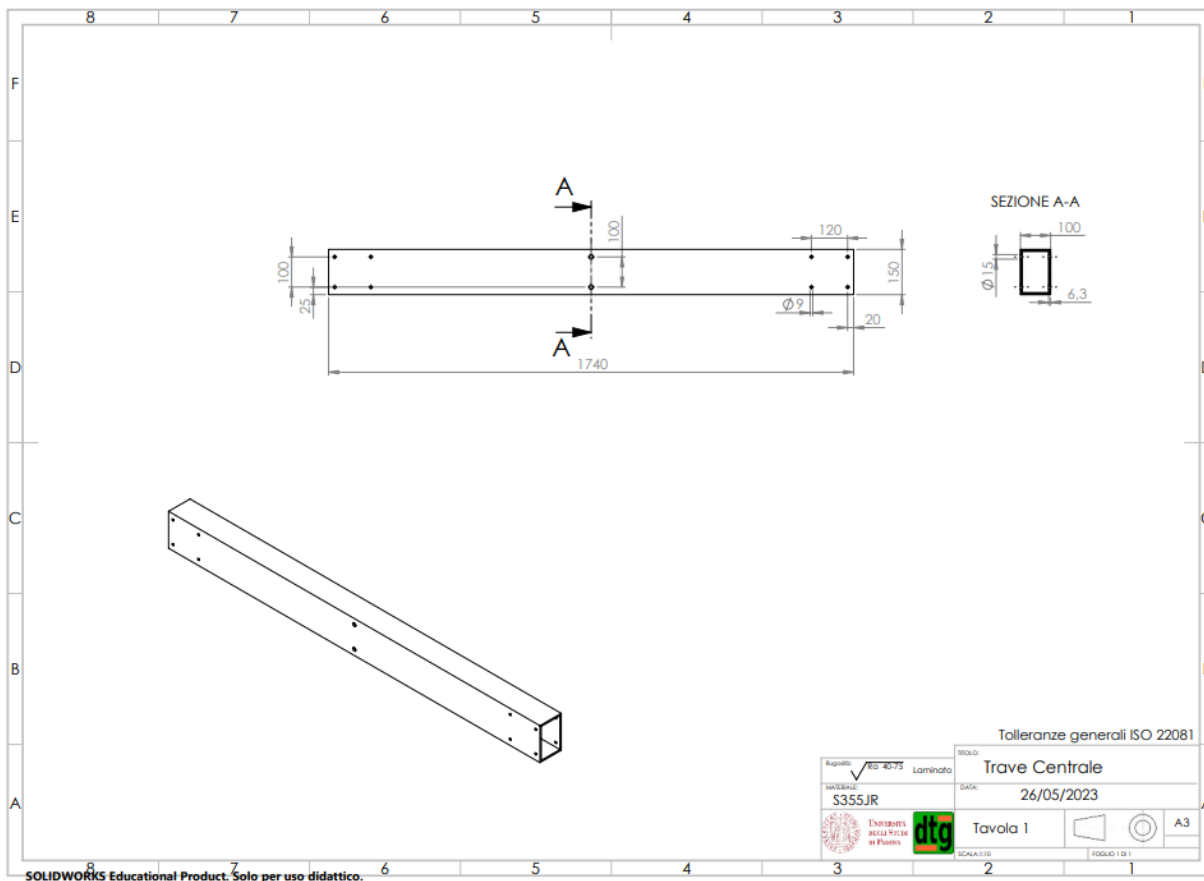
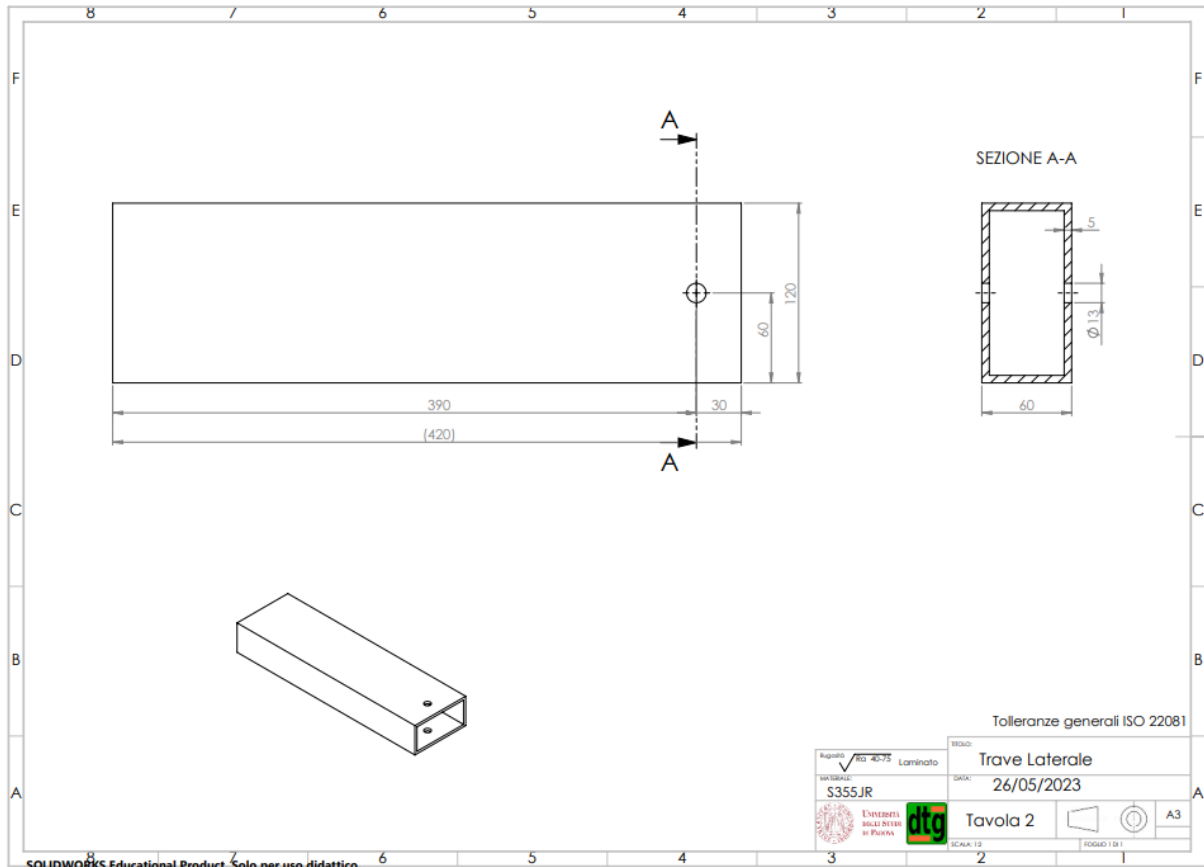
La struttura risulta essere di grandi dimensioni ma tutti i componenti sono smontabili tra loro e dunque facilmente trasportabili e sostituibili se danneggiati.

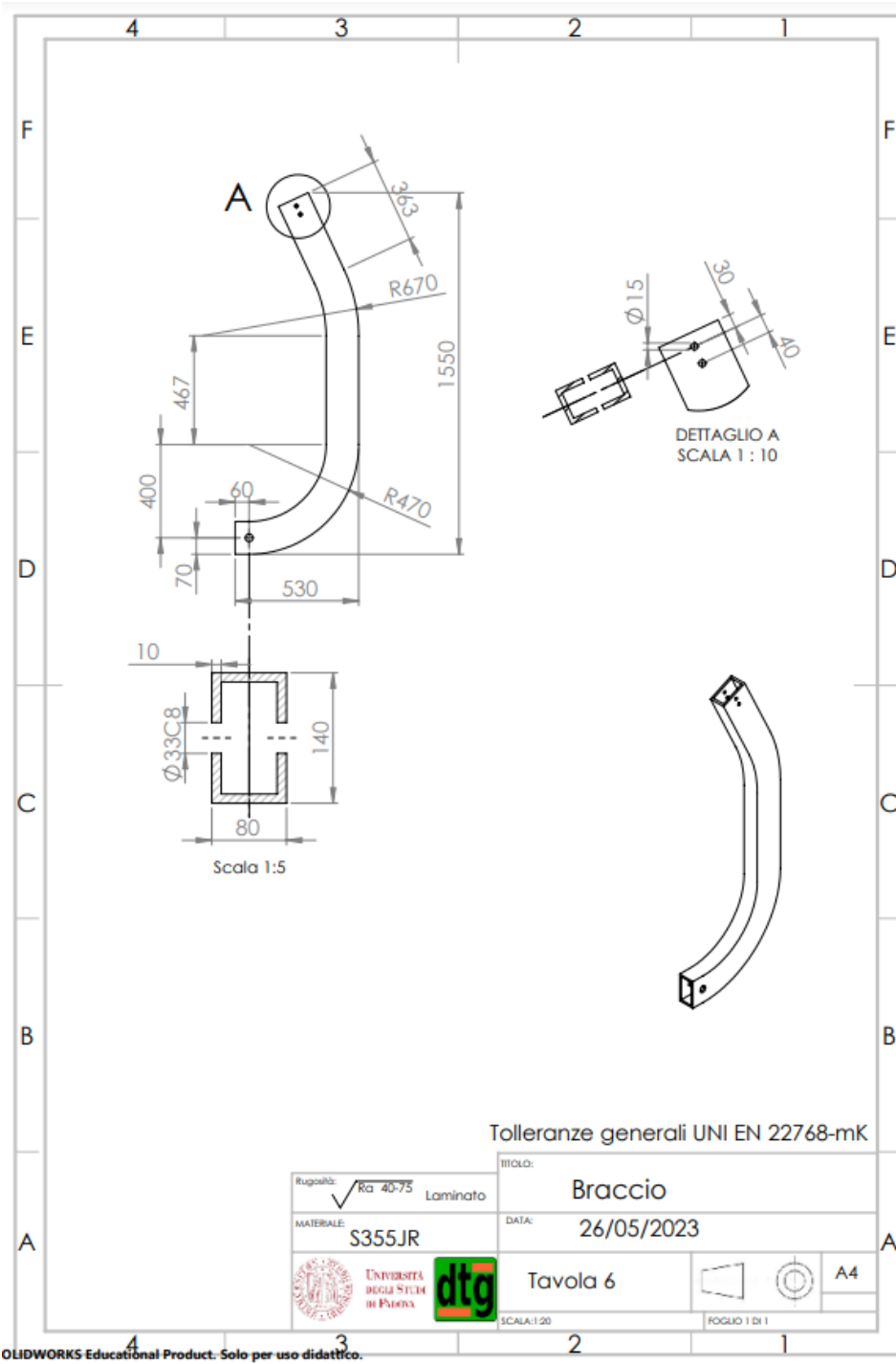
11. DISEGNI ESECUTIVI

10.1 Assieme



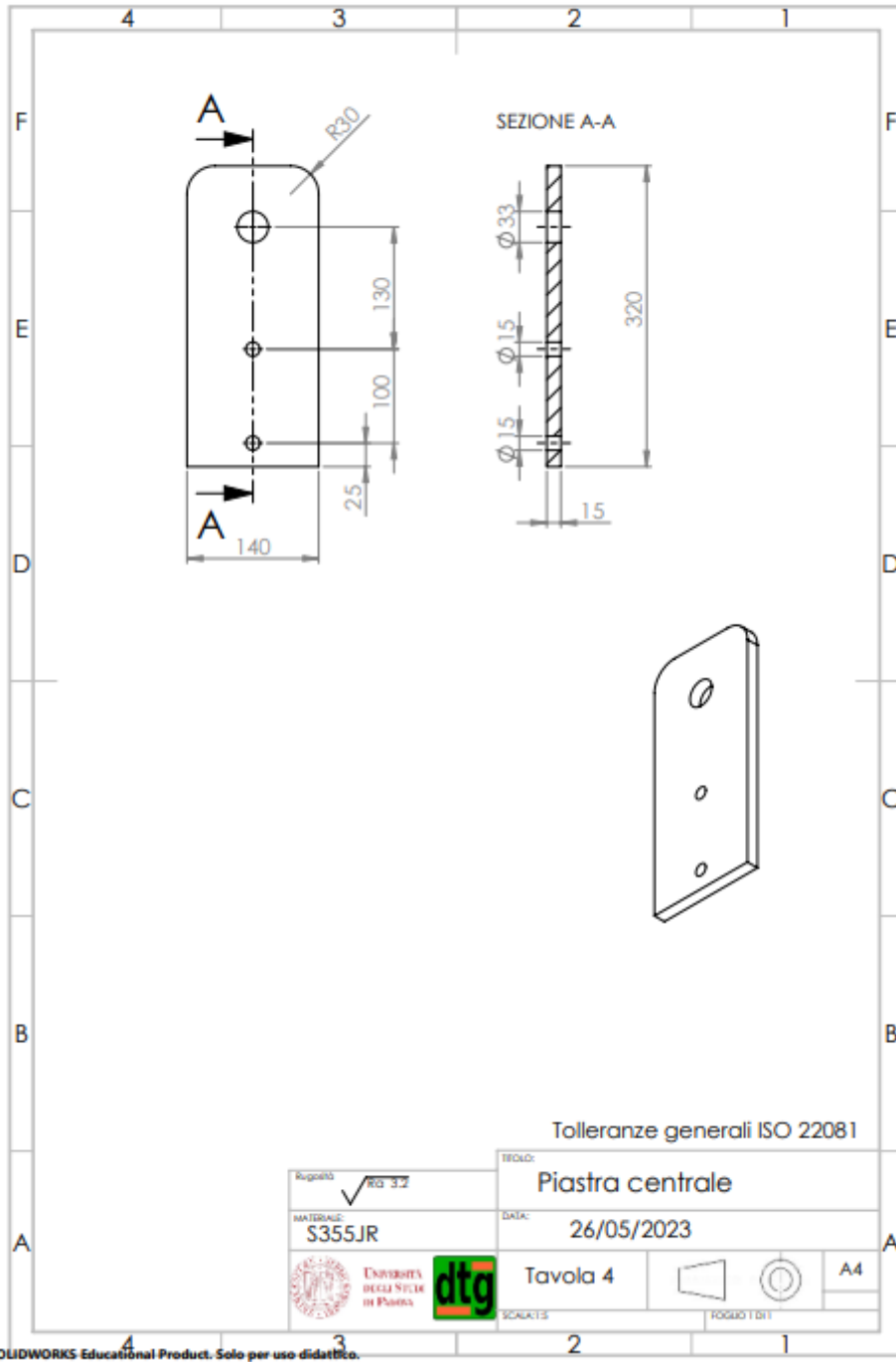
10.2 Singole parti



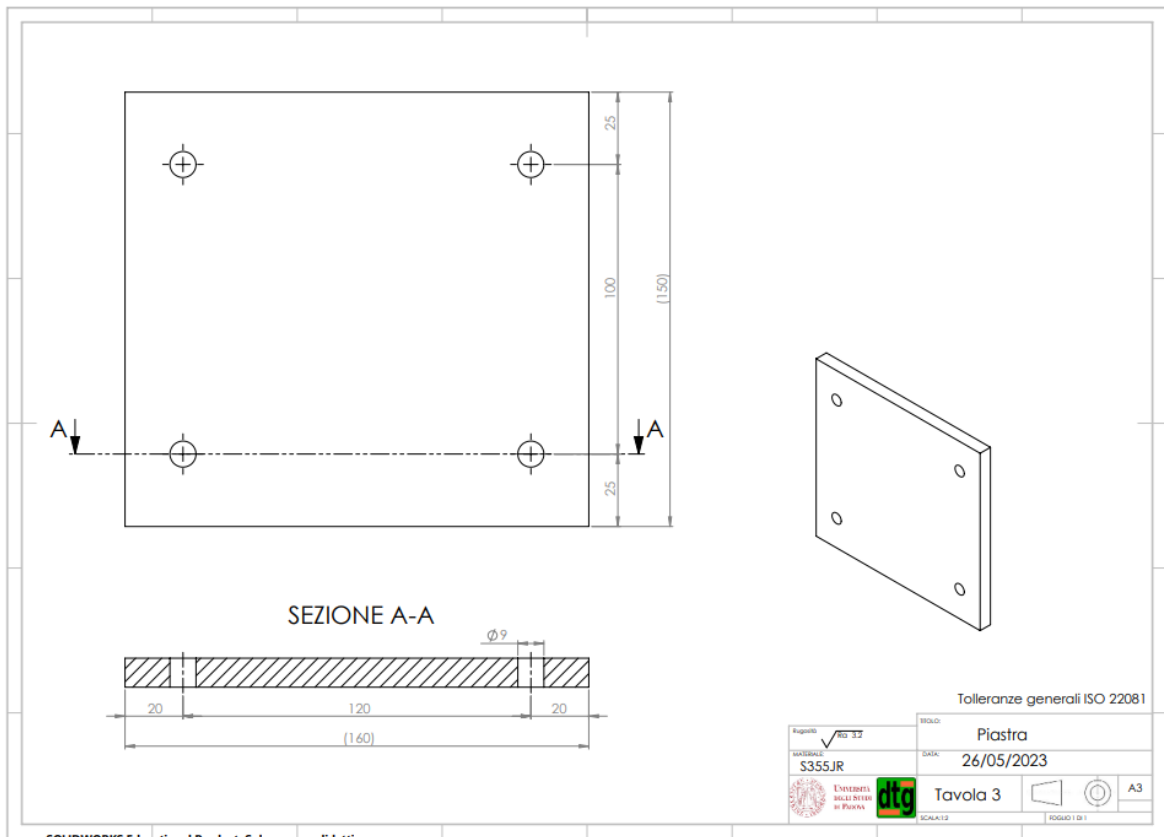


Tolleranze generali UNI EN 22768-mK

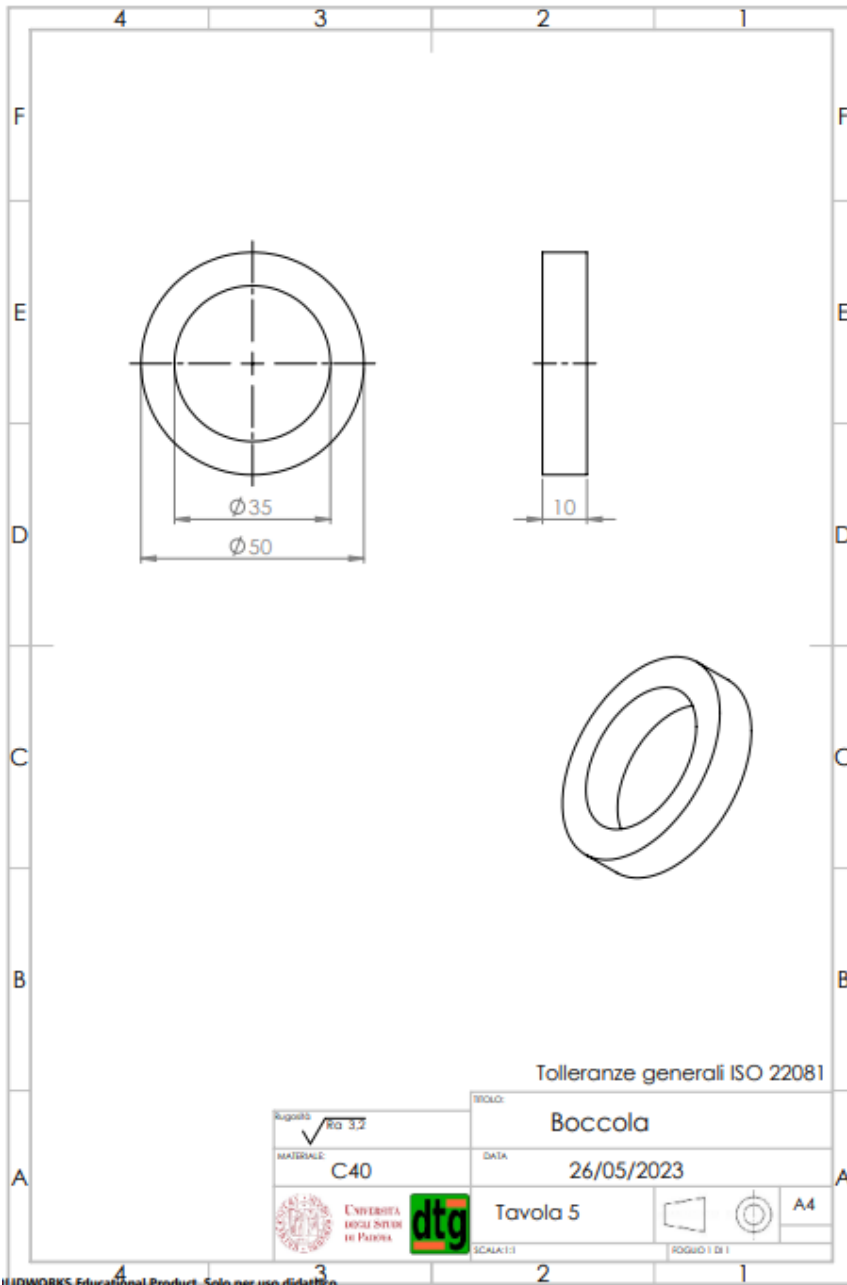
Rugosità: $\sqrt{Ra\ 40-75}$ Laminato	TITOLO: Braccio
MATERIALE: S355JR	DATA: 26/05/2023
 	Tavola 6
SCALA: 1:20	FOGLIO 1 DI 1



SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.



SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.



12. BIBLIOGRAFIA

- BS EN 13796-1-12005;
- D.M. 1999 Prescrizioni tecniche speciali per le funivie monofuni con movimento unidirezionale continuo e collegamento temporaneo dei veicoli.
- UNI 7670
- UNI EN 22341
- UNI 4533-64
- UNI EN ISO 195 98

- Nuovo Colombo, Manuale dell'ingegnere, Hoepli
- Shrigley's Mechanical Engineering III edizione.
- Peterson's Stress Concentration factor.
- Costruzioni di macchine, Quaresimin e Zappalorto, Cleup.