



UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

*FACOLTÀ DI INGEGNERIA*  
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

**Progettazione dimensionamento e verifica di un macchinario  
fitness**

Design, sizing and verification of a fitness machine

*Relatore:*

**Prof. Matteo Palpacelli**

*Tesi di Laurea di:*

**Monini Giacomo**

*Anno Accademico 2021 / 2022*

# **INDICE**

- **CAPITOLO 1: INTRODUZIONE**
  - 1.1 Muscoli
  - 1.2 Tipologie di Attrezzi
  - 1.3 Esercizi a corpo libero
  - 1.4 Obiettivo della tesi
  - 1.5 Scelta macchinario
  
- **CAPITOLO 2: DIMENSIONAMENTO LAT-MACHINE**
  - 2.1 Analisi Preliminari
  - 2.2 Dimensionamento perno
  - 2.3 Verifica analisi preliminari al simulatore FEM
  
- **CAPITOLO 3: ANALISI COMPONENTI PER ESERCIZI A CORPO LIBERO**
  - 3.1 Dimensionamento sbarra
  - 3.2 Verifica FEM struttura migliorata
  - 3.3 Dimensionamento parallele
  
- **CAPITOLO 4: ANALISI COSTRUTTIVE**
  - 4.1 Tubolari e lamiera
  - 4.2 Pacco pesi con guide
    - 4.2.1 Scelta design
    - 4.2.2 Dimensionamento
  
- **CAPITOLO 5: INGEGNERIZZAZIONE**
  - 5.1 Elementi funzionali
  - 5.2 Assemblaggi
  
- **CAPITOLO 6: VERIFICHE AL FEM**
  
- **CAPITOLO 7: CONCLUSIONI**

# CAPITOLO 1: INTRODUZIONE

Il progetto nasce durante il periodo di lockdown dove moltissime persone sono state costrette a rimanere a casa e moltissime attività sospese, tra queste ci sono le palestre che sono state tra le prime attività a chiudere per un lungo periodo. Per questo motivo lo scopo del progetto è stato quello di realizzare un macchinario fitness più completo possibile che potesse sostituire la regolare attività in palestra e dunque svolgere più esercizi possibili con un unico attrezzo comodamente da casa.

## 1.1 MUSCOLI

Quando si parla di allenamento fitness ci si riferisce a tutte quelle tipologie di esercizi rivolti allo sviluppo della muscolatura dell'atleta ovvero all'ipertrofia muscolare. L'ipertrofia muscolare avviene conseguentemente all'applicazione di stimoli (stress) crescenti nel tempo a carico del muscolo attraverso allenamenti con i sovraccarichi, che possono essere rappresentati da manubri, bilancieri, macchine ma anche da esercizi a corpo libero. Il tessuto muscolare, pertanto, si adatta all'aumentata richiesta di lavoro (principio del sovraccarico progressivo) innescando una serie di reazioni chimiche e processi volti a massimizzare la sintesi proteica. Inoltre lo sviluppo muscolare è in parte correlato anche ai danni che i muscoli subiscono durante l'allenamento e che durante la riparazione contribuiscono allo sviluppo. Per danno cellulare si intende l'insieme dei danni che si verificano in seguito all'allenamento alle fibre muscolari e alla matrice extracellulare. La risposta infiammatoria e l'attivazione delle cellule satelliti, che sono coinvolte nei processi di riparazione e rigenerazione, potrebbero rappresentare pertanto i processi necessari per portare ad ipertrofia muscolare.

## 1.2 TIPOLOGIE DI ATTREZZI

Esistono moltissime tipologie di attrezzi che variano la struttura e il funzionamento a seconda della tipologia di esercizio che vogliono ottenere e dal muscolo che vanno ad allenare. In particolare troviamo macchinari specifici per allenare un determinato muscolo o gruppo di muscoli dette **macchine isotoniche** molto diffuse nelle palestre oppure macchinari più complessi progettati per fornire l'attrezzistica necessaria per allenare tutti, o quasi, i muscoli per corpo in un'unica macchina dette "multi-station",

questa tipologia è generalmente utilizzata nelle abitazioni private in quanto consentono di avere una vasta varietà di attrezzi nel minor spazio possibile.

Di seguito alcune tipologie partendo dalle così dette macchine isotoniche si tratta infatti di un macchinario che consente di eseguire un esercizio o sollevare un peso attraverso un movimento “vincolato”, vale a dire con una traiettoria fissa imposta dal macchinario stesso.



Figura 1.1 Chest press

### Chest press

questo macchinario lavora sul muscolo pettorale, simula l'esecuzione di un classico push-up (flessioni) localizzando lo sforzo sul muscolo d'interesse evitando di coinvolgere altre zone del corpo



Figura 1.2 Esecuzione chest press



Figura 1.3 Deltoid press

### Deltoid press

questo macchinario consente di stimolare il muscolo deltoide tramite un leverismo vincolato che facilita l'esecuzione di esercizi a corpo libero

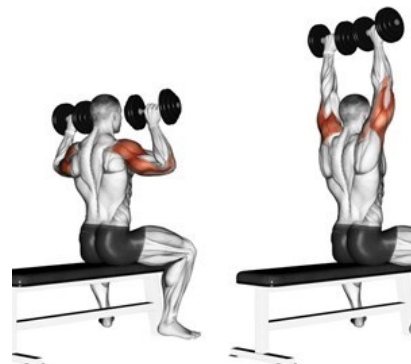


Figura 1.4 Esecuzione deltoid press



Figura 1.3 Rowing machine

### Rowing machine

questo macchinario permette di lavorare sul deltoide posteriore e sui dorsali simulando il movimento di una remata



Figura 1.4 Esecuzione rowing machine

Alcuni esempi di **multi-station**:



*Figura 1.5 Macchinari multi-station*

Come si vede dalle immagini presentano meccanismi più complessi che con un opportuno utilizzo di cavi permette di collegare il pacco pesi a diversi terminali per consentire di effettuare più esercizi possibile ma rimanendo sempre vincolati ad esercizi isotonici. Inoltre queste tipologie di macchine sono generalmente molto costose e focalizzate su clienti già particolarmente abituati al mondo del fitness.

Da queste analisi di mercato si è evidenziata una mancanza di attrezzistica che potesse combinare esercizi isotonici, importantissimi per lo sviluppo muscolare, con esercizi a **corpo libero** che oltre ad avere una funzione ipertrofica servono anche per allenare e sviluppare i così detti “muscoli stabilizzatori” ovvero quei muscoli che stabilizzano le articolazioni e permettono al corpo di mantenere equilibrio e stabilità durante l'esecuzione dei movimenti.

### 1.3 ESERCIZI A CORPO LIBERO

L'allenamento a corpo libero, detto anche bodyweight, è un tipo di allenamento in cui si usa solo il proprio peso corporeo. Esso è infatti parte integrante di ogni buon programma di training funzionale. Tra gli esercizi più conosciuti troviamo:

“**Push-up**”, comunemente chiamate flessioni, sono rivolte principalmente allo sviluppo del pettorale insieme ai tricipiti e al deltoide anteriore. Non necessitano di nessun attrezzo e rappresentano l'esercizio per eccellenza per il corpo libero.

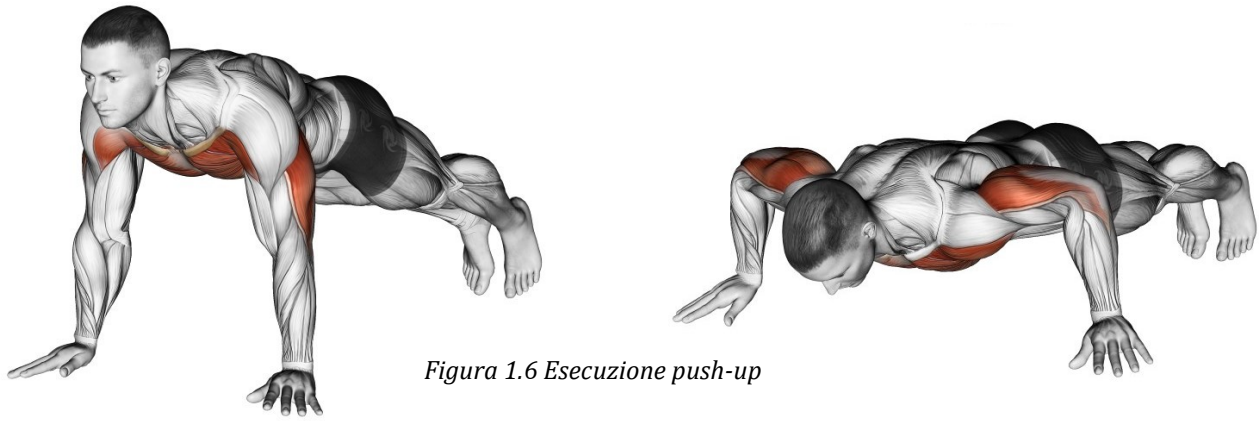


Figura 1.6 Esecuzione push-up

Altro esercizio molto importante è il cosiddetto “**pull-up**” o volgarmente chiamate “trazioni” che coinvolgono i muscoli del dorso (gran dorsale, trapezio, deltoide posteriore) e anche i bicipiti. Per l’esecuzione di questo esercizio è necessaria una **sbarra per trazioni** alla quale appendersi per poter sollevare l’intero peso del proprio corpo.



