



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

**Relazione per la prova finale**

STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN BRACCIO MECCANICO  
ACCESSORIO DI UNA GRU TELESCOPICA

Tutor Universitario: Nicola Petrone

Tutor Aziendale: Marco Zava

Caneve Angelo, 2002028

Anno Accademico 2022/2023



## **Sommario**

In questo elaborato si andrà a studiare e ad ottimizzare un braccio meccanico accessorio appartenente a una gru industriale. A partire da un modello già esistente si è andato a eseguire lo studio strutturale del braccio e in seguito se ne è valutata l'ottimizzazione delle parti utili al movimento e infine della struttura portante. Questo verrà fatto integrando i concetti di dimensionamento già acquisiti durante lo studio a quelli utilizzati dall'azienda presso cui è stata svolta l'attività di tirocinio e alla fine, solo in caso di esito positivo, verrà iniziata la conversione del modello esistente nel modello ottimizzato.



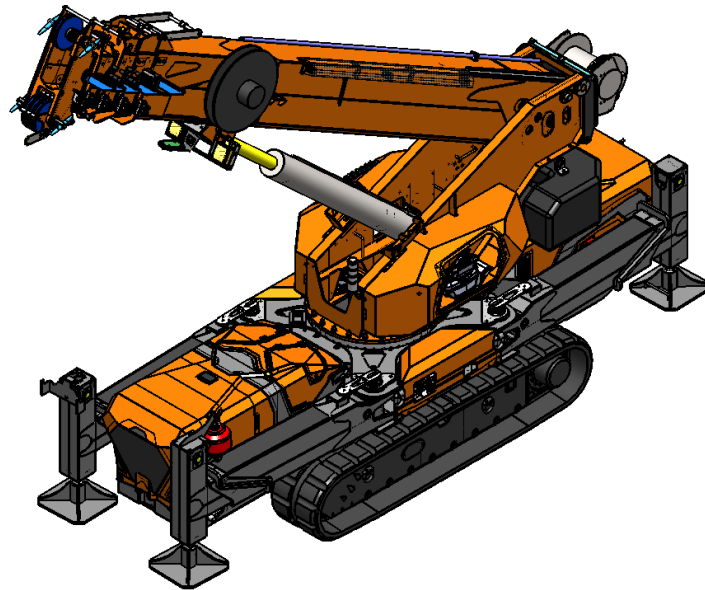
# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>1 Capitolo 1</b>	<b>5</b>
1.1 Struttura . . . . .	5
1.2 Schema e punti cinematici di interesse . . . . .	5
1.2.1 Schema Geometrico del JIB . . . . .	6
1.2.2 Schema del Sistema di Sollevamento . . . . .	8
<b>2 Capitolo 2</b>	<b>11</b>
2.1 Forza esercitata dai Cilindri di Spinta . . . . .	11
2.2 Reazioni sulle Bielle . . . . .	13
2.3 Forza esercitata dal Cilindro idraulico di Sfilo . . . . .	13
2.4 Analisi dei Pattini . . . . .	15
2.4.1 Sfilo 3 . . . . .	15
2.4.2 Sfilo 2 . . . . .	16
2.4.3 Sfilo 1 . . . . .	17
<b>3 Capitolo 3</b>	<b>19</b>
3.1 Progetto Originale . . . . .	20
3.1.1 Verifica strutturale . . . . .	20
3.1.2 Verifica dei pattini . . . . .	22
3.2 Ottimizzazione . . . . .	23
3.2.1 Materiale Rivalutato . . . . .	23
3.2.2 Analisi Mista . . . . .	24
<b>4 Capitolo 4</b>	<b>25</b>
4.1 Metodi per il Calcolo e Verifica dei Cilindri . . . . .	25
4.1.1 Calcolo di Alesaggio e Steli . . . . .	25
4.1.2 Verifica degli steli . . . . .	27
4.1.3 Calcolo e Verifica delle Camicie Esterne . . . . .	28

4.1.4	Verifica del pistone di Sfilo . . . . .	30
4.2	Risultati . . . . .	31
4.2.1	Cilindri di spinta . . . . .	31
4.2.2	Cilindro di sfilo . . . . .	34
4.3	Verifica delle Bielle . . . . .	35
	<b>Conclusioni</b>	<b>37</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>38</b>

# Introduzione

Il progetto svolto durante il tirocinio è lo studio e l'ottimizzazione di un braccio accessorio di una gru industriale. Lo studio si è focalizzato sulla riduzione del peso della struttura il quale avrà lo scopo di aumentare la portata massima, la stabilità della gru e ridurre i costi del materiale e delle lavorazioni. Se l'analisi avrà risultati soddisfacenti si opererà per una conversione totale della macchina.

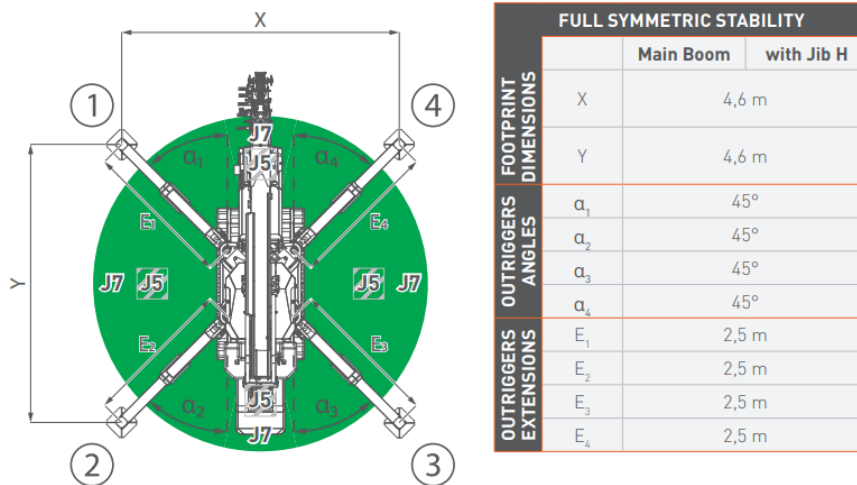


**Figura 1:** Assonometria della macchina

L'oggetto dello studio in particolare è uno degli accessori della macchina illustrata in figura 1, un braccio telescopico dotato di un sistema di movimentazione proprio indipendente dal braccio principale e che può funzionare mediante argano o mediante gancio (concettualmente il sistema è paragonabile a una gru articolata). L'estensione serve ad aumentare l'elevazione massima del carico e il raggio di funzionamento a discapito ovviamente della portata massima che a causa di problemi strutturali e di stabilizzazione della base deve necessariamente essere ridotta. Le gru di questo tipo infatti lavorano in configurazione stabilizzata visibile in figura 2, ovvero per mezzo degli stabilizzatori che sono delle strutture di supporto, simili a dei bracci, il cui lavoro ed efficienza dipendono da due parametri:

1. *Estensione degli stabilizzatori* → una volta posizionata la macchina vengono estesi i quattro bracci, questo serve a massimizzare l'area di appoggio della macchina ed aumentarne stabilizzazione.

2. *Angolo di apertura degli stabilizzatori* → per ottimizzare la stabilizzazione, i quattro bracci vengono estesi ed aperti con un certo angolo (visibile nell'immagine 2) massimizzando l'area di appoggio



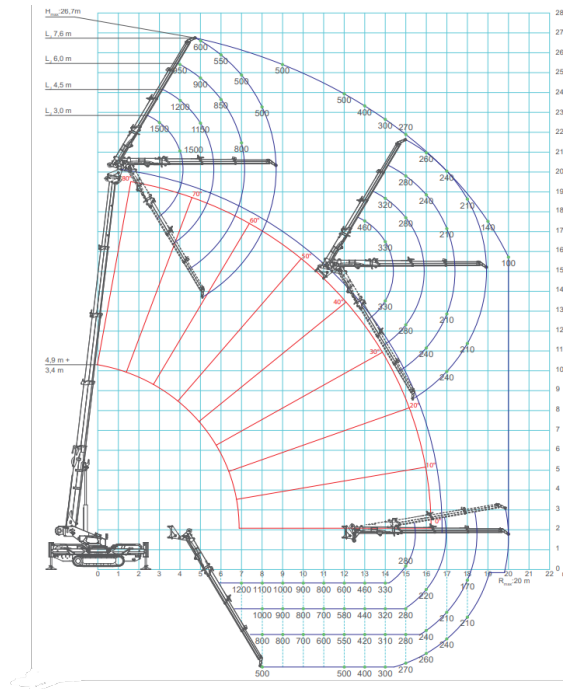
**Figura 2:** Esempio di configurazione stabilizzata della macchina (in questo caso la configurazione è la J7 ovvero la maggiormente stabilizzata)

Spesso questo tipo di macchinari viene utilizzato in spazi ristretti come magazzini; serve dunque conoscere bene gli spazi disponibili e in base a questi posizionare la macchina nella configurazione maggiormente stabilizzata. In aiuto di ciò ci sono delle tabelle specifiche per ogni macchina che illustrano le configurazioni, identificate dalla lettera J seguita da un numero che va da 7 (ovvero massima stabilizzazione) a 1 (ovvero minima stabilizzazione), con le condizioni di estensione e apertura di ogni stabilizzatore alle quali corrispondono delle tabelle di carico dipendenti dall'estensione e dall'angolo del braccio principale. Questi due dati sono fondamentali nello studio poiché da questi dipenderà il carico massimo a cui il braccio può essere sottoposto; si definiscono perciò tre parametri fondamentali (meglio illustrati in figura 3) essenziali per lo studio:

1.  $H$  → altezza della gru
2.  $R$  → Raggio d azione
3.  $\omega$  → angolo di inclinazione

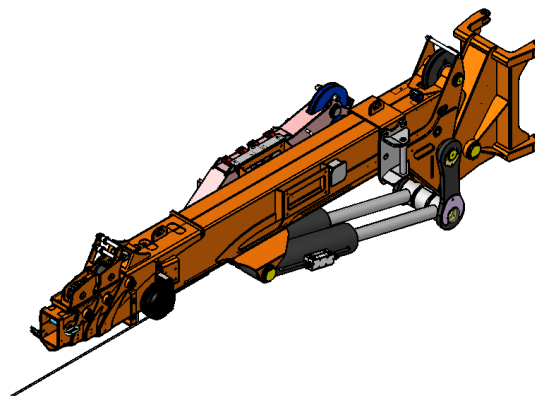
Al variare di questi tre parametri avrò diversi carichi massimi che garantiscono la stabilità della gru. Anche in questo caso le tabelle di carico aiutano e permettono di individuare in una certa configurazione il carico massimo ammissibile dipendente a sua volta dalla stabilizzazione. Per semplificare tutto si è scelto di effettuare lo





**Figura 3:** Esempio di raffigurazione dei carichi massimi agenti al variare di H, R e dell'angolo di inclinazione, si può notare che in questa rappresentazione è presente anche il braccio accessorio

studio nella configurazione di stabilizzazione J7, ovvero quella che garantisce i carichi massimi possibili.



**Figura 4:** Assonometria del braccio oggetto dello studio

Tale studio nasce come esigenza di avere una struttura leggera e che permetta il massimo delle prestazioni possibili entro i limiti tecnici e strutturali dettati dalle tecnologie e dai materiali utilizzati. Per ottenere una riduzione soddisfacente si è previsto un alleggerimento del 5% sul peso totale del braccio.

Lo studio e l'ottimizzazione sono stati dunque divisi in due parti: la prima si occuperà di studiare la struttura di sostegno composta degli sfili e dai pattini che sono gli elementi alla base del braccio i quali dovranno essere prima verificati e poi,

una volta valutate le condizioni di sollecitazione, ottimizzati. La seconda parte si occuperà della valutazione degli elementi che servono a muovere il braccio i quali dovranno essere a loro volta verificati e se ne dovranno infine valutare le condizioni di lavoro in ottica di ottimizzazione.

# 1 Capitolo 1

## Schema strutturale

Per poter eseguire l'analisi e lo studio del braccio bisogna prima fare uno studio preliminare della struttura che sorregge tutto il sistema. Questo capitolo si interesserà di analizzare la macrostruttura del braccio individuando i punti focali e di farne un'analisi di posizione. Il tutto ha lo scopo di permettere poi l'analisi delle forze, poter verificare le strutture di cui il braccio è composto e infine valutarne l'ottimizzazione.

### 1.1 Struttura

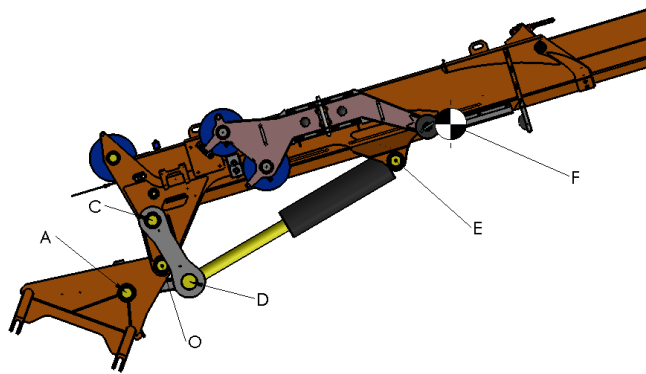
Il braccio, come già detto nell'introduzione, è un braccio telescopico dotato di un nasello collegato alla testa della gru, che mediante un sistema di martinetti e bielle si muove autonomamente rispetto al braccio principale, e 3 sfilì di cui l'ultimo dotato di testa intercambiabile a seconda dell'esigenza dell'argano o del gancio. Il sistema di fuoriuscita è comandato da un cilindro idraulico che permette di spingere fuori gli sfilì tramite un sistema di catene e carrucole che verrà trattato in seguito. Come si può notare nell'immagine 5 la struttura è sorretta dallo sfilo principale mediante un perno e un sistema di bielle collegato sia alla testa della gru che al braccio stesso, e a quest'ultimo si collegano pure i due martinetti idraulici di movimentazione.

### 1.2 Schema e punti cinematici di interesse

La schematizzazione della struttura avviene con diversi modelli strutturali a seconda della trattazione che si andrà a fare. In fase preliminare il principale obiettivo è quello di studiare la struttura come se fosse un'unica trave dotata di peso proprio  $Q$ , caricata alla sua estremità da un carico  $P$ , sorretta da un sistema di martinetti e bielle il cui centro di rotazione è il perno di collegamento tra il braccio e il nasello. Siccome il sistema di movimentazione è collegato sia al nasello che agli sfilì, è necessario individuare un sistema di assi a cui si riferiranno tutte le coordinate dei punti cardine della struttura e che aiuterà nell'individuazione dei dati utili per la trattazione. Per il sistema di riferimento è stato scelto come centro  $O$  il centro di rotazione del braccio, asse  $x$  orizzontale rispetto al terreno e asse  $y$  normale al terreno. Con l'introduzione del sistema  $O_{xy}$  ogni punto della trave è univocamente identificato. Si definiscono dunque:

1.  $O$  - centro di rotazione del braccio e punto di collegamento col nasello

2. A - perno di collegamento della biella centrale di sostegno al nasello
3. C - perno di collegamento delle bielle di sostegno laterali
4. D - perno generale di collegamento, è il perno a cui sono collegate le bielle laterali, la biella centrale e i cilindri di spinta
5. E - perno di collegamento della camicia esterna dei martinetti al braccio
6. F - centro di massa
7. G - punto di collegamento del carico

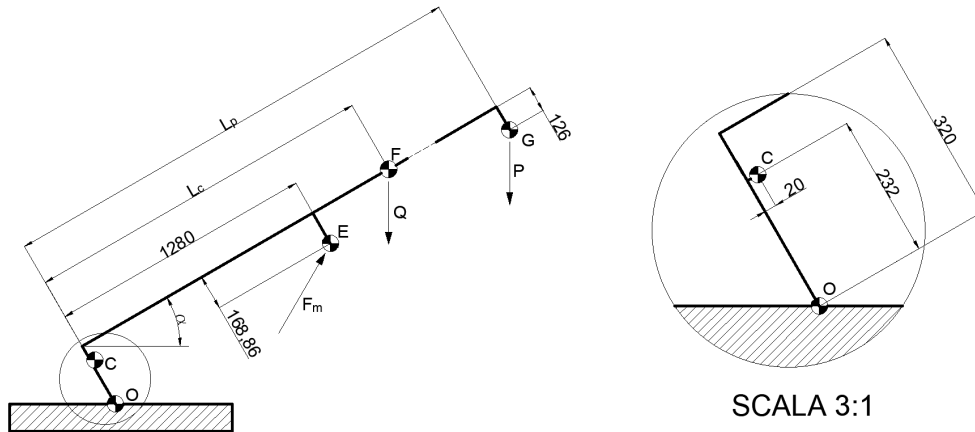


**Figura 5:** Struttura del braccio con i vari punti di interesse

Attraverso un'analisi di posizione e l'individuazione delle due coordinate libere  $\alpha$  (angolo di inclinazione del braccio) e  $\omega$  (angolo di inclinazione della gru) è possibile calcolare tutti i punti identificati in precedenza.

### 1.2.1 Schema Geometrico del JIB

La trattazione della struttura del braccio è stata effettuata approssimandolo a una trave orientata come in figura 6 e caricata alla sua estremità. Dai documenti forniti dall'azienda riguardanti le tabelle di carico è possibile individuare 4 principali posizioni del braccio da verificare con i rispettivi carichi massimi da garantire. Si è deciso di partire da questa trattazione poiché essa dipende solo da  $\alpha$  e contiene le posizioni del punto C, E, F e G che saranno utili nell'analisi dei martinetti e soprattutto delle forze e delle reazioni sui perni di spinta. Siccome sono tutti punti fissi sulla struttura per estrapolare le coordinate è necessario solamente individuare la loro posizione misurandola direttamente sulla struttura e poi a seconda dell'angolo  $\alpha$  andare a calcolarla con relazioni trigonometriche.



**Figura 6:** Rappresentazione dello schema strutturale del braccio

1. C  $\rightarrow$  per calcolare le coordinate di C si ricavano con il braccio posizionato con  $\alpha$  pari a 0 le distanze in x e in y del punto pari a:

- $x_C = 20$  mm
- $y_C = 232$  mm

e si prosegue identificando l'angolo  $\alpha_C$  che corrisponde a:

$$\alpha_C = \arctan \frac{x_C}{y_C} = 4,926^\circ \quad (1.2.1.1)$$

infine ricavando la distanza assoluta tra C e O si definisce la posizione al variare dell'angolo  $\alpha$ :

$$X_C = (\sqrt{x_C^2 + y_C^2}) \cdot \cos(90 + \alpha - \alpha_C) \quad (1.2.1.2)$$

$$Y_C = (\sqrt{x_C^2 + y_C^2}) \cdot \sin(90 + \alpha - \alpha_C) \quad (1.2.1.3)$$

2. E  $\rightarrow$  le coordinate di E si calcolano sfruttando lo schema ad L della trave inizialmente introdotto nello schema strutturale:

$$X_E = -328 \cdot \cos(90 - \alpha) + 1280 \cdot \cos \alpha + 168,86 \cdot \cos(90 - \alpha) \quad (1.2.1.4)$$

$$Y_E = 328 \cdot \sin(90 - \alpha) + 1280 \cdot \sin \alpha + 168,86 \cdot \sin(90 - \alpha) \quad (1.2.1.5)$$

3. F  $\rightarrow$  essendo il centro di massa della struttura non rilevabile in maniera plausibile per metodo analitico data la gran quantità di elementi e soprattutto la complessità del sistema, si è optato per rilevarlo direttamente dal software

*Solidworks* tramite la funzione "crea funzione centro di massa". Si sono andate poi a rilevare le 4 posizioni in base all'estensione del braccio; siccome le configurazioni disponibili per il calcolo sono massima estensione e massima chiusura per calcolare il centro di massa si è optato per una linearizzazione che (con una maggiorazione in favore di sicurezza) riporta tali risultati:

**Tabella 1:** Distanza dal centro di rotazione 0 del centro di massa al variare dell'estensione del braccio

$l_p$ [mm]	$l_c$ [mm]
7700	1690
6000	1458
4500	1216
3000	975

Si calcolano poi le posizioni:

$$X_F = -328 \cdot \cos(90 - \alpha) + L_p \cdot \cos \alpha \quad (1.2.1.6)$$

$$Y_F = 328 \cdot \cos(90 - \alpha) + L_p \cdot \cos \alpha \quad (1.2.1.7)$$

4. G  $\rightarrow$  il punto di applicazione del carico è stato valutato considerando la testa per il gancio (per i calcoli delle forze si commette un errore trascurabile considerando lo stesso punto), dunque secondo la figura 6:

$$X_G = -328 \cdot \sin(\alpha) + L_p \cdot \cos \alpha + 126 \cdot \sin(\alpha) \quad (1.2.1.8)$$

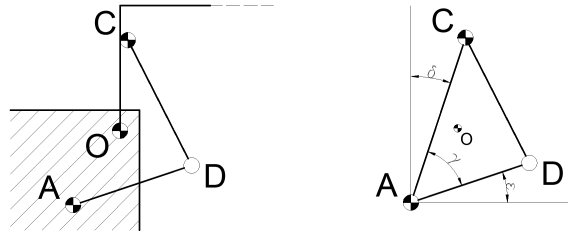
$$Y_G = 328 \cdot \cos(\alpha) + L_p \cdot \sin \alpha + 126 \cdot \cos(\alpha) \quad (1.2.1.9)$$

Per poter conoscere ogni posizione dei punti di interesse è stato sviluppato un foglio Excel che calcola automaticamente al variare di  $\alpha$  tutte le coordinate.

### 1.2.2 Schema del Sistema di Sollevamento

Il sistema di spinta, rappresentato in figura 5 e schematizzato in figura 7, è composto da tre elementi principali:

1. *Biella centrale*  $\rightarrow$  che verrà individuata dal segmento AD
2. *Bielle laterali*  $\rightarrow$  che, dato il sistema bidimensionale, verranno individuate univocamente dal segmento CD
3. *Lunghezza totale dei martinetti*  $\rightarrow$  che, per lo stesso motivo delle bielle laterali, verranno individuate dal segmento DE



**Figura 7:** Rappresentazione dello schema del sistema di spinta ipotizzando che la gru si trovi a un angolo  $\omega$  pari a  $90^\circ$  e il braccio con angolo  $\alpha$  pari a  $0^\circ$  a sinistra, mentre a destra è rappresentato il sistema utilizzato per l'analisi di posizione (angoli positivi presi nel verso indicato in figura)

In questo caso il sistema possiede due incognite cinematiche, dunque è necessario conoscere sia l'inclinazione della gru  $\omega$  che l'inclinazione del braccio  $\alpha$ . Come per 1.2.1 si procede in ordine:

1. A  $\rightarrow$  per la posizione di A il metodo è il medesimo del punto C, ovvero essendo fisso sulla struttura la distanza OC non cambia e si individuano le coordinate per la configurazione con  $\omega = 0^\circ$

- $x_A = -120$  mm
- $y_A = -190$  mm
- $OA = 224,72$  mm

Si individua l'angolo  $\alpha_A$ :

$$\alpha_A = \arctan \frac{x_A}{y_A} = 32,28^\circ \quad (1.2.2.1)$$

e infine si calcolano le coordinate:

$$X_A = OA \cdot \sin(180 - \alpha_A + \omega) \quad (1.2.2.2)$$

$$Y_A = OA \cdot \cos(180 - \alpha_A + \omega) \quad (1.2.2.3)$$

2. D  $\rightarrow$  per calcolare D si sfrutta il triangolo  $\widehat{ABC}$  e il teorema di Carnot per i triangoli conoscendo già le posizioni di A e di C. Si vanno dunque a definire:

- AC  $\rightarrow$  segmento che congiunge A e C

$$AC = \sqrt{(X_A - X_C)^2 + (Y_A - Y_C)^2} \quad (1.2.2.4)$$

- CD, AD  $\rightarrow$  distanza tra i perni delle bielle rispettivamente esterne e centrale definite dal progetto originale e rispettivamente valgono:

- CD = 360 mm
- AD = 320 mm

- $\gamma \rightarrow$  angolo compreso tra i segmenti AC e AD ed è individuabile tramite il teorema di Carnot:

$$DC^2 = AD^2 + AC^2 - 2 \cdot AD \cdot AC \cdot \cos \gamma \quad (1.2.2.5)$$

da cui si ricava:

$$\gamma = \arccos \frac{AD^2 + AC^2 - DC^2}{2 \cdot AD \cdot AC} \quad (1.2.2.6)$$

- $\delta \rightarrow$  angolo che forma il segmento AC con la verticale:

$$\arctan \frac{X_A - X_C}{Y_A - Y_G} \quad (1.2.2.7)$$

- $\epsilon \rightarrow$  angolo che forma il segmento AD con l'orizzontale

$$\epsilon = 90 - \delta - \gamma \quad (1.2.2.8)$$

Una volta definiti tutti questi parametri si calcolano le coordinate di D:

$$X_D = X_A + AD \cdot \cos(\epsilon) \quad (1.2.2.9)$$

$$Y_D = Y_A + AD \cdot \sin(\epsilon) \quad (1.2.2.10)$$

Si hanno ora tutte le posizioni dei punti di interesse definiti in principio. A questo punto è possibile cominciare a studiare le forze che agiscono sulle varie parti del sistema di spinta che saranno utili per il dimensionamento e per l'ottimizzazione.



## 2 Capitolo 2

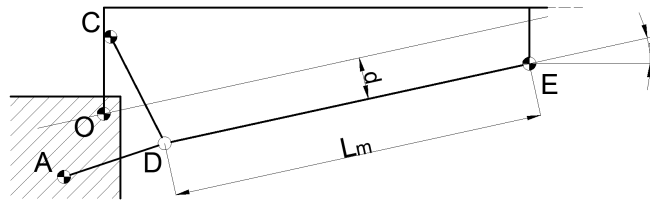
# Analisi delle Forze

L'analisi delle forze è una parte essenziale dello studio e ha l'utilità di definire come è sollecitato il sistema e dove si potrà agire per l'ottimizzazione. Il problema principale è riuscire a valutare le forze agenti sui cilindri di spinta, successivamente si andranno a valutare le reazioni sulle bielle e sul cilindro idraulico di sfilo, ed infine si andranno a valutare le reazioni sui pattini.

### 2.1 Forza esercitata dai Cilindri di Spinta

Come base di partenza abbiamo la struttura analizzata in 1.2.1, successivamente si va a fare un bilancio di Momento rispetto al Centro di Rotazione O del carico  $P$ , del peso proprio  $Q$  e della forza dei cilindri di spinta  $F_m$ .

I cilindri sono collegati, come già definito in precedenza, ai due perni D ed E; serve dunque definire l'angolo di azione poiché varia a seconda della configurazione che dipenderà da  $\omega$  ed  $\alpha$ . Per comodità è utile anche ricavare la lunghezza della distanza tra i perni D ed E che è stata utile durante le verifiche strutturali dei cilindri idraulici.



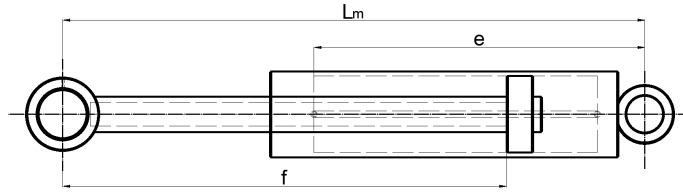
**Figura 8:** Schematizzazione della retta d'azione del cilindro di spinta e del braccio della forza

Per definire l'angolo di azione, la lunghezza del martinetto e la corsa del pistone (che sarà utile nella Verifica strutturale) si esegue un'analisi di posizione. Le posizioni dei perni sono già state trovate in precedenza dunque si vanno a calcolare:

$$L_m = \sqrt{(X_D - X_E)^2 + (Y_D - Y_E)^2} \quad (2.1.0.1)$$

$$\alpha_m = \arctan \frac{Y_E - Y_D}{X_E - X_D} \quad (2.1.0.2)$$

$$c = e - (L_m - f) \quad (2.1.0.3)$$



**Figura 9:** Schema utilizzato per il calcolo della corsa dei cilindri di spinta

Dove  $L_m$  è osservabile in 8 e 9,  $\alpha_m$  è il relativo anfgolo rispetto all'orizzontale del sistema di riferimento. I parametri  $e$  ed  $f$  sono rilevati dai cilindri già esistenti (i quali restano costanti per il calcolo) e sono rispettivamente uguali a  $e = 564mm$  e  $f = 757mm$ .

Nella formula della corsa  $c$  si sono utilizzate le misure rilevate sul cilindro esistente, visibili in figura 19. Avendo ora questi tre dati, è possibile andare a calcolare il braccio di azione delle forze esercitate dai martinetti. Il metodo utilizzato prevede di ricavare la retta d'azione della forza e successivamente andare a calcolare la distanza tra  $O$  e la retta, che sarà appunto il braccio della forza. A partire dall'equazione della retta:

$$a_1x + a_2y + a_3 = 0 \quad (2.1.0.4)$$

definisco:

$$a_1 = \tan \alpha_m \quad (2.1.0.5)$$

$$a_2 = -1 \quad (2.1.0.6)$$

$$a_3 = Y_D - a \cdot X_D \quad (2.1.0.7)$$

$$d(O, r) = \frac{|a_1x_O + a_2y_O + a_3|}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}} \quad (2.1.0.8)$$

Ora si va a definire l'equilibrio rispetto a  $O$  del momento ponendo come positivo un giro orario.

$$Q \cdot X_F + P \cdot X_G - F_m \cdot d = 0 \quad (2.1.0.9)$$

Dove:

- $Q = 580 \text{ kg}$  → corrisponde al peso della struttura (ricavato da *Solidworks*) ed ipotizzato applicato nel centro di massa  $F$
- $P$  → peso del carico applicato in  $G$

Dalla 2.1.0.9:

$$F_m = \frac{Q \cdot X_F + P \cdot X_G}{d} \quad (2.1.0.10)$$

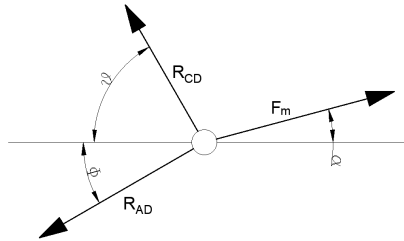
La quale corrisponde alla forza totale applicata dai martinetti nel punto E e che sul singolo sarà appunto la metà di  $F_m$ .

## 2.2 Reazioni sulle Bielle

Le bielle strutturali utilizzate in questo sistema servono a sostenere i martinetti e permetterne la rotazione. Oltre alla movimentazione sono adibite a distribuire la forza applicata sul pistone per mezzo del perno D come in Figura 10. E' possibile dunque, attraverso un sistema in cui si vanno a bilanciare le forze in x e in y sfruttando la proprietà delle bielle di funzionare come aste (quindi trasmettere solo carichi paralleli al loro asse principale), calcolarne le reazioni. Per fare questo però è necessario conoscere gli angoli di inclinazione delle bielle, ricavabili dalle relazioni:

$$\theta = \arctan \frac{Y_D - Y_C}{X_D - X_C} \quad (2.2.0.1)$$

$$\phi = \arctan \frac{Y_D - Y_A}{X_D - X_A} \quad (2.2.0.2)$$



**Figura 10:** Rappresentazione del sistema di forze agente sul perno D dove  $\alpha$  è l'angolo di inclinazione dei cilindri di spinta rispetto all'orizzontale, il sistema di riferimento è posizionato in D mentre i segni degli angoli sono rappresentati positivi in figura

Si imposta ora il sistema di equazioni che permetterà di ricavare le reazioni delle bielle:

$$\begin{cases} -R_{CD} \cdot \cos \phi - R_{AD} \cdot \cos \theta + F_m \cos \alpha_m = 0 \\ R_{CD} \cdot \sin \phi - R_{AD} \cdot \sin \theta + F_m \sin \alpha_m = 0 \end{cases} \quad (2.2.0.3)$$

La cui risoluzione permetterà di individuare il valore delle due reazioni  $R_{AD}$  e  $R_{CD}$ .

## 2.3 Forza esercitata dal Cilindro idraulico di Sfilo

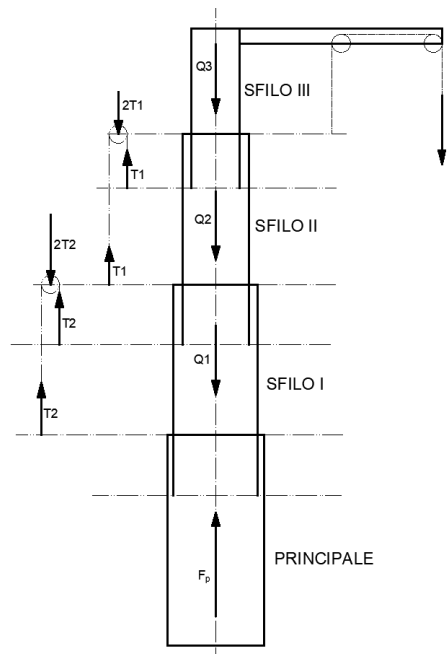
Il cilindro idraulico di sfilo comanda la fuoriuscita degli sfilo mediante un sistema di carrucole e catene che permette di muovere simultaneamente l'assieme. Dato che il pistone muove tutto il JIB questo studio dovrà includere il sistema di carrucole di

fuoriuscita degli sfili che è meglio schematizzato in figura 11 . L'ipotesi che viene fatta è che il JIB sia posizionato con angolo  $\alpha = 90^\circ$  quindi con il peso agente totalmente sul pistone (escludendo ogni effetto delle forze di attrito visto che non è presente componente perpendicolare ai pattini) che corrisponde alla condizione più sfavorevole. Lo schema suggerisce che per il calcolo della forza necessaria al sollevamento di P è necessario fare un bilancio di forze per ogni sfilo, si vanno dunque a definire:

$$T_1 = P + Q_3 \quad (2.3.0.1)$$

$$T_2 = Q_2 + 2 \cdot T_1 \quad (2.3.0.2)$$

$$F_p = Q_1 + 2 \cdot T_2 - T_1 \quad (2.3.0.3)$$



**Figura 11:** Schema di carico del cilindro idraulico di sfilo, si possono notare sul lato sinistro lo schema delle carrucole presenti negli sfili e il tiro dovuto al peso proprio

La forza  $F_p$  ottenuta ha dunque al suo interno la somma degli effetti delle varie forze che si sviluppano a causa del sistema di catene e carrucole di fuoriuscita, più i pesi degli sfili e del carico P. Le forze che esercitano gli sfili (originali) sono riportati in tabella 2 insieme ai carichi ottenuti dall'analisi che saranno utili poi per verificare il cilindro idraulico di fuoriuscita.

**Tabella 2:** Carichi e Reazioni agenti sul JIB (arrotondati per eccesso in favore di sicurezza)

Carichi agenti	Forze[N]
$Q_3$	528
$Q_2$	565
$Q_1$	675
P	18400
Reazioni	Forze[N]
$T_1$	18860
$T_2$	38212
$F_{carico}$	58550

## 2.4 Analisi dei Pattini

Si passa ora allo studio delle forze agenti sui pattini che insieme ai risultati ottenuti nel paragrafo 2.3 sono state utili per calcolare la forza totale che il cilindro di sfilo deve vincere in fase di uscita e di ritorno. L'attrito su di questi infatti diventa fondamentale nel momento di ritorno degli sfili nella configurazione  $\alpha = 0^\circ$  dove il peso agisce completamente sui pattini che quindi devono essere verificati. Si è dunque calcolata la forza di attrito agente e si è verificato se il cilindro di sfilo è in grado di vincere tale forza. Si può dunque semplificare ogni sfilo per mezzo di una trave, di peso trascurabile, con un carico all'estremità e dotata di due appoggi semplici. Per l'analisi è stato dunque necessario:

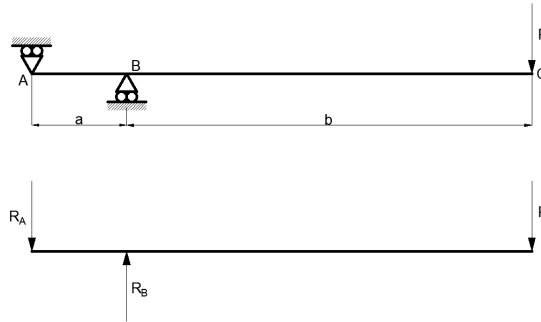
1. rilevare la posizione del centro di massa dai pattini tramite il software *Solidworks*
2. con queste misurazioni definire la geometria degli sfili
3. sempre con *Solidworks* andare a ricavare i pesi dei singoli sfili (che sono già stati usati e riportati in tabella 2)

### 2.4.1 Sfilo 3

Mediante la schematizzazione proposta è possibile calcolare la reazione sui pattini bilanciando i momenti rispetto al pattino B delle forze P e della reazione  $R_A$  e mediante il bilancio delle forze in y si può ricavare infine la reazione  $R_B$ . si calcolano dunque:

$$P \cdot b - R_A \cdot a = 0 \rightarrow R_A = P \cdot \frac{b}{a} \quad (2.4.1.1)$$

$$-R_A + R_B - P = 0 \rightarrow R_B = R_A + P \quad (2.4.1.2)$$

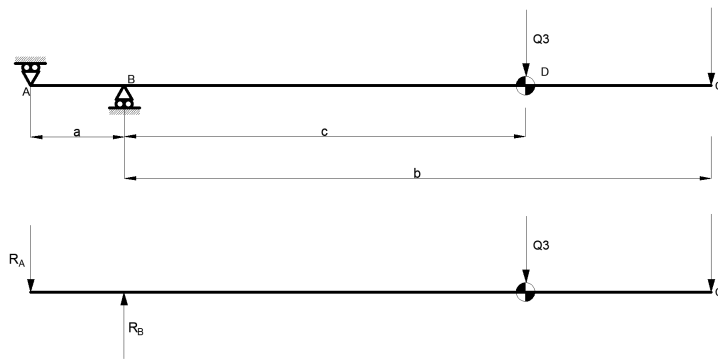


**Figura 12:** In alto lo schema strutturale dello sfilo, considerato come una trave caricata (quindi il peso proprio non è considerato), mentre in basso lo schema delle forze applicate

**Tabella 3:** Calcolo delle reazioni dei pattini dello sfilo 3

Carichi agenti	
P[kg]	650
a[mm]	462
b[mm]	1976
Reazioni	
$R_A[N]$	34091
$R_B[N]$	42061

### 2.4.2 Sfilo 2



**Figura 13:** In alto lo schema strutturale dello sfilo, considerato come una trave caricata ma si considera questa volta il peso dello sfilo 3 che agisce come una forza, mentre in basso lo schema delle forze applicate

$$P \cdot b + Q_3 \cdot c - R_A \cdot a = 0 \rightarrow R_A = \frac{P \cdot b + Q_3 \cdot c}{a} \quad (2.4.2.1)$$

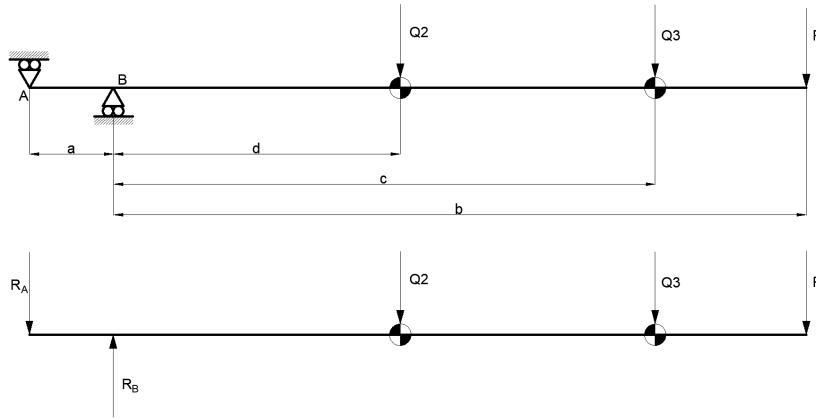
$$-R_A + R_B - P - Q_3 = 0 \rightarrow R_B = R_A + P + Q_3 \quad (2.4.2.2)$$

Si riportano in tabella 4 i risultati ottenuti.

**Tabella 4:** Calcolo delle reazioni dei pattini dello sfilo 2

Carichi agenti	
P[kg]	650
a[mm]	572
b[mm]	3596
c[mm]	2458
Reazioni	
$R_A[N]$	52103
$R_B[N]$	60538

### 2.4.3 Sfilo 1



**Figura 14:** In alto lo schema strutturale dello sfilo, considerato come una trave caricata ma si considerano questa volta il peso dello sfilo 3 e dello sfilo 2 che agisce come una forza, mentre in basso lo schema delle forze applicate

Come nel caso dello sfilo 2, si aggiungono i pesi propri degli sfili 3 e 2 e risulta:

$$P \cdot b + Q_3 \cdot c + Q_2 \cdot d - R_A \cdot a = 0 \rightarrow R_A = \frac{P \cdot b + Q_3 \cdot c + Q_2 \cdot d}{a} \quad (2.4.3.1)$$

$$-R_A + R_B - P - Q_3 - Q_2 = 0 \rightarrow R_B = R_A + P + Q_3 + Q_2 \quad (2.4.3.2)$$

Le reazioni dei pattini sono riportate in tabella 5.

Arrivati a questo punto si sono ricavati tutti i dati necessari all'analisi strutturale delle parti di interesse del JIB. Si procede dunque con lo studio partendo dall'ottimizzazione degli scatolati degli sfili.

**Tabella 5:** Calcolo delle reazioni dei pattini dello sfilo 1

Carichi agenti	
P[kg]	650
a[mm]	631
b[mm]	5217
c[mm]	4079
d[mm]	2161
Reazioni	
$R_A[N]$	70831
$R_B[N]$	79830

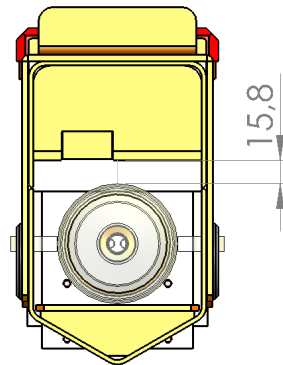


### 3 Capitolo 3

## Verifica e Ottimizzazione degli Scatolati

Gli scatolati sono i sostegni principali della struttura composti di lamiere piegate e saldate mentre gli sfili sono gli scatolati dotati dei pattini, delle guide e dei vari rinforzi. Lo scopo di quest'analisi è multiplo e prevede l'analisi del materiale utilizzato, una rivalutazione degli sfili per cercare di ottimizzare il peso oppure una valutazione mista; si procede dunque in tre possibili maniere:

- *Scelta del materiale* → Il materiale originale utilizzato è il DOMEX 960, acciaio strutturale ad elevata resistenza ma di elevato costo e difficile da lavorare. Siccome gli sfili sono lamiere lavorate e piegate è bene cercare di semplificare le lavorazioni scegliendo un materiale che sia più consono alle varie operazioni di formatura ma che garantisca comunque la resistenza strutturale richiesta
- *Riduzione di spessore e altezza* → vincolo stringente è la distanza dai bordi del cilindro interno e ingombro del sistema di catene e di carrucole, si può però andare ad abbassare la struttura per ridurre il materiale. Ciò è possibile perché dal punto di vista strutturale è necessario lasciare almeno un centimetro dai bordi, questo per evitare che possibili difetti di montaggio o spostamenti del cilindro vadano a rovinare gli interni degli sfili. E' possibile avere una rappresentazione di tale restrizione in figura 15 dove è stata quotata la misura su cui si andrà a lavorare.
- *Analisi mista* → è l'unione dei due metodi precedenti e prevede sia la riduzione della sezione che la rivalutazione di un materiale meno costoso e performante ma che garantisca le caratteristiche di resistenza ricercate



**Figura 15:** Particolare della vista frontale del braccio, con quotata la distanza tra il cilindro di filo e le lamiere di sostegno delle carrucole e degli attacchi delle catene del primo filo

Nel corso dell'analisi si è preferito procedere con la prima e l'ultima alternativa, dato che il vincolo stringente della seconda alternativa (come si vedrà nell'analisi mista) porta a delle dimensioni certamente ridotte rispetto al progetto originale e con consecutiva riduzione di peso, ma il costo del materiale e delle lavorazioni rimarrebbero comunque elevati con un guadagno che non compenserebbe il lavoro necessario per una modifica strutturale degli elementi in termini di ottimizzazione.

### 3.1 Progetto Originale

In questa sezione, oltre a ricavare i dati per il confronto, si andrà a definire il metodo per la verifica e per il calcolo della forza di attrito che verrà utilizzato anche nella rivalutazione. Sono stati dunque rilevati i dati degli sfilì originali e si riportano ora in tabella:

**Tabella 6:** Dati degli sfilì originali, si possono notare il momento di inerzia (utile per il calcolo delle sollecitazioni dovute al momento flettente), la sezione, lo spessore della lamiera, l'altezza massima dal baricentro e la massa in chilogrammi dello scatolato

Sfilo	$I_y [mm^4]$	A(sezione)[ $mm^2$ ]	$s_c$ [mm]	$h_{max}$ [mm]	M(massa)[kg]
3	8470000	1700	3	109,7	28,8
2	14600000	2050	3	131,5	35,38
1	23400000	2420	3	153,5	42,1
Principale	45700000	3675	4	171,2	64,6

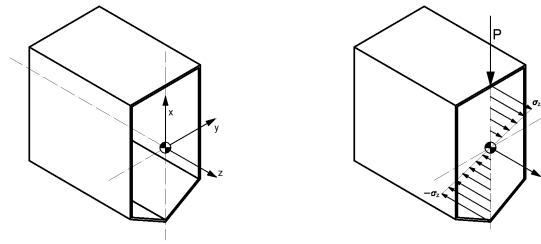
#### 3.1.1 Verifica strutturale

Siccome le travi sono soggette prevalentemente a momento flettente, si possono ricavare le componenti di tensione massima agenti utilizzando la formula di Navier (o formula della tenso-flessione):

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{f,x} \cdot y}{I_x} - \frac{M_{f,y} \cdot x}{I_y} \quad (3.1.1.1)$$

Dove  $M_f$  è il momento flettente applicato sulla sezione rispetto agli assi  $x$  e  $y$ ,  $I$  il momento d'inerzia della sezione rispetto agli assi  $x$  e  $y$ , mentre  $x$  e  $y$  le distanze dall'asse baricentrico del punto di cui si vuole conoscere la tensione.

Quindi nel caso in esame, ipotizzando un sistema di riferimento cartesiano posizionato come in figura 16 e utilizzando *Solidworks*, si ricava il momento di inerzia dell'asse neutro, il baricentro e la distanza  $y_{max}$  delle sezioni degli sfilì. Il momento esercitato nelle sezioni è dunque intorno all'asse  $y$  e positivo come si vede in figura



**Figura 16:** Riferimento preso per gli assi

16 a destra, quindi si ricava la  $\sigma_{max}$  della sezione.

$$\sigma_{max} = \frac{M_y}{I_y} \cdot y_{max} \quad (3.1.1.2)$$

E una volta calcolata la tensione massima su ogni sezione si va a fare la verifica strutturale:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{g} \quad (3.1.1.3)$$

Si vanno ora a definire i parametri del materiale e delle sezioni originali

**Tabella 7:** Parametri di tensione del DOMEX 960

Parametri DOMEX 960	
Tensione di snervamento [MPa]	960
coefficiente di sicurezza	1,5
Tensione ammissibile [MPa]	640

Verranno ora riportati in tabella i momenti flettenti agenti sugli sfilii e lo sforzo normale corrispondente massimo:

**Tabella 8:** Parametri di sollecitazione degli sfilii

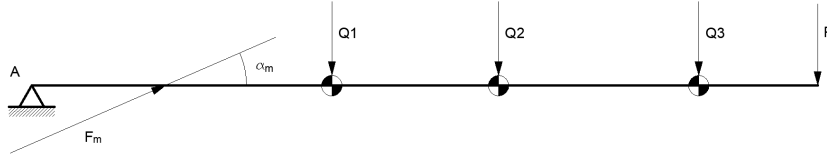
Sfilio	$M_f$ (agente) [Nmm]	$\sigma_{MAX}$ [MPa]
1	15750000	204
2	29803000	268,4
3	44694426	293,2

Si può già notare un largo margine di sicurezza rispetto alla  $\sigma_{adm}$  il che fa dedurre che gli scatolati siano notevolmente sovradimensionati.

La trattazione del principale è stata fatta in maniera diversa dagli sfilii, questo perché il bilancio dei momenti non è necessario dato che la forza dei cilindri di spinta sorregge la struttura e quindi basta calcolare il momento massimo agente (che ricade nel punto E, ovvero nell'attacco dei cilindri al principale) e lo sforzo normale agente. In questo caso dunque la tensione maggiore agente sulla sezione è

data dalla somma del contributo dovuto al momento (positivo di trazione) e dello sforzo normale (sempre positivo e di trazione). Quindi con i dati a disposizione:

$$\sigma_{max} = \frac{M_y}{I_y} \cdot (h - y_{max}) + \frac{F_m \cdot \cos \alpha_m}{A} \quad (3.1.1.4)$$



**Figura 17:** Schema dello sfilo principale

Quello che risulta è:

**Tabella 9:** Parametri di sollecitazione dello sfilo principale

Sfilo	$M_f(\text{agente})[\text{Nmm}]$	F[N]	$\sigma_{MAX}[\text{MPa}]$
1	54694706	502584	311,5

La verifica è completa, si possono dunque andare a studiare le forze agenti sui pattini.

### 3.1.2 Verifica dei pattini

Si passa ora ad analizzare i pattini. I pattini sono adibiti allo scorrimento degli sfili e a tenerli in equilibrio, si deve comunque verificare che resistano alle reazioni calcolate nella sezione 3.1.1 (dunque andranno verificati a sforzo normale) e calcolare le forze di attrito esercitate. Si esegue dunque la verifica di resistenza a sforzo normale e il calcolo della forza di attrito esercitata sugli sfili. Si riportano dunque le caratteristiche dei pattini in tabella:

**Tabella 10:** Dati dei pattini degli sfili

PATTINI (PE1000)	$A_{TOT} [mm^2]$	$\sigma_{adm} [MPa]$	$\mu$
Inferiore 3-2	7200	100	0,17
Superiore 3-2	6670	100	0,17
Inferiore 2-1	9160	100	0,17
Superiore 2-1	5080	100	0,17
Inferiore 1-principale	10360	100	0,17
Superiore 1-principale	6670	100	0,17

Si definiscono dunque:

$$\sigma_{max} = \frac{3F}{2A} \quad (3.1.2.1)$$

$$F_\mu = F \cdot \mu \quad (3.1.2.2)$$

Il fattore di decremento dell'area è dettato dall'esperienza e serve da fattore di sicurezza ulteriore per la verifica e le forze di attrito calcolate serviranno in seguito per la verifica del cilindro di sfilo. La verifica a sforzo normale prevede che:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm,PAG6+LUBR.SOLIDONYLATRONNSM} \quad (3.1.2.3)$$

Si riportano in tabella i risultati della verifica:

**Tabella 11:** Calcolo delle forze di attrito e della forza totale agente

$N^\circ$ Sfilo	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$F_{\mu,1}$ [N]	$F_{\mu,2}$ [N]
3	8,76	7,67	7151	5796
2	9,91	15,38	10292	8858
1	11,56	15,93	13572	12041
$F_{\mu,TOT}$ [N]		57707		

Verificato l'originale si vanno a studiare le alternative definite in origine.

## 3.2 Ottimizzazione

### 3.2.1 Materiale Rivalutato

Il cambio del materiale è uno studio molto importante dal punto di vista dell'ottimizzazione, questo perché i progetti datati come nel caso della SPX1280 sono dimensionati con criteri molto conservativi in fatto di sicurezza, il che spiega il sovradimensionamento. Si cerca dunque di andare a colmare tale sovradimensionamento con diversi metodi; quello che si vedrà adesso è il metodo che dal punto di vista economico presenta i vantaggi maggiori. Lo studio è stato condotto mantenendo le dimensioni degli scatolati identificandone il maggiormente sollecitato e identificando la  $\sigma_{adm}$  minima posta pari alla  $\sigma_{max}$  calcolata a 3.1.1.2. Dato che lo scatolato maggiormente sollecitato risulta il principale (a causa dello sforzo normale dovuto ai cilindri di spinta) si può ricavare:

$$\sigma_{adm,min} = \left( \frac{M_y}{I_y} \cdot (h - y_{max}) + \frac{F_m \cdot \cos \alpha_m}{A} \right) \cdot 1,5 \quad (3.2.1.1)$$

Nel caso in esame il materiale più adatto (e che si avvicina maggiormente alla  $\sigma_{adm}$  richiesta) è l' *S550 MC*, acciaio da costruzione alto-resistenziale.

### 3.2.2 Analisi Mista

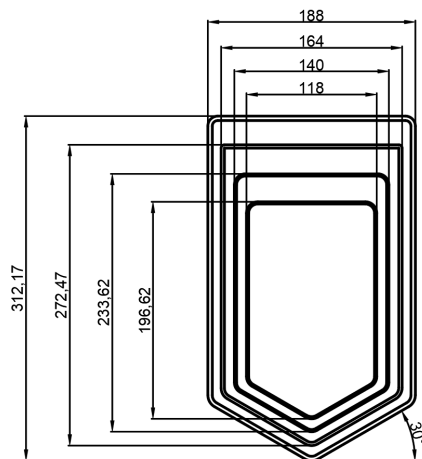
L'analisi mista è stata suddivisa in due parti (le quali però non seguiranno l'ordine riportato poiché sono estremamente dipendenti l'una dall'altra):

- Si è partito con la riduzione di dimensione degli scatolati, ovvero come illustrato in figura 15 si è andata a ridurre l'altezza degli sfilii in modo da lasciare il minimo margine di sicurezza per eventuali difetti di montaggio o deformazioni del cilindro di sfilo. Oltre a questo però si è andata a valutare anche la riduzione di sezione cambiando lo spessore degli sfilii e la rivalutazione della sagoma per semplificare l'operazione di saldatura.
- una volta verificato che le sezioni ottenute siano compatibili coi carichi, si è passato all'analisi del materiale la quale si rifà al procedimento utilizzato nel paragrafo 3.2.1. Questo vuol dire che partendo dalle tensioni agenti nello sfilo principale si è andato a scegliere il materiale più consono all'applicazione.

Dopo vari tentativi si sono ottenuti i seguenti risultati:

**Tabella 12:** Dati degli sfilii ricalcolati

Sfilo	$I_y [mm^4]$	A(sezione)[ $mm^2$ ]	$s_c [mm]$	$h_{max} [mm]$	M(massa)[kg]
3	4951600	1129	2	107,6	19,1
2	9025887	1346	2	126,8	23,2
1	21685917	2374	3	149,5	41,3
Principale	42857028	3601,4	4	167,7	63,6



**Figura 18:** In figura si riportano le misure principali degli scatolati

## 4 Capitolo 4

# Verifica e Ottimizzazione dei Sistemi di Movimentazione

Ora che il sistema è definito e sono state definite tutte le formule e le relazioni fondamentali è possibile ricavare i parametri utili al calcolo delle reazioni e la metodologia per le verifiche strutturali degli elementi analizzati in precedenza. Dato che le operazioni che effettua il braccio sono quasi statiche, vengono utilizzati per il dimensionamento dei coefficienti integrativi che tengono conto dei carichi dinamici, del peso maggiorato degli elementi in movimento e dell'azione del vento che valgono rispettivamente:

1.  $\phi_1 = 1,25 \rightarrow$  Coefficiente di sicurezza dinamico sui carichi
2.  $\phi_2 = 1,1 \rightarrow$  Coefficiente di sicurezza dinamico sulle masse
3.  $\phi_3 = 1 \rightarrow$  Coefficiente di sicurezza dinamico per effetto del vento

Questi coefficienti sono stati inseriti poi nell'Excel del calcolo delle forze per la maggiorazione, questo permetterà di rimanere nel regime di sicurezza dei materiali utilizzati.

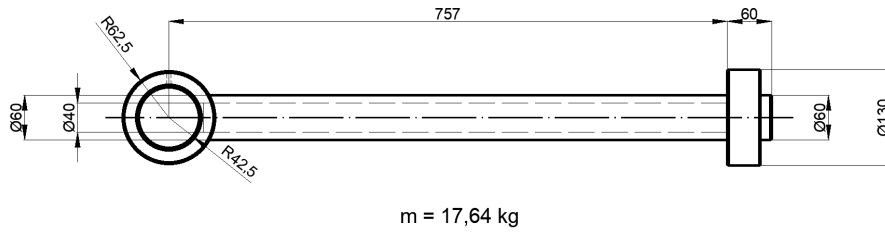
Si vanno ora ad esplicitare i metodi utilizzati per il calcolo e le verifiche dei vari elementi che compongono i sistemi di movimentazione del braccio per poi andare alla fine a riportare i risultati ottenuti.

### 4.1 Metodi per il Calcolo e Verifica dei Cilindri

#### 4.1.1 Calcolo di Alesaggio e Steli

Per il calcolo dell'alesaggio e degli steli sono stati utilizzati i metodi forniti dall'ufficio tecnico di JEKKO. Si può iniziare definendo prima di tutto il tipo di impianto che può essere utilizzato per alimentare i Cilindri e poi andare a calcolare e verificare le parti di interesse. Gli impianti utilizzabili sono separati in base al progetto originale e le eventuali opzioni di ottimizzazione:

- *Progetto originale*  $\rightarrow$  il progetto di partenza opera con un impianto che opera a 220 MPa, le dimensioni principali sono rappresentate in figura 19.
- *Ottimizzazione*  $\rightarrow$  sono stati forniti per lo studio 2 possibili alternative riguardo ai motori utilizzabili:



**Figura 19:** Misure principali del pistone originale

- 280 Mpa
- 340 Mpa

Dai quali si ricava l'alesaggio dei relativi pistoni:

$$D = \frac{F_{max,m}}{p} = 220 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi D_{220}}{4} \cdot \frac{1}{p} \quad (4.1.1.1)$$

Dove p è la pressione di lavoro dei motori presi in considerazione per lo studio. I diametri (nominali) valgono:  $D_{280} = 120mm$  e  $D_{340} = 110mm$ .

Definiti i diametri bisogna ricavare le misure dello stelo cercando di mantenere il rapporto  $d/D \simeq 0,45 \div 0,6$  (dettato dall'esperienza). Il metodo prevede i seguenti passaggi:

- Si definiscono i parametri fondamentali per il calcolo, riportati in tabella 13:

**Tabella 13:** Parametri utilizzati per il calcolo dello stelo dei pistoni di spinta

Fattore di corsa ( $f_c$ )
Rapporto di sicurezza ( $n_s$ )
Modulo Elastico (E)
Diametro interno ( $D_i$ )

- Si calcola il diametro dello stelo:

$$D_{stelo} = \frac{n_s \cdot F \cdot (f_c \cdot c)^2 \cdot 64}{(\pi^3 E + d^4)^{\frac{1}{4}}} \quad (4.1.1.2)$$

Dove d è il diametro interno se il pistone è cavo. Con questo metodo iterativo si può calcolare per ogni configurazione il diametro dello stelo; il maggiore sarà quello da prendere in considerazione (ovviamente si è scelto quello unificato più vicino).



Ancoraggio	Collegamento stelo	Montaggio	Fattore di corsa	Ancoraggio	Collegamento stelo	Montaggio	Fattore di corsa
D-M-C	Snodato e supportato		4	A-X-R-Q	Fisso e supportato		2
	Snodato e guidato rigidamente		2		Fisso e guidato rigidamente		0,5
G-H-L	Snodato e supportato		3	B-T-S-Q	Snodato e guidato rigidamente		0,7
	Snodato e guidato rigidamente		1,5		Fisso e supportato		4
E	Fisso e guidato rigidamente		0,5		Fisso e guidato rigidamente		1
	Fisso e supportato		2	Snodato e guidato rigidamente		1,5	
	Snodato e guidato rigidamente		0,7	Moltiplicando il fattore di corsa FC per la corsa effettiva del cilindro si ricava il parametro =Li "lunghezza ideale"			

**Figura 20:** Fattore di corsa al variare delle condizioni di vincolo; in questo caso corrisponde a un cilindro snodato e guidato rigidamente tipo D-M-C

#### 4.1.2 Verifica degli steli

La verifica deve essere effettuata a carico di punta, quindi si può effettuare con il metodo fornito dal manuale di meccanica per la trave di Eulero. Si procede in tale maniera:

- Definito secondo Eulero il carico critico:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_0^2} \quad (4.1.2.1)$$

Dove  $E$  è il modulo di elasticità del materiale,  $I_{min}$  è il momento quadratico minimo della sezione trasversale della trave rispetto all'asse neutro di flessione e  $l_0$  è la lunghezza libera di inflessione (che per travi incernierate ad entrambi gli estremi vale  $l_0 = l$ )

- si procede calcolando la snellezza limite  $\lambda_p$  del materiale:

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{R_p}} \quad (4.1.2.2)$$

Con  $R_p$  tensione limite di proporzionalità (che per gli acciai impiegati per le costruzioni può essere definito in buona approssimazione pari a  $R_p = 0,8 \cdot R_{el}$  con  $R_{el}$  carico di snervamento del materiale)

- definiti questi parametri, si procede per tentativi identificando delle possibili misure per lo stelo e se ne calcola il raggio di inerzia e successivamente il  $\lambda$  definiti come:

$$\rho = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (4.1.2.3)$$

$$\lambda = \frac{l_0}{\rho} \quad (4.1.2.4)$$

Se  $\lambda > \lambda_p$  allora si resta nel campo Euleriano si esegue la verifica di stabilità imponendo:

$$\frac{N}{A} \leq \frac{\sigma_{cr}}{g} = \frac{\pi^2 \cdot E}{g \cdot \lambda^2} \quad (4.1.2.5)$$

Se  $0 < \lambda < \lambda_p$  allora la trave di Eulero non è più utilizzabile, e si ricorre al modello di Tetmajer che definisce:

$$\sigma_{cr} = R_{el} \cdot \left(1 - \frac{0,2}{\lambda_p} \cdot \lambda\right) \quad (4.1.2.6)$$

e introducendo il coefficiente di sicurezza  $g = 1,5$ :

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq \frac{\sigma_{cr}}{g} \quad (4.1.2.7)$$

Definiti i diametri degli steli e mantenendo le misure della testa e della lunghezza del pistone originale, si vanno a creare con *Solidworks* i due pistoni rivalutati e se ne misura la massa.

### 4.1.3 Calcolo e Verifica delle Camicie Esterne

Per il dimensionamento della camicia esterna il cilindro idraulico viene considerato come un recipiente in parete spessa e dunque verranno calcolate le sollecitazioni utilizzando la teoria dei gusci spessi. Si utilizzerà come criterio di resistenza quello di Guest (Tresca), migliore per i materiali duttili, e i metodi disponibili sono due:



**Figura 21:** Camicia dei cilindri di spinta originali

1. Metodo 1 → Utilizzo delle normative EN13445: si andrà ad utilizzare l'approccio DBF (Design by Formulas, utilizzando formule modello gusci). Si procede in tale maniera:

- Si definisce il materiale del cilindro: il materiale standard è l'Fe510D con carico di snervamento  $\sigma_y = 355\text{Mpa}$
- Si definisce la tensione ammissibile: da manuale il coefficiente di sicurezza vale  $g = 1,5$ , dunque la tensione ammissibile sarà  $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{g} = 212,5\text{MPa}$
- Rapporto tra alesaggio e camicia  $\beta$ : avendo già definito la pressione di collaudo:

$$\beta = \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{p_{col}}{\sigma_{adm}}} \quad (4.1.3.1)$$

- Diametro esterno della camicia:

$$D_e = \frac{D}{\beta} \quad (4.1.3.2)$$

- Verifica: poiché il cilindro è un recipiente in parete spessa soggetto a pressione interna, il punto più critico è il raggio interno. Le tensioni che agiscono sul raggio interno sono tre e valgono rispettivamente:

$$\sigma_r(t.radiale) = -p_{col} \quad (4.1.3.3)$$

$$\sigma_c(t.circonferenziale) = p_{col} \cdot \frac{(\frac{D}{2})^2 + (\frac{D_e}{2})^2}{(\frac{D_e}{2})^2 - (\frac{D}{2})^2} \quad (4.1.3.4)$$

$$\sigma_a(t.assiale) = p_{col} \cdot \frac{(\frac{D}{2})^2}{(\frac{D_e}{2})^2 - (\frac{D}{2})^2} \quad (4.1.3.5)$$

Si calcola ora la tensione di Guest:

$$\sigma_{Guest} = \max(\sigma_r, \sigma_c, \sigma_a) - \min(\sigma_r, \sigma_c, \sigma_a) \quad (4.1.3.6)$$

La quale va confrontata alla tensione ammissibile:

$$\sigma_{Guest} < \sigma_{adm} \quad (4.1.3.7)$$

2. Metodo 2 → Metodo dei coefficienti di sicurezza:

- $\eta_1 = 1,1$  → coefficiente che considera eventuali difetti del materiale e valori non precisi delle sue caratteristiche

- $\eta_2 = 1,2 \rightarrow$  coefficiente che tiene conto dei carichi dovuti alla pressione dinamica, il colpo d'ariete, forze di reazione e momenti di reazione provocati dai sostegni, collegamenti, tubazioni ecc.
- $\eta_3 = 1 \rightarrow$  coefficiente che consideragli errori dovuti alle semplificazioni del calcolo degli sforzi
- $\eta_4 = 1,5 \rightarrow$  coefficiente che mantiene il sistema sufficientemente lontano dal cedimento
- $\eta = 2 \rightarrow$  coefficiente di sicurezza finale pari al prodotto dei precedenti

Calcolo ora la tensione ammissibile

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{\eta} \quad (4.1.3.8)$$

e ora come col metodo precedente si va a calcolare il diametro esterno e successivamente si fa la verifica con la tensione di Guest (il procedimento è lo stesso).

Il metodo maggiormente consigliato è quello dei coefficienti dato che fornisce una maggiore sicurezza.

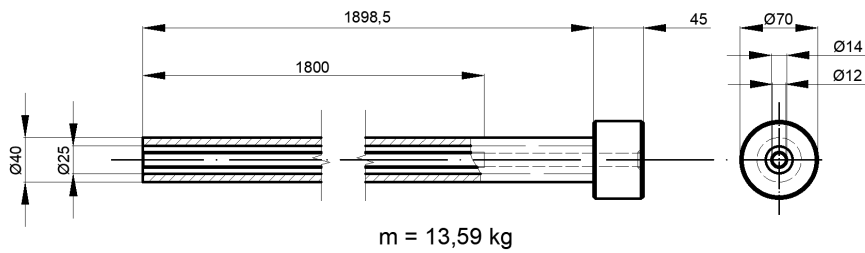
#### 4.1.4 Verifica del pistone di Sfilo

La verifica del pistone di sfilo prevede che siano rispettate due condizioni, ovvero che siano garantite la fuoriuscita e il rientro degli sfilo nelle condizioni peggiori possibili. Bisogna dunque verificare che la forza generata dal pistone sia in grado di vincere la forza di attrito dei pattini nel rientro nella configurazione orizzontale e la forza esercitata dal sistema catene-pesi in fuoriuscita nella configurazione verticale. Nella forza di attrito bisogna considerare comunque che l'olio spinge da sinistra verso destra per far rientrare il cilindro e che quindi bisogna considerare la superficie effettivamente interessata.

$$F_{carico} < p \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1.4.1)$$

$$F_{\mu, TOT} < p \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi(D^2 - D_e^2)}{4} \quad (4.1.4.2)$$

Si può già notare come il rientro sia un caso particolarmente critico e che dunque è sconsigliato optare per l'ottimizzazione.



**Figura 22:** Pistone di sfilo

**Tabella 14:** Confronto delle condizioni di verifica del cilindro idraulico di sfilo

Condizione	F	$R_{280}$	$R_{340}$
rientro	57707	57726,8	43928,3
fuoriuscita	58548	92912,6	96132,73

A differenza dei cilindri di spinta il vincolo da mantenere per il cilindro di sfilo prevede che lo stelo resti delle stesse dimensioni dell'originale (quindi è solo necessario fare la verifica a carico di punta), questo perché per motivi progettuali si è dovuto mantenere l'attacco originale per non dover andare a cambiare la geometria dei canali di ingresso e di estrazione dell'olio. La forza massima agente è stata calcolata al paragrafo 2.3 e si è andato a verificare con il metodo introdotto in precedenza se lo stelo resisterà a tale forza ma non si andrà a valutarne la riduzione.

## 4.2 Risultati

Si riportano infine i risultati ottenuti utilizzando i metodi introdotti in precedenza con le dimensioni e i pesi delle alternative attuate per l'ottimizzazione.

### 4.2.1 Cilindri di spinta

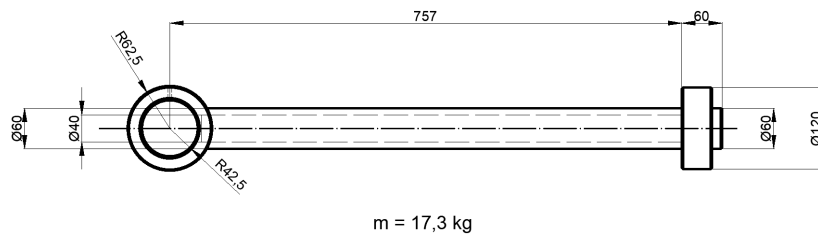
Si riportano i parametri utilizzati per il calcolo dello stelo in tabella 13, i risultati delle verifiche in tabella 18 e i disegni dei pistoni rivalutati in figura 23 e 24:

**Tabella 15:** Parametri utilizzati per il calcolo dello stelo dei pistoni di spinta

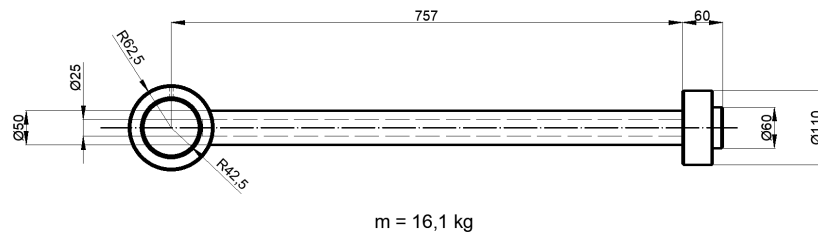
Fattore di corsa ( $f_c$ )	0,7
Rapporto di sicurezza ( $n_s$ )	3,5
Modulo Elastico (E)	206000
Diametro interno ( $D_i$ )	40

**Tabella 16:** Verifica con il metodo di Tetmajer dello stelo

Dati	280 bar	340 bar
D [m]	0,115	0,105
D(sculto) [mm]	120	110
N(ricalcolata) [N]	316673	323113
$I_{min}$ [ $mm^4$ ]	89256	91071
$\lambda_p$	78,7	78,3
$D_e$ [mm]	60	60
$d_i$ [mm]	40	40
A [ $mm^2$ ]	1570	1570
I [ $mm^4$ ]	510509	510509
$\lambda$	42	42
$\rho$ [mm]	18	18
$\sigma_{amp}$ [MPa]	258	248
$\sigma(N/A)$ [MPa]	202	206



**Figura 23:** Pistone rivalutato a 280 Mpa

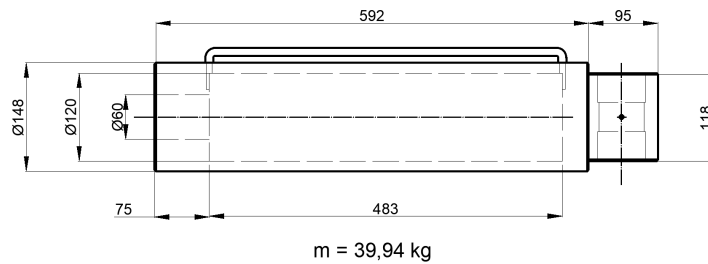


**Figura 24:** Pistone rivalutato a 340 Mpa

Si riportano infine i calcoli effettuati sulle camicie in tabella 17 e le camicie rivalutate in figura 27 e 28.

**Tabella 17:** Calcolo e verifiche delle camicie esterne dei cilindri idraulici di spinta

Parametri	280 bar	340 bar
$\eta_1$	1,1	1,1
$\eta_2$	1,2	1,2
$\eta_3$	1	1
$\eta_4$	1,5	1,5
$\eta$	2	2
$\sigma_S$ [MPa]	355	355
$\sigma_{adm}$ [MPa]	179,3	179,3
Pressione di collaudo [MPa]	30	36
Rapporto tra alesaggio e camicia [MPa]	0,816	0,816
Diametro camicia esterna [mm]	147,11	147,11
Diametro camicia esterna (assunto) [mm]	148	144
Tensione radiale ( $r_i$ ) [MPa]	-30	-36
Tensione circonferenziale ( $r_e$ ) [Mpa]	145	137
Tensione assiale [MPa]	57,6	57,6
Tensione di Guest [MPa]	175,14	175,14



**Figura 25:** Camicia esterna dei cilindri di spinta rivalutata a 280 bar



**Figura 26:** Camicia esterna dei cilindri di spinta rivalutata a 340 bar

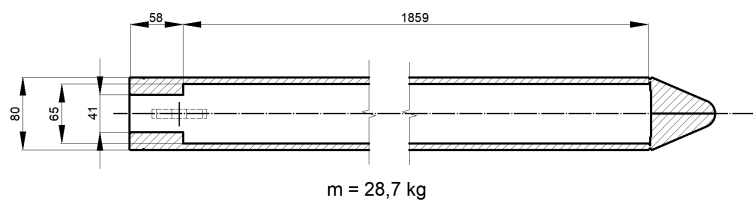
Il progetto originale è stato dimensionato con un metodo differente da quello utilizzato oggi, dunque il confronto non può essere fatto con la base dei dati forniti. Ipotizzando però una conversione al metodo moderno del cilindro si è notato come il risultato non cambi nonostante la maggiorazione del diametro esterno del cilindro originale (che passerebbe da 146 mm a 152 mm) che porta dunque a confermare

quanto rilevato durante lo studio, ossia che il confronto tra i pesi suggerisce che la conversione a motore più performante non ottimizzi la struttura ma anzi la renda ancora più pesante. Si conclude dunque che i cilindri di spinta debbano mantenere le condizioni di progetto originali e che una conversione andrebbe ad aumentare il peso totale della struttura.

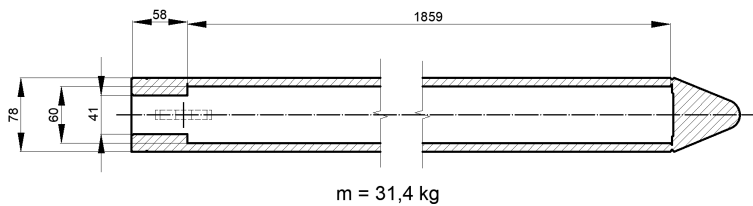
#### 4.2.2 Cilindro di sfilo

**Tabella 18:** Verifica con il metodo di Eulero dello stelo, la  $N_{max}$  è il carico massimo che deve sopportare lo stelo (che corrisponde a  $F_{carico}$ )

Dati	280 bar	340 bar
D [m]	0,055	0,047
D(sculto) [mm]	65	60
$N_{max}$ [N]	58548	58548
$I_{min}$ [mm <sup>4</sup> ]	17095,8	68383
$\lambda_p$	78,3	78,3
$D_e$ [mm]	40	40
$d_i$ [mm]	25	25
A [mm <sup>2</sup> ]	766	766
I [mm <sup>4</sup> ]	106489	106489
$\lambda$	130,7	130,7
$\rho$ [mm]	11,8	11,8
$\sigma_{amp}$ [MPa]	79,4	79,4
$\sigma(N/A)$ [MPa]	76,5	76,5



**Figura 27:** camicia esterna del cilindro di sfilo rivalutata a 280 bar



**Figura 28:** camicia esterna del cilindro di sfilo rivalutata a 340 bar



**Tabella 19:** Calcolo e verifiche delle camicie esterne del cilindro idraulico di sfilo

Parametri	280 bar	340 bar
$\eta_1$	1,1	1,1
$\eta_2$	1,2	1,2
$\eta_3$	1	1
$\eta_4$	1,5	1,5
$\eta$	2	2
$\sigma_S$ [MPa]	355	355
$\sigma_{adm}$ [MPa]	179,3	179,3
Pressione di collaudo [MPa]	30	36
Rapporto tra alesaggio e camicia [MPa]	0,816	0,774
Diametro camicia esterna [mm]	79,7	77,6
Diametro camicia esterna (assunto) [mm]	80	78
Tensione radiale ( $r_i$ ) [MPa]	-30	-36
Tensione circonferenziale ( $r_e$ ) [Mpa]	146,6	140,3
Tensione assiale [MPa]	58,3	52,2
Tensione di Guest [MPa]	176,6	175,4

Come per i camicie dei cilindri di spinta, anche le camicie del cilindro di sfilo, a causa dell'aumento di pressione, avranno bisogno di un aumento di spessore che andrà inevitabilmente ad aumentare il peso della struttura, si può dunque concludere che non è possibile effettuare alcuna ottimizzazione.

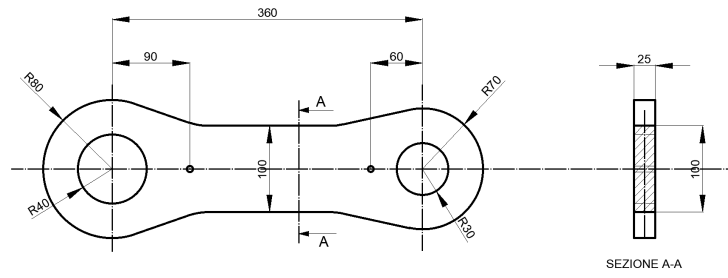
### 4.3 Verifica delle Bielle

Essendo considerate le bielle delle aste caricate solo assialmente, per la verifica è sufficiente verificare la relazione:

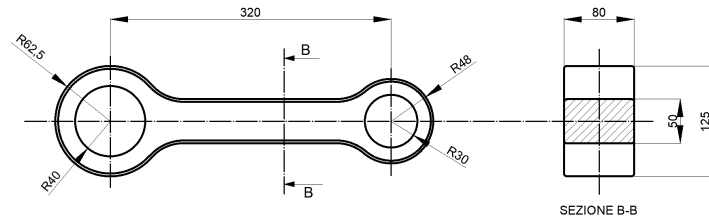
$$\frac{R_{biella}}{A_s} \leq \frac{\sigma_y}{g} \quad (4.3.0.1)$$

Dove  $A_s$  è la sezione della biella presa nella mezzeria e considerata costante (non sono stati considerati gli alloggi per i perni). Le forze sono state calcolate utilizzando un foglio Excel, e si è notato come la configurazione con  $\omega = 80^\circ$  sia tendenzialmente quella che riporta le forze maggiori (ciò è dovuto alla posizione del sistema di bielle che riduce di molto il braccio della forza del martinetto che quindi crescerà in maniera quasi esponenziale nel range che corrisponde agli ultimi  $20^\circ$  del possibile raggio di movimento).

Molte delle forze riportate non sono quelle che poi effettivamente agiranno poiché nel calcolo non si è tenuto conto delle tabelle di carico (il carico per tutta la trattazione è rimasto costante); ma data l'approssimazione fatta sulle bielle, per rimanere



**Figura 29:** Biella laterale



**Figura 30:** Biella centrale

in range di sicurezza, si possono prendere le reazioni ricavate nei fogli. I risultati ottenuti per le bielle nella configurazione più critica sono riportati in tabella 20.

**Tabella 20:** Calcolo e verifica delle bielle

Parametri	Biella Centrale	Bielle Laterali
$R_{AD}$ [N]	643258	468054
$A$ [ $mm^2$ ]	3256	2500
Materiale	Fe510D	Fe510D
$R_{sn}$ [MPa]	355	355
g	1,5	1,5
$\sigma_{cr}$ [MPa]	236,7	236,7
$\sigma$ [MPa]	198	187,2

Si può notare che la  $\sigma$  ottenuta sia abbastanza vicina a quella critica, questo porta a ipotizzare che non sia conveniente andare a modificare la sezione delle bielle.

## Conclusioni

Si può concludere dicendo che nonostante l'impossibilità e l'inconvenienza di andare a modificare l'impianto idraulico di alimentazione, lo studio abbia comunque raggiunto dei risultati positivi riguardanti l'alleggerimento e la riduzione di peso della struttura, nonostante non si sia arrivati ai risultati posti in origine. Andando ad agire sul materiale e sulla sezione si può notare una riduzione non irrisoria del peso e soprattutto una drastica riduzione del prezzo di lavorazione dei materiali che diventano meno resistenti e permettono dunque una lavorazione (soprattutto la piegatura) più agevolata. I risultati che sono stati raggiunti saranno valutati dall'ufficio tecnico e se tutto è in regola si procederà con la conversione al modello che più è comodo a livello di produzione e di prestazione. Purtroppo il poco tempo non ha permesso di andare più a fondo nello studio e di valutare tutte le alternative possibili: ottimizzare i supporti degli scatolati, optare per una sostituzione dei patini, valutare un cambio di materiale per i cilindri, ma i risultati ottenuti si possono ritenere più che soddisfacenti.

# Bibliografia

1. Caligaris Luigi, Fava Stefano, Tomasello Carlo, *Manuale di Meccanica*, Seconda Edizione, Milano, Hoepli, 2006
2. Jekko S.R.L., <https://www.jekko-cranes.com/it/>, 2018
3. UNI-EN, "Normativa EN13445", <https://store.uni.com>
4. SSAB EMEA AB, "Acciaio Strutturale SSAB Domex", <https://www.ssab.com>
5. SSAB EMEA AB, "Strenx 700 product group", <https://www.ssab.com>
6. Sidastico, "S500MC proprietà meccaniche", <https://www.sidastico.com>
7. Wikipedia, "Analisi Strutturale", <https://it.wikipedia.org>

# Ringraziamenti

Sono stati tre anni molto strani della mia vita devo dire, non saprei definirli belli o brutti, so solo che mi hanno insegnato molto e il conseguimento del titolo mi fa guardare indietro, a tutto quello che ho passato e tutto quello che ancora dovrò fare. Potevo forse impegnarmi di più, forse ho avuto fortuna nei momenti giusti, ma sono pienamente soddisfatto del percorso fatto e credo che il merito sia, almeno a metà, delle persone che mi hanno accompagnato lungo questa strada.

Ringrazio prima di tutto l'ufficio tecnico del Jekko Innovation Center, nonostante non sia stato molto il tempo passato insieme ho avuto la possibilità di imparare tanto e vi ringrazio di avermi dato questa opportunità e di aver reso quest'estate un po' meno pesante di quello che sarebbe dovuto essere

Ringrazio i miei amici di casa, anche se ultimamente abbiamo avuto parecchie difficoltà, sappiate che siete parte importante di ciò che è stato il mio percorso. Le serate, le feste, la compagnia e aver potuto condividere momenti che difficilmente dimenticherò. Sono fiero di essere parte del Tour de Force e dei Mitici Cinque e spero che resterete sempre la, dove sempre siamo stati bene.

Ringrazio le mie Goccioline, non ci sono parole per descrivervi, servirebbe una pagina per ognuno di voi ma abbiamo ancora tempo da trascorrere assieme e tanti bei momenti da passare. In poco tempo siamo diventati una famiglia, uniti in origine da un semplice pacchetto di Goccioline che poi si è trasformato in un'amicizia incredibile e ben oltre ciò che potevo immaginare sarebbe stato il rapporto con quelli che poco più di un anno fa erano per me estranei. Il mio desiderio è che quel pacchetto di goccioline resti con me e anche se prima o poi sarà vuoto, guardando dentro ricorderò sempre voi.

Ringrazio i Gregoriani, tre anni ormai sono passati da quando ho varcato la soglia del Gregorianum, e da allora è successo di tutto e di più, ho avuto la possibilità di conoscere moltissime persone da molti posti, tutti diversi (e per un montanaro del nord può essere destabilizzante ve lo assicuro). Se nel tempo questa è diventata una seconda casa lo devo a tutte queste persone così diverse da me che mi hanno aperto un mondo nuovo ancora da esplorare a pieno. Spero di poter condividere ancora per un po' questa dimora ma una volta uscito da qui so che non mi pentirò di un solo secondo passato in vostra compagnia.

Ringrazio i miei compagni di corso (si anche tu Zonda se mai leggerai questa parte), chi meglio di voi può comprendere la fatica fatta per arrivare fino a qui.

Nonostante il mio essere perennemente in ritardo ho passato molto del mio tempo a Padova qui con voi, a seguire lezioni e a studiare e posso solo ringraziarvi di aver condiviso con me questi anni.

Ringrazio Aurora, non credo serva scrivere qua quello che provo per te, l'unica cosa che ti posso dire è grazie di esistere e di avermi dato in questi mesi quella pace che da molto cercavo e che soprattutto in questo periodo avevo bisogno.

Ringrazio infine la mia famiglia. Il destino a volte è un po' cane, e noi possiamo ben dirlo, però se circondati dalle persone giuste lo può essere un poco di meno. La vita è sempre piena di sorprese, a volte belle e a volte brutte, ma la forza che avete saputo dimostrare e la tenacia con cui abbiamo affrontato questi ultimi mesi è ciò che mi riempie più di orgoglio nel portare il nome Caneve e Dall'O' con me. Spero con il risultato ottenuto di aver aggiunto un piccolo tassello al valore che questa famiglia ha per me: l'impegno messo, il tempo lontano da casa, voi siete sempre stati dietro di me, anche quando eravate voi ad aver bisogno di me. Soprattutto tu mamma, tu che più di noi hai saputo dimostrare al mondo intero che persino nei momenti peggiori, bisogna alzare la testa e combattere con tutte le forze che si hanno. Sei infatti stata ripagata con ancora un bel po' di tempo da passare con noi, tempo che hai sempre desiderato e che probabilmente assaporeremo tutti con un gusto diverso, più consapevole certamente ma infinitamente più dolce e bello.