Figura 1.6 Tipologie pull-up (presa prona, supina, neutra)

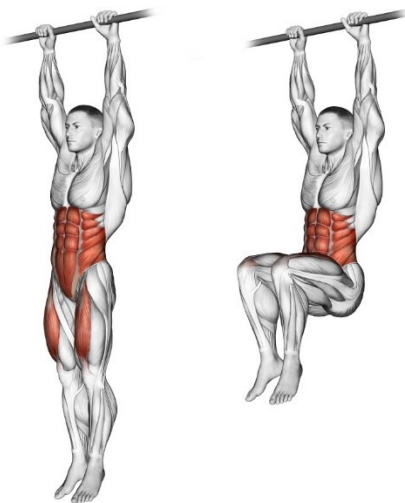
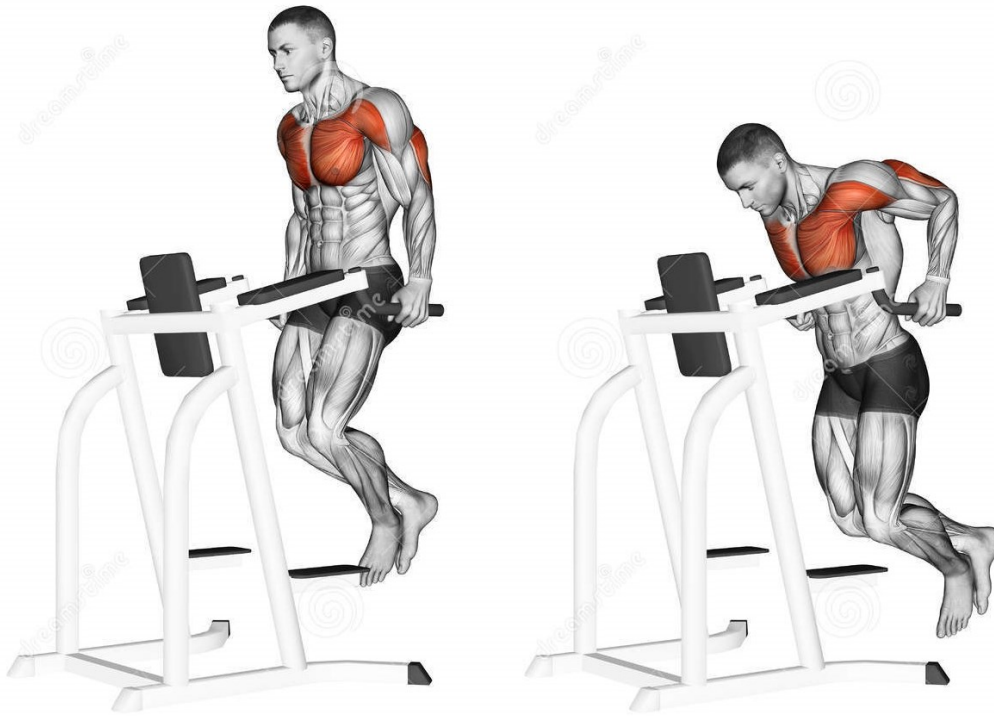


Figura 1.7 Leg raises

Inoltre con questo atrezzo è possibile anche lavorare sull’addome eseguendo esercizi in sospensione

Mentre per la parte frontale ideale è l’utilizzo di **parallele** con la quale possiamo allenare pettorali, tricipiti e deltoide anteriore insieme ai loro stabilizzatori



*Figura 1.8 Dips*

## 1.4 OBIETTIVO DELLA TESI

Dunque l'obiettivo era quello di individuare il miglior attrezzo isototonico, per efficacia e versatilità, che potesse integrare una sbarra per trazioni e delle parallele perché come detto precedentemente questa combinazione consente di allenare buona parte dei muscoli della zona superiore del corpo e i loro stabilizzatori per poi procedere con lo sviluppo del prodotto.

## 1.5 SCELTA MACCHINARIO

L'attrezzo isototonico scelto è chiamato "**lat-machine**" e può essere utilizzato per allenare numerosi muscoli in particolare focalizzata sullo sviluppo della parte dorsale, infatti, nella sua struttura vediamo che il carico viene collegato alla sbarra di presa tramite una fune e posta sopra all'atleta ed è dunque un esercizio di tirata dall'alto verso il basso che va a concentrare lo sforzo sulla parte dorsale appunto.



Figura 1.9 Esecuzione pull-down

Oltre a questo esercizio che rappresenta il fulcro dell'attività con questa macchina abbiamo la possibilità di eseguire tanti altri esercizi diversi



Figura 1.10 Esecuzione pull-down inverso



Figura 1.11 Esecuzione pulldown con corda

Muscoli allenati: GRAN DORSALE

Muscoli allenati: DELTOIDE POSTERIORE, BICIPITI, DORSALE ALTO

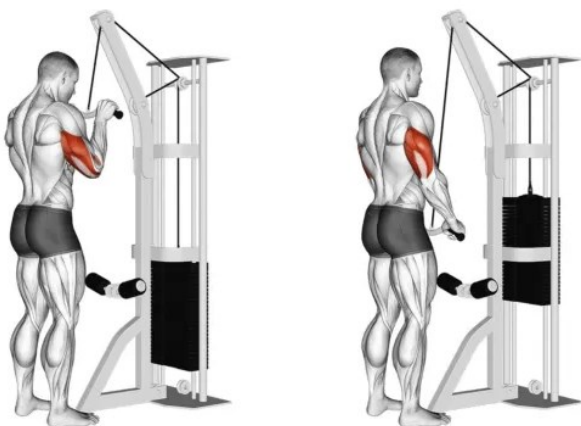


Figura 1.12 Esecuzione push-down



Figura 1.13 Esecuzione pulldown inverso con corda

Muscoli allenati: TRICIPITI

Muscoli allenati: BICIPITI



Il funzionamento di questo macchinario è molto semplice e si basa sul trasferimento del carico dal **pacco pesi** alla **sbarra di presa** tramite una **fune** opportunamente posizionata grazie alle **carrucole**, il tutto deve essere sostenuto da un **telaio**.



*Figura 1.14 Esempi Lat-machine*

Gli elementi funzionali (pacco pesi, fune, carrucole e sbarra di presa) sono caratteristici del macchinario dunque l'oggetto del mio studio sarà concentrato principalmente sul **TELAIO** per fare in modo riesca a sopportare i carichi e possa integrare le parallele e la sbarra di trazione come detto in precedenza.

# CAPITOLO 2: DIMENSIONAMENTO LAT-MACHINE

## 2.1 ANALISI PRELIMINARI

Nella prima fase del mio studio ho iniziato a creare un modello semplificato di quella che sarà poi la struttura principale del mio telaio al fine di valutare le dimensioni e i punti critici della struttura.

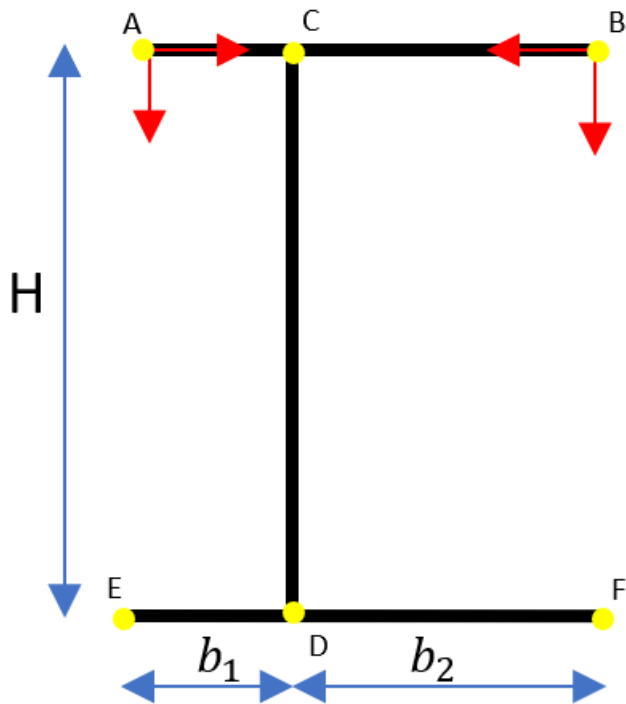


Figura 2.1 Struttura semplificata

Si può semplificare la struttura in questo modo quindi si evidenziano i 4 punti caratteristici della struttura: nei punti A e B ci sono le carrucole quindi in questi punti la tensione della fune si scarica sulla struttura passando per i perni, i punti C e D sono invece i punti di collegamento tra gli elementi della struttura che sono considerati come incastri. Nei punti A e B possiamo dedurre le direzioni delle forze sulla base della direzione della fune e l'intensità sarà pari alla tensione interna della fune che corrisponde al carico applicato. L'unico dato a mia disposizione è quello del carico massimo che la struttura deve sopportare che dovrà arrivare a 200kg con un coefficiente di sicurezza maggiore o uguale a 3. Possiamo inoltre gestire le distanze A-C e B-C nel modo più vantaggioso possibile.

Sulla base di queste informazioni possiamo analizzare le tensioni interne che si generano nella struttura in questione:

### TRAVE AB:

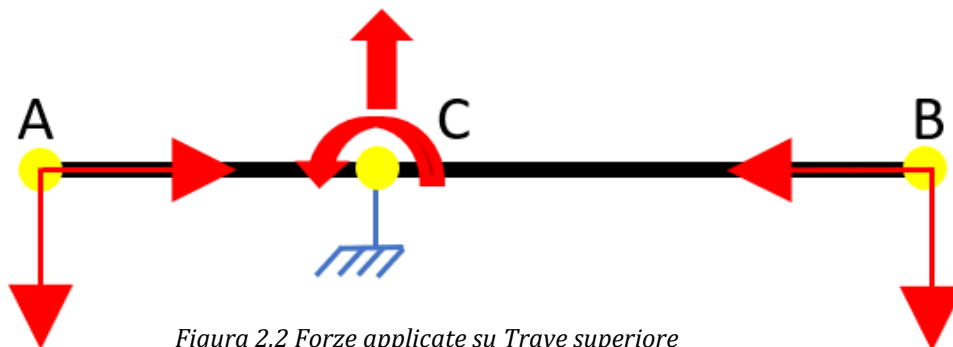


Figura 2.2 Forze applicate su Trave superiore

Calcolo le reazioni vincolari nel punto C:

$$\begin{cases} F_{xC} = F_{xB} + F_{xA} = 0 \\ F_{yC} = F_{yB} + F_{yA} = 2F \\ M_C = F_{yB} \cdot b_{BC} - F_{yA} \cdot b_{AB} = F \cdot (b_2 - b_1) \end{cases}$$

Ne seguono dunque i diagrammi:

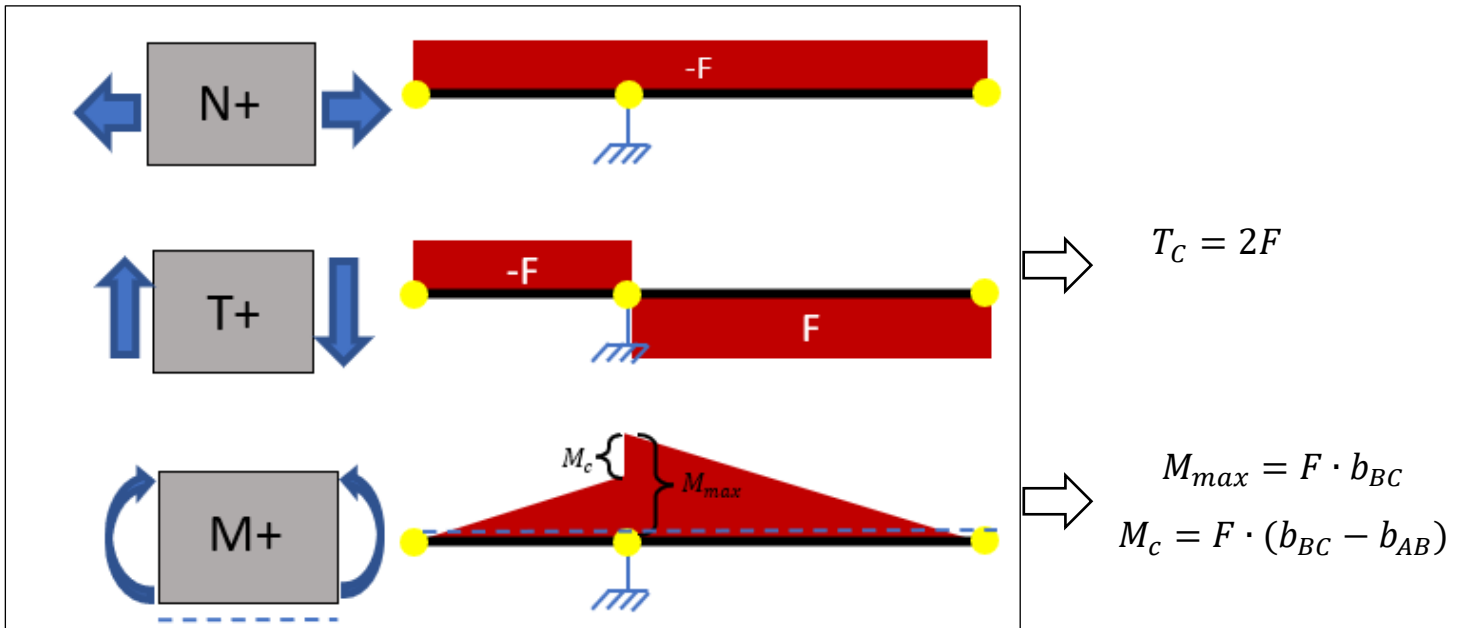
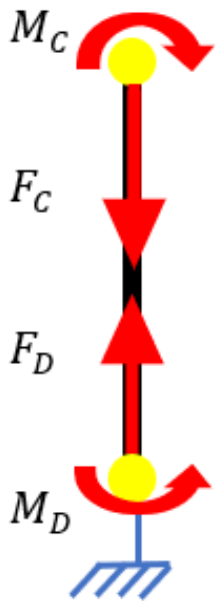


Figura 2.3 Diagrammi trave superiore

TRAVE CD:



Calcolo le reazioni vincolari e nel punto D:

$$\begin{cases} F_{xD} = F_{xC} = 0 \\ F_{yD} = F_{yC} = 2F \\ M_D = M_C \end{cases}$$

Ne seguono dunque i diagrammi:

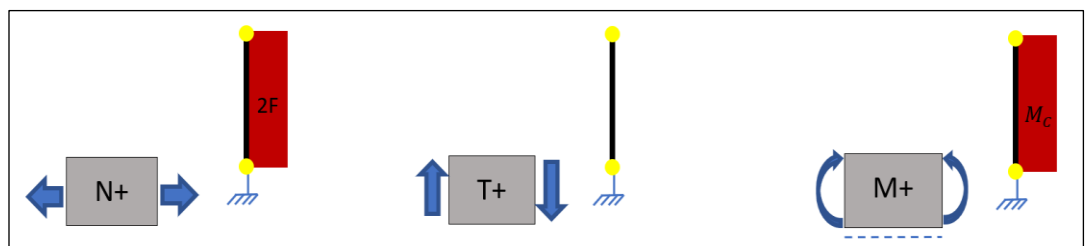


Figura 2.4 Diagrammi trave verticale

Figura 2.3 Forze applicate su Trave verticale

TRAVE E-F:

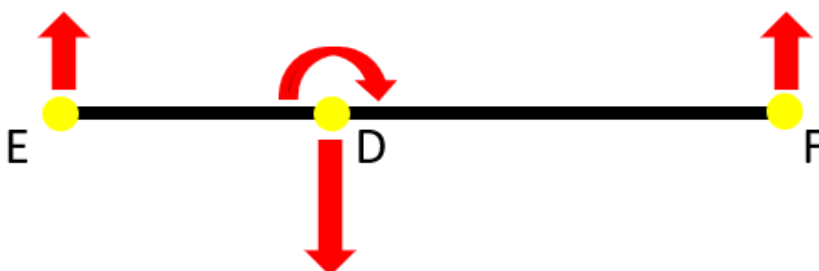


Figura 2.5 Forze applicate su Trave inferiore

Calcolo le reazioni vincolari e nel punto E ed F:

$$\begin{cases} F_{xE} = F_{xF} = F_{xD} = 0 \\ F_{yD} = F_{yE} + F_{yF} = 2F \\ M_D = -F_{yE} \cdot b_1 + F_{yF} \cdot b_2 = F(b_2 - b_1) = M_C \end{cases}$$

Ne seguono dunque i diagrammi:

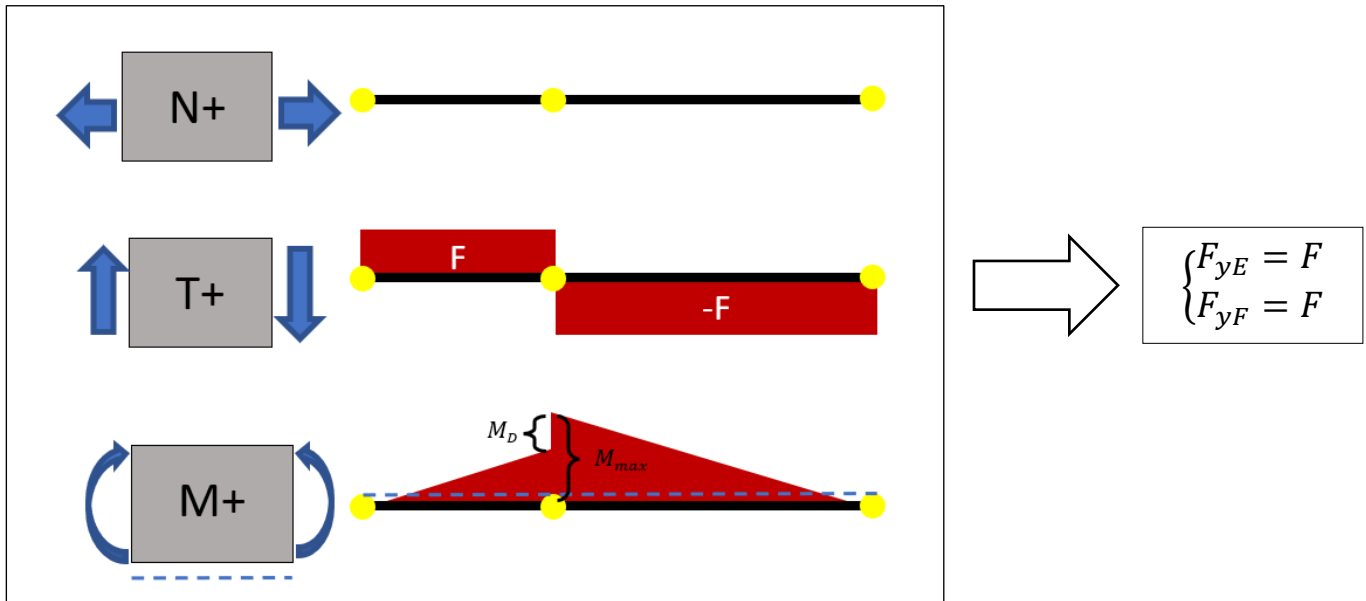


Figura 2.6 Diagrammi trave inferiore

Ora possiamo dare delle dimensioni di riferimento con cui effettuare i calcoli e avere una stima iniziale delle tensioni e momenti in gioco: altezza totale 2 metri,  $F= 2000\text{N}$  ( $\sim 0\text{kg}$ ),  $b_1= 150\text{ mm}$ ,  $b_2=450\text{ mm}$ . Ne seguono i seguenti risultati:  $\begin{cases} M_C = 600\text{Nm} \\ M_{max} = 900\text{Nm} \end{cases}$  a

questo punto utilizziamo questi dati per calcolare il valore del modulo di resistenza che ci garantisca un minimo coefficiente di sicurezza di progetto. Dunque sapendo che la tensione di snervamento dell'acciaio è  $235\text{Mpa}$  con un **coefficiente di sicurezza minimo di 5** otteniamo una tensione ammissibile di  $47\text{Mpa}$ .

Le forze applicate risulteranno della stessa entità poiché legate alla tensione della fune, la tensione risultante avrà una componente legata alla compressione e una legata al momento flettente.

$$\sigma_{adm} = \frac{N}{A} + \frac{M_{max}}{I_x} y$$

quindi tramite iterazione otteniamo che è necessaria una sezione con dimensioni di circa  $b=10\text{ mm}$  e  $h=110\text{ mm}$  costante su tutta la struttura. Per la trave verticale invece il momento flettente è inferiore del momento massimo dunque adottando la stessa formula per il calcolo della sezione necessaria otteniamo che è possibile utilizzare una sezione piena con dimensioni  $b=8\text{ mm}$  e  $h=100\text{ mm}$  per ottenere lo stesso coefficiente di sicurezza, oppure utilizzare un tubolare con sezione  $80 \times 40 \times 3\text{ mm}$ .

## 2.2 DIMENSIONAMENTO PERNO

(N.B la forza applicata in questo caso è  $F_p = F\sqrt{2}$ )

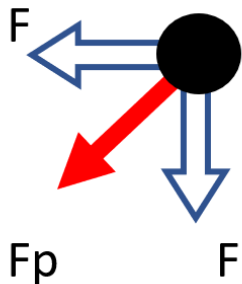


Figura 2.7 Forze applicate su perno

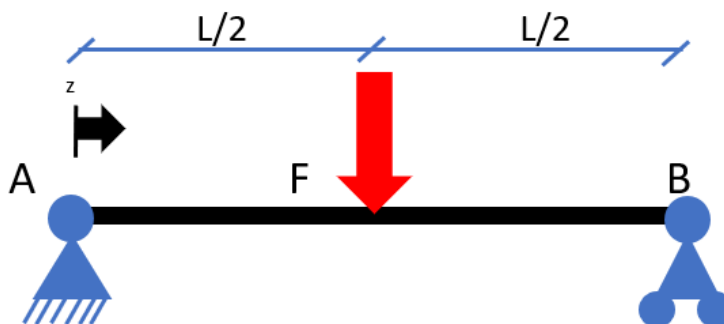


Figura 2.8 Schema di carico su perno

Il perno può essere schematizzato come una trave appoggiata con la forza applicata nel suo punto medio:

Ne risulta che:

$$\left\{ \begin{array}{l} N = 0 \\ \left\{ \begin{array}{l} T = \frac{F_p}{2} \text{ per } 0 \leq z \leq L/2 \\ T = \frac{F_p}{2} - F_p = -\frac{F_p}{2} \text{ per } L/2 \leq z \leq L \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} M = \frac{F_p}{2} * z \text{ per } 0 \leq z \leq \frac{L}{2} \\ M = \frac{F_p L}{4} - \left( \frac{F_p}{2} * (z - \frac{L}{2}) \right) \text{ per } L/2 \leq z \leq L \end{array} \right. \end{array} \right.$$



$$\begin{array}{l} M_{max} = F_p L/4 \\ W_f = \frac{(\pi D^3)}{32} \end{array}$$



$$\sigma_{adm} = \frac{8F_p L}{\pi D^3} \text{ Mpa}$$

Quindi per mantenere il medesimo coeff. di sicurezza della struttura dobbiamo avere che:

$$\frac{L}{D^3} \leq \frac{\pi \sigma_{adm}}{8F}$$

Per un valore ragionevole del diametro del perno di  $D=20$  mm ottengo che la distanza AB non può superare i 50 mm.

## 2.3 VERIFICA ANALISI PRELIMINARI AL SIMULATORE FEM

A questo punto ho creato un primo modello di una struttura con cui effettuare verifiche FEM per confrontarla con i risultati ottenuti:

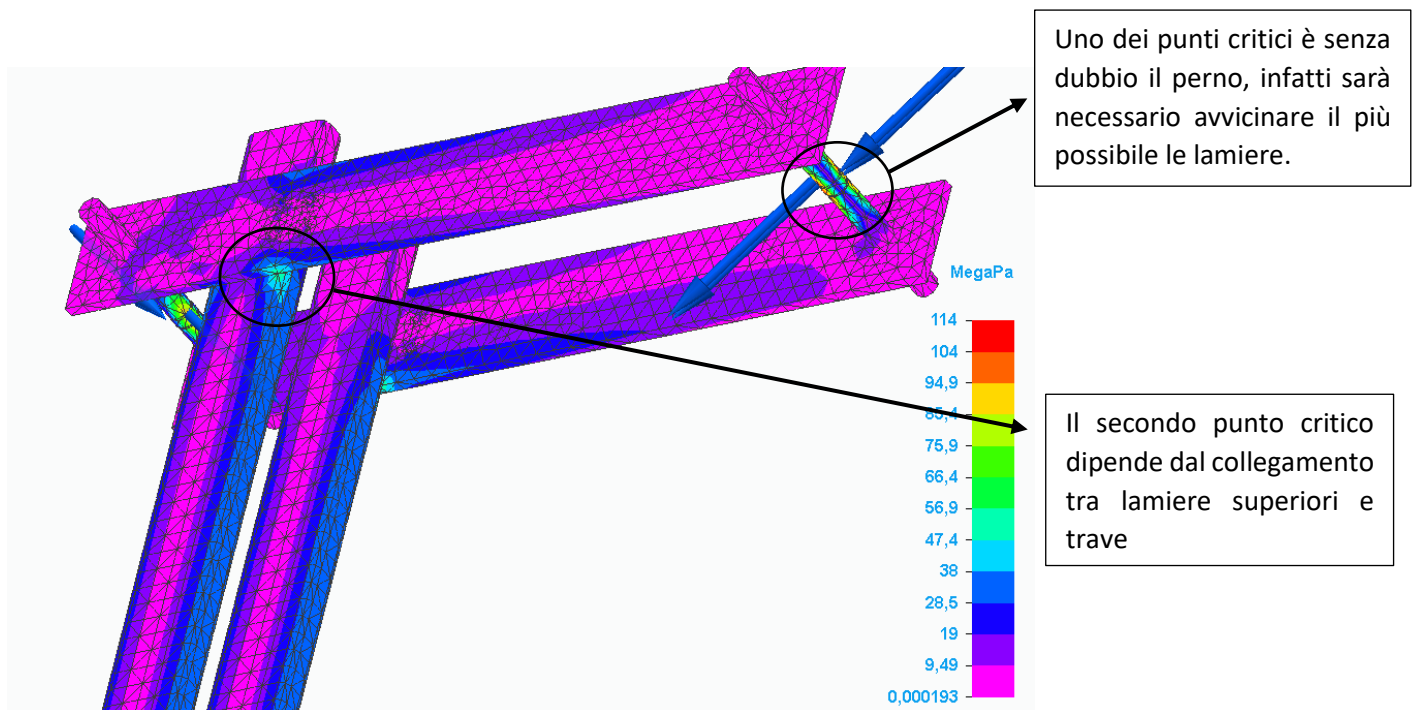


Figura 2.9 Simulazione struttura di prova

Costruttivamente saranno necessarie due travi nella parte superiore per supportare i perni e bisognerà fare in modo che la distanza delle due travi sia minore possibile per ridurre al minimo la tensione nel perno stesso. Inoltre dovranno essere ottimizzate le posizioni dei perni per ridurre le tensioni nella struttura. Quindi nel caso reale dovendo utilizzare **due coppie di travi coefficiente di sicurezza raddoppia** mantenendo le stesse dimensioni. Infatti, con una rapida simulazione al FEM si vede che la tensione nel punto critico si dimezza confermando i miei risultati.

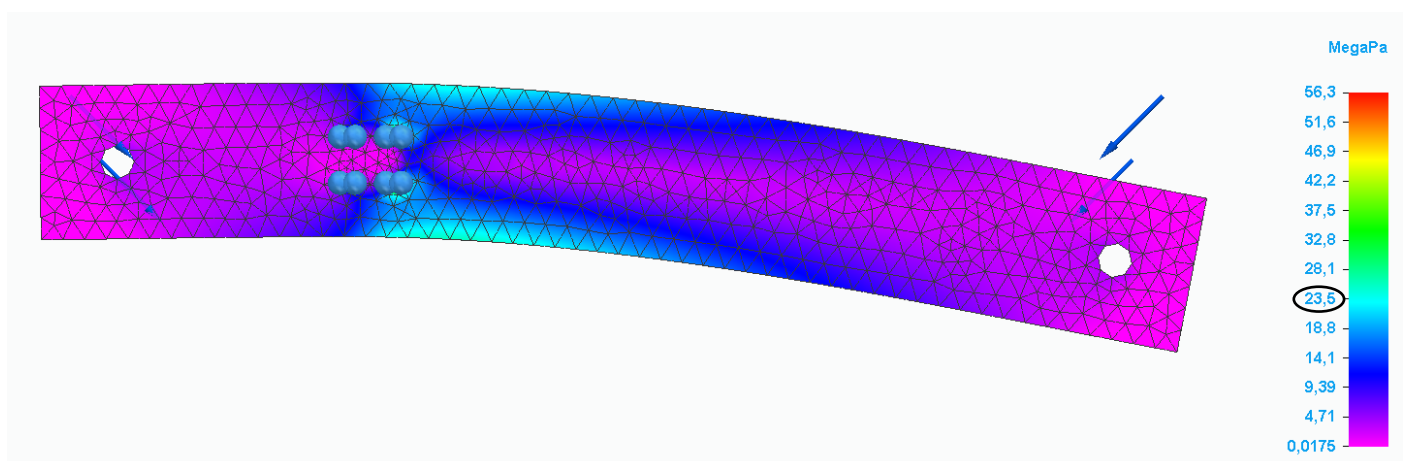


Figura 2.10 Simulazione trave superiore

# CAPITOLO 3: ANALISI COMPONENTI PER ESERCIZI A CORPO LIBERO

## LIBERO

Gli elementi che volevo inserire erano appunto una sbarra per trazioni e delle parallele in modo da fornire tutti gli strumenti per esercizi a corpo libero. In questo caso il carico da considerare sulla struttura si riduce al peso di una persona, possiamo considerare 100kg in modo da garantire il coeff. di sicurezza ipotizzato inizialmente in tutte le situazioni.

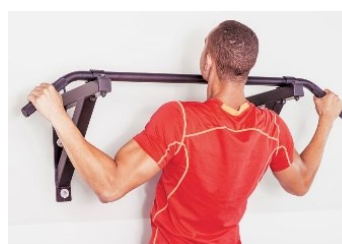


Figura 3.1

**Sbarra per trazioni:** struttura fissa in sospensione dove l'atleta può appendersi per eseguire diverse tipologie di esercizi principalmente per allenare la zona dorsale e le braccia

**Parallele:** struttura fissa appoggiata a terra che consentono di allenare tutta la parte superiore del corpo con particolare efficienza bicipiti, tricipiti, deltoidi e pettorali



Figura 3.2

### 3.1 DIMENSIONAMENTO SBARRA

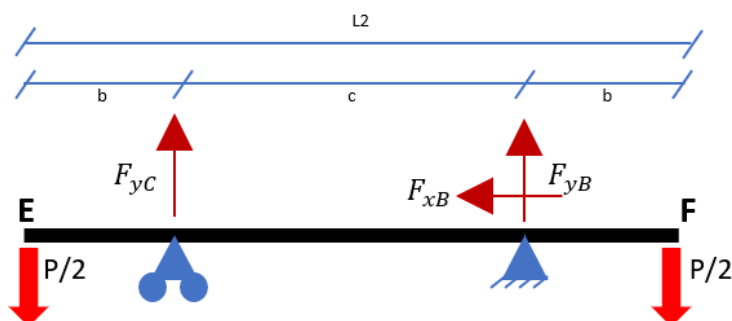


Figura 3.3 Schema di carico sbarra per trazioni (vista frontale)

VISTA FRONTALE

Dall'equilibrio:

$$\begin{cases} F_{xB} = 0 \\ F_{yB} + F_{yC} - P/2 - P/2 = 0 \\ F_{yC}b + F_{yB}(L_2 - b) - (P/2)L = 0 \end{cases}$$

L'equilibrio ci dà i seguenti risultati:

$$\begin{cases} F_{xB} = 0 \\ F_{yB} = P \left( \frac{(L_2/2) - b}{(L_2 - 2b)} \right) = P/2 \\ F_{yC} = \frac{PL_2}{2(L_2 - 2b)} = P/2 \end{cases}$$

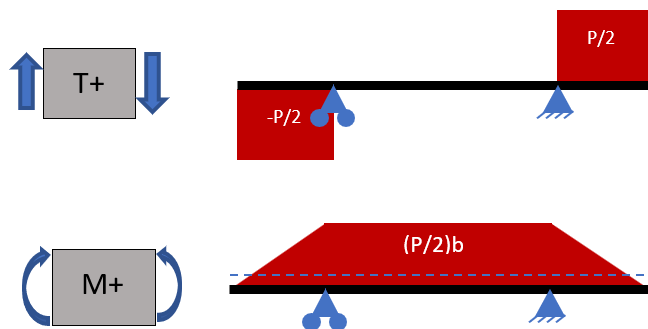
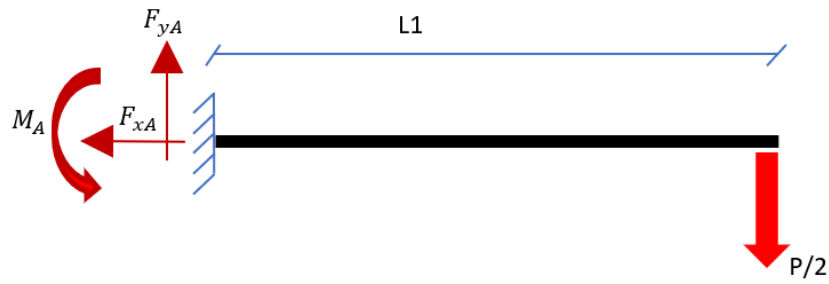


Figura 3.4 Diagrammi sbarra per trazioni (vista frontale)

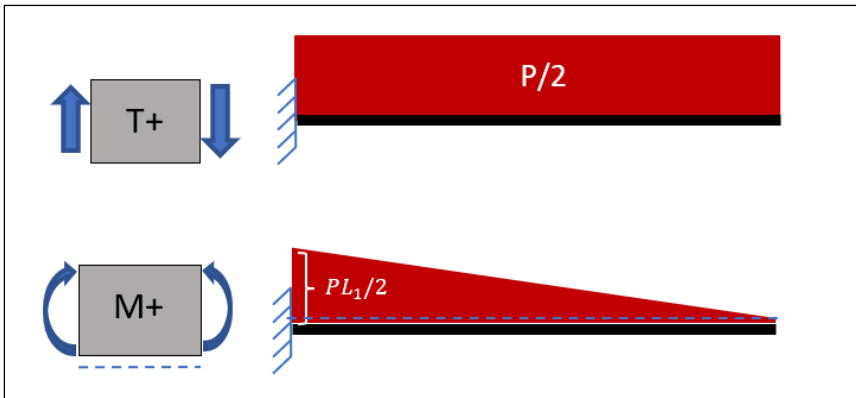


VISTA LATERALE

L'equilibrio ci dà i seguenti risultati:

$$\begin{cases} F_{xA} = 0 \\ F_{yA} = P/2 \\ M_A = Px \end{cases}$$

Figura 3.5 Schema di carico sbarra per trazioni (vista laterale)



Valori di riferimento  
 $P=100\text{kg}=1000\text{N}$ ,  $L_2= 1000\text{mm}$ ,  
 $b=150\text{mm}$

$$\begin{cases} F_{xB} = 0 \\ F_{yB} = 500\text{N} \\ F_{yC} = 500\text{N} \end{cases}$$

Figura 3.4 Diagrammi sbarra per trazioni (vista frontale)

Poiché il diametro della sbarra è standardizzato e può andare da 30 a 35 mm. Consideriamo un diametro di 33mm otteniamo tramite l'equazione:

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W_f} = \frac{PL_1}{\frac{\pi D^3}{32}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W_f} = \frac{\left(\frac{P}{2}\right) b}{\frac{\pi D^3}{32}}$$



Ne segue che mantenendo lo stesso coeff. di sicurezza devo avere:

$$L_1 \leq 330 \text{ mm}$$

$$b \leq 330 \text{ mm}$$

Dobbiamo anche tenere conto del momento torsionale nel punto B quando si cambia il piano di vista passando dalla vista frontale a quella laterale quindi la misura  $L_1$  risulta troppo piccola per il nostro obiettivo; infatti, per garantire esecuzione agevole e sicura dell'esercizio sono necessari almeno 500mm. Per la vista frontale invece la misura di  $b$  garantisce ampiamente lo spazio di presa.

Dovremo inserire delle nervature nella struttura di sostegno della sbarra per trazioni per distribuire il carico e diminuire lo stress nei punti critici.



## 3.2 VERIFICA FEM STRUTTURA MIGLIORATA

Ne risulterà una struttura come segue:

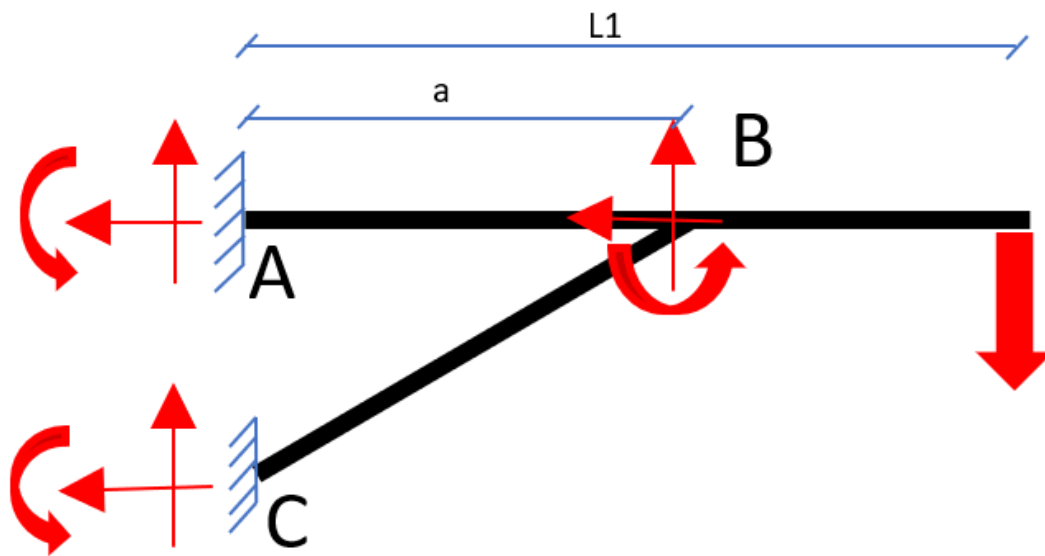


Figura 3.4 Schema di carico struttura aggiornata (vista laterale)

La struttura risulta 3 volte iperstatica, dunque la risoluzione è particolarmente laboriosa dovendo sopprimere 3 dei vincoli sovrabbondanti e poi reinserirli tramite le equazioni di Müller-Breslau. Per lo scopo della tesi sarà sufficiente affidarsi al simulatore FEM e dunque verificare il dimensionamento basandosi sulle informazioni della isostatica precedente.

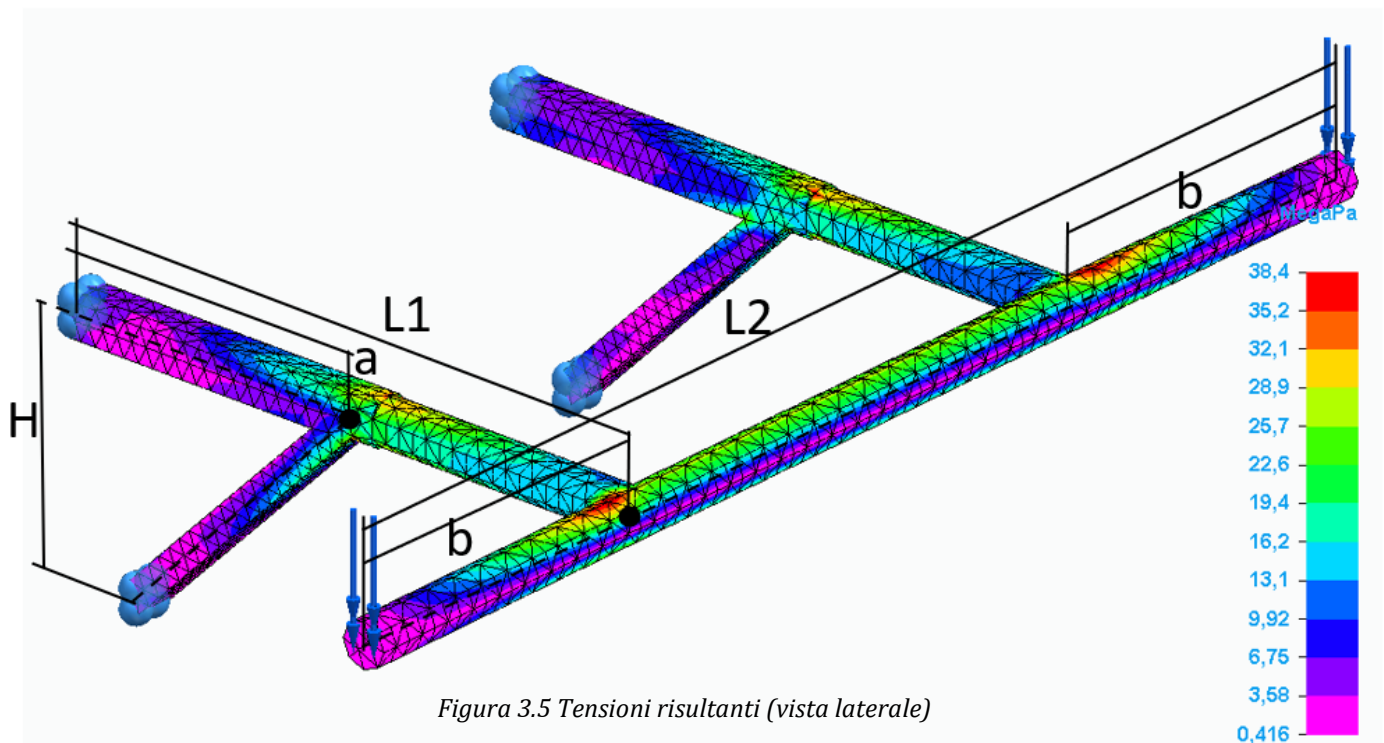


Figura 3.5 Tensioni risultanti (vista laterale)

In questa configurazione sono state utilizzate le seguenti misure:

- L2=900 mm
- a= 270 mm
- L1= 450 mm
- b= 220 mm
- H= 180 mm

La simulazione è in accordo con i calcoli svolti precedentemente infatti per la vista frontale utilizzando la stessa equazione ma con le misure attuali otteniamo che  $\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W_f} = \frac{(P/2)b}{W_f} = 38,3 \text{ Mpa}$

Mentre nella vista laterale le tensioni risultanti sono diminuite drasticamente con l'inserimento della nervatura ed è stato raggiunto il risultato sperato rientrando ampiamente nei limiti di progetto.

### 3.3 DIMENSIONAMENTO PARALLELE

Ora passiamo al dimensionamento delle parallele che possiamo schematizzare in questo modo:

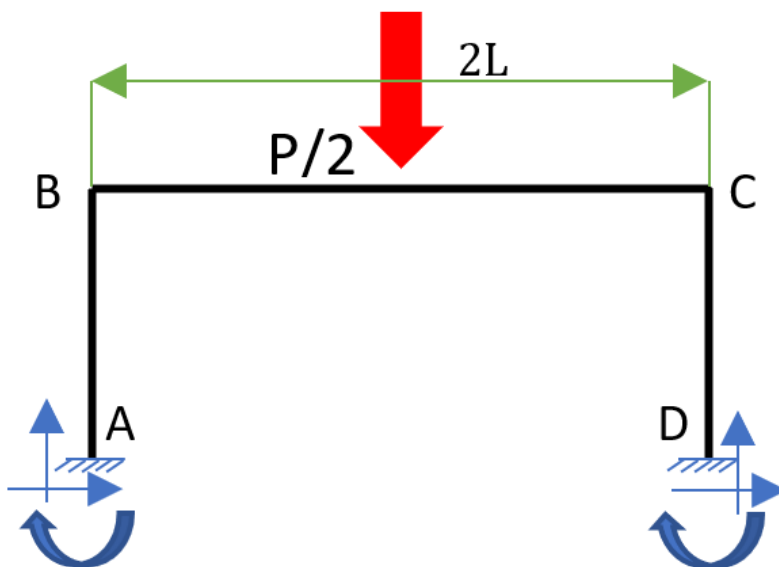


Figura 3.6 Schema di carico su parallela

Anche in questo caso la struttura risulta essere iperstatica e poiché le dimensioni della trave sono standardizzate userò le simulazioni per trovare le dimensioni più vantaggiose.

Sapendo che il diametro ideale per l'esecuzione corretta degli esercizi senza stressare tendini e non rendere la presa scomoda e/o instabile va dai 42 ai 45 mm a seconda delle caratteristiche fisiche dell'atleta e sapendo che per eseguire in modo agevole gli esercizi devono essere lunghe dai 700 ai 1400 mm a seconda delle necessità dell'atleta valutiamo le tensioni che si generano in diverse configurazioni.

Per le simulazioni userò una lunghezza di 1000 mm e 4 sezioni diverse:

Tondo Ø44 pieno

Tubo Ø44,5 sp.6,3

Tubo Ø44,5 sp.4

Tubo Ø42,4 sp.3

Figura 3.7 Tensioni risultanti

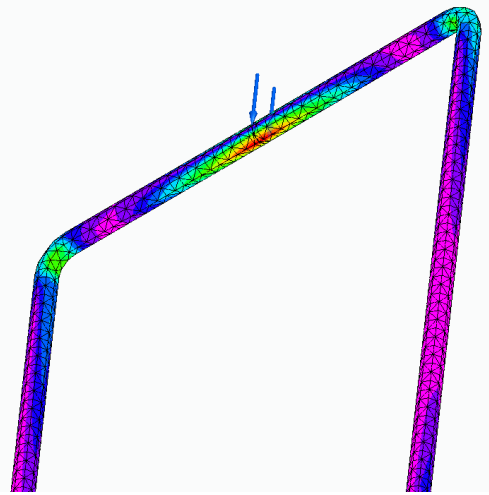


Figura 3.8 Diagrammi momento flettente

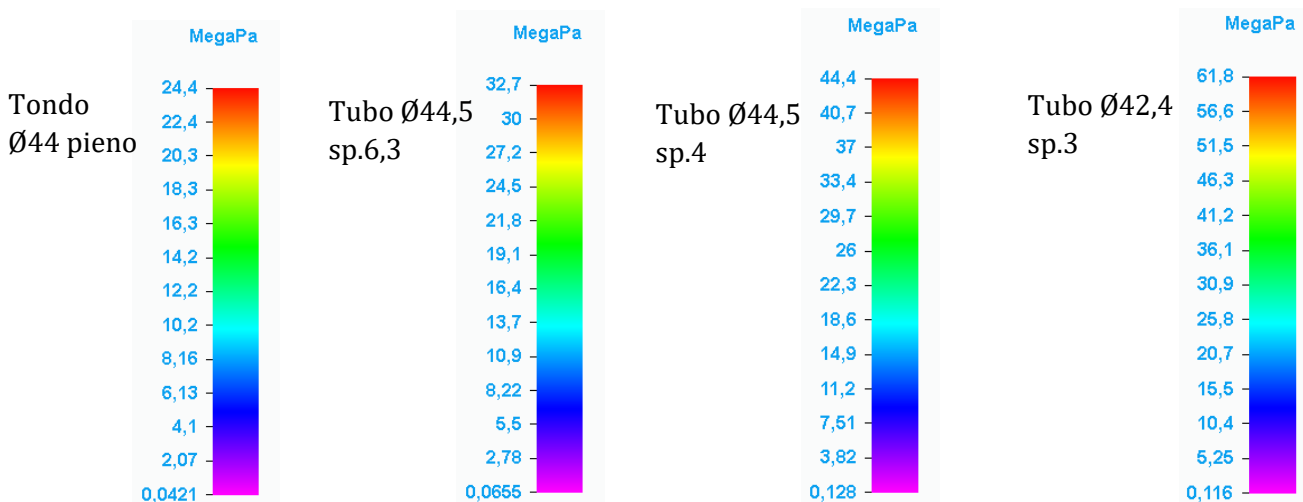


Figura 3.9 Valori di tensione max nelle diverse configurazioni

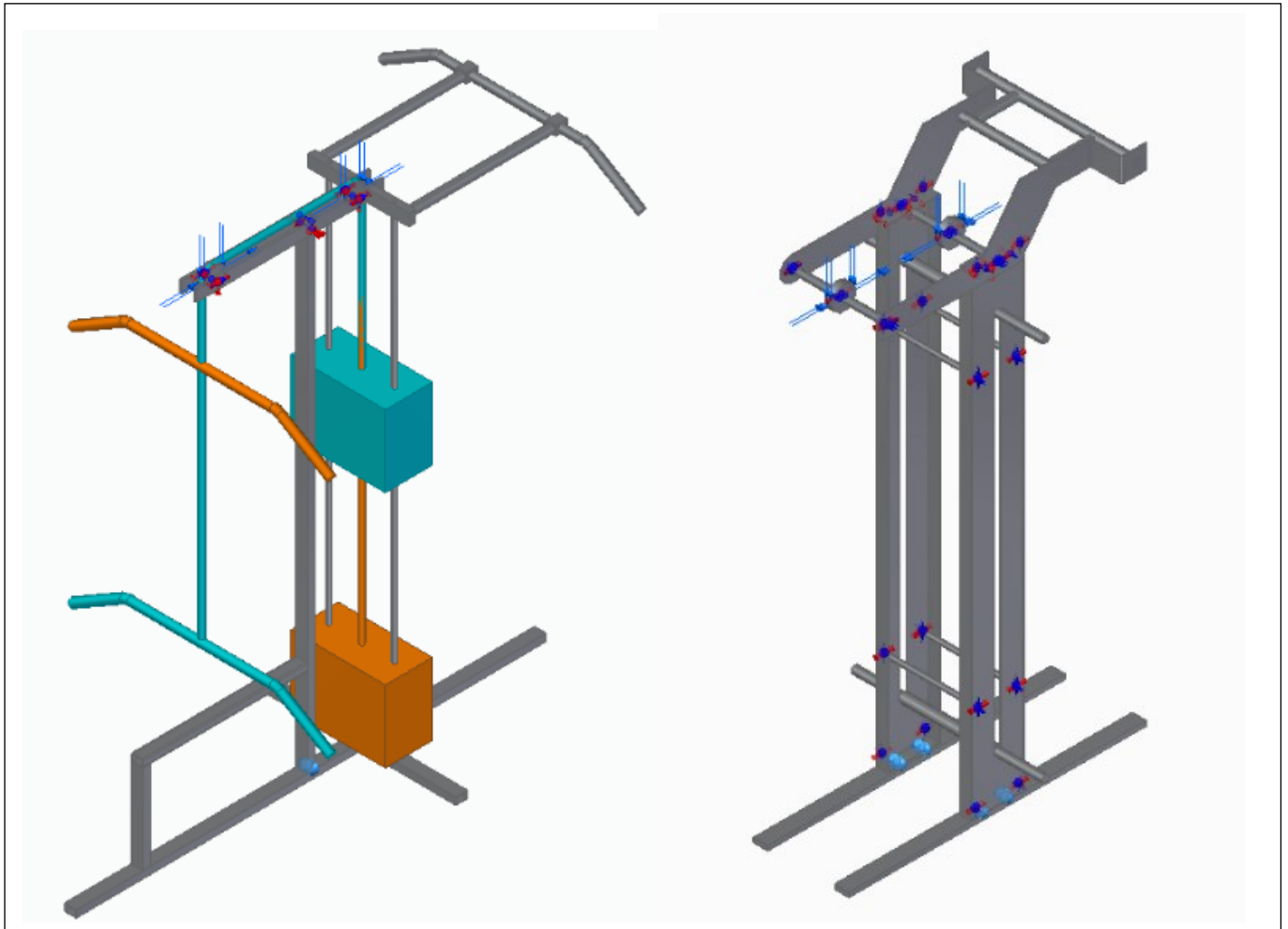
I risultati mostrano da spessore 4 mm in su rientriamo nei valori limite imposti a progetto quindi utilizzerò quella sezione per l'industrializzazione e successivamente farò delle verifiche per confermare la sicurezza.

## CAPITOLO 4: ANALISI COSTRUTTIVE

### 4.1 TUBOLARI E LAMIERE

A questo punto bisognava valutare se utilizzare una struttura in tubolari o in lamiera in quanto è evidente che il carico si sviluppa principalmente in due dimensioni dunque utilizzare una lamiera poteva essere efficace a livello di tensioni ma poteva creare difficoltà nella realizzazione e soprattutto problemi di instabilità e oscillazioni. L'inserimento dell'estensione posteriore ha inoltre complicato la progettazione della parte superiore; infatti, la larghezza necessaria della parte posteriore non era compatibile con l'ottimizzazione del dimensionamento dei perni in quanto l'allargamento creava una tensione troppo grande sui perni stessi, al contrario invece usando un tubolare si riusciva ad avere una lunghezza dei perni molto contenuta, dunque la struttura in lamiera è risultata non compatibile con le necessità del progetto. Quindi ho optato per tornare ad una struttura in tubolari con l'utilizzo di lamiera per la

parte superiore e ho utilizzato dei piatti montati sulla struttura principale per il collegamento delle guide e della parte posteriore. In questa configurazione risultavano troppo grandi le tensioni sulla trave verticale, in quanto è stato utilizzato un singolo tubolare per ottimizzare la lunghezza dei perni.



*Figura 4.1 Confronto struttura in tubolari vs. lamiere piegate*

## 4.2 PACCO PESI CON GUIDE

### 4.2.1 SCELTA DESIGN

Nelle strutture precedenti vediamo già l'introduzione di un elemento molto importante cioè la guida verticale per il pacco pesi. Infatti, sebbene a progetto il carico è collegato con una fune perfettamente verticale e dunque non esisterebbero carichi trasversali che farebbero oscillare il carico, per questioni di sicurezza è bene non lasciare il carico libero ma è meglio inserire delle guide per garantire il corretto funzionamento della macchina. Per il dimensionamento ho ipotizzato un carico di 20kg dovuto alla possibilità di urti accidentali con persone o oggetti nell'ambiente di lavoro. Inoltre ai fini della progettazione delle guide è bene definire la geometria e il funzionamento del pacco pesi, in questo caso abbiamo due opzioni: la prima consiste nell'utilizzare un pacco pesi già integrato nella macchina cioè andare a realizzare una serie di blocchi con

un peso ben definito posti uno sopra l'altro e un meccanismo che permettesse di regolare il numero di blocchi da sfruttare, la seconda opzione consiste nell'utilizzo di una sorta di bilanciere con guide integrate e in questo caso i pesi saranno i classici dischi da palestra dunque non saranno parte della macchina ma piuttosto elementi esterni.

Dal punto di vista della funzionalità la prima opzione è sicuramente migliore infatti fornisce una macchina completa senza la necessità di dover aggiungere elementi esterni, ma è molto più costosa infatti basti pensare che bisognerebbe creare blocchi dal peso di 5kg per una buona discretizzazione del carico totale che ricordiamo essere di massimo 200kg e ne segue che avremmo bisogno di **40 blocchi** posti uno sopra l'altro per raggiungere il carico prefissato. Il vantaggio di questa soluzione è senza dubbio la praticità d'uso e il "ready-to-use" ovvero non c'è bisogno di alcun tipo di accessorio extra per poter sfruttare la macchina al suo pieno potenziale ma chiaramente è una soluzione particolarmente costosa sia a livello di produzione che di trasporto, la seconda soluzione al contrario sarebbe meno pratica e perderebbe la qualità di "ready-to-use" costringendo il cliente ad acquistare i dischi necessari separatamente a vantaggio però di una riduzione del costo finale del prodotto. La scelta è ricaduta sulla seconda opzione ovvero quella del bilanciere perché in primo luogo andrebbe a ridurre il costo specialmente quello di trasporto che possiamo pensarli idealmente proporzionali al peso totale del prodotto, in secondo luogo per la tipologia di prodotto è indirizzata a clienti di livello medio/avanzato che stanno investendo in una "home-gym" e che quindi molto probabilmente avranno già dei dischi disponibili.

#### 4.2.2 DIMENSIONAMENTO

Per il dimensionamento consideriamo una trave orizzontale come segue:

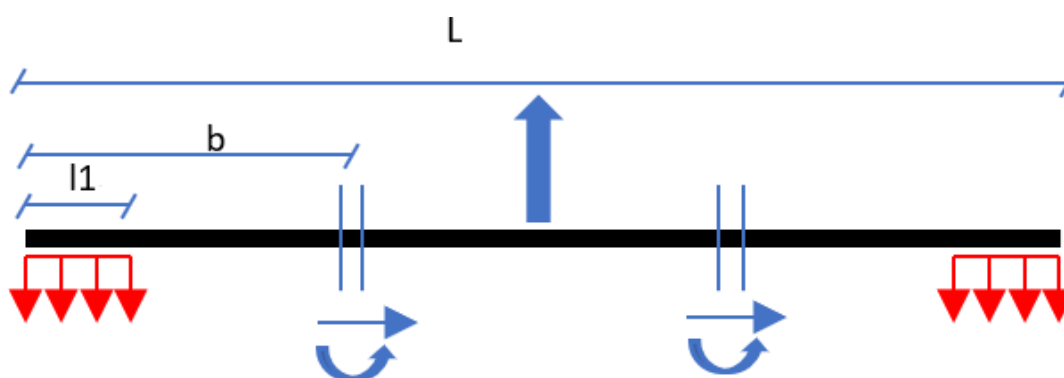


Figura 4.2 Schema di forza su bilanciere

Nel punto centrale verrà agganciata la fune e sarà quindi il punto dove tutto il carico verticale si trasferisce mentre nei punti B e C saranno posizionate le guide che lasciano libero il movimento verticale e bloccano la rotazione e la traslazione orizzontale ma sono vincoli sovrabbondanti infatti non ci sono carichi in quella direzione, invece per quanto riguarda i due momenti applicati sono comunque vincoli sovrabbondanti ma in questo caso servono a

compensare eventuali flessioni del bilanciere che comprometterebbero un utilizzo agevole quindi consideriamo il caso in cui le guide non sono presenti per valutare lo stato di sicurezza del bilanciere.



Figura 4.3 Diagrammi di momento flettente su bilanciere

Consideriamo un carico distribuito sugli estremi del bilanciere dato dalla presenza dei dischi; dunque, risulterà che il taglio è crescente nei tratti estremi dove il carico è applicato e poi costante sul resto della trave. Il momento flettente sarà parabolico sui tratti esterni e poi linearmente crescente fino al punto medio dove ci avremo il punto di maggior stress.

Il momento flettente nel punto medio sarà quindi:  $M_{max} = ps_1^2 + \frac{P}{2} \cdot s_2$  con  $0 \leq s_1 \leq l_1$  e  $0 \leq s_2 \leq l_2$  il valore massimo si ha perciò con  $s_1 = l_1$  e  $s_2 = l_2 = \frac{L}{2} - l_1$  quindi  $M_{max} = pl_1^2 + \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - l_1\right) = \frac{p}{2}l_1(l_1 - 1) + \frac{PL}{4}$  con valori ipotizzati di  $L=1000\text{mm}$  e  $l_1 = 200\text{mm}$  (dimensione che consentirebbe di inserire 5 dischi da 20kg dallo spessore di 40mm per parte) e sapendo che  $P/2 = pl_1$  abbiamo che  $M_{max} = 1000 \text{ Nm}$ .

Consideriamo inoltre che gli estremi del bilanciere saranno del diametro di 28mm (diametro standardizzato) e ne risulterà una tensione massima di  $\sigma = \frac{200000[\text{Nmm}]}{2155,13} = 92\text{Mpa}$

invece nel punto centrale con un diametro di 50mm:  $\sigma = \frac{500000[\text{Nmm}]}{12271,84} = 40,5\text{Mpa}$

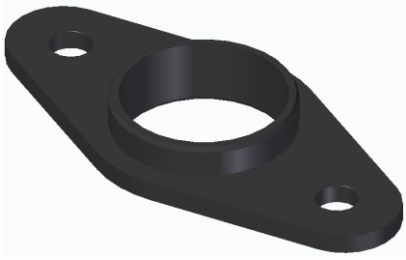
Per quanto riguarda la guida considero un urto di 20kg applicato nel punto più sfavorevole (cioè al centro della trave) e valuto il diametro minimo richiesto per una lunghezza di 1000mm. Come nei casi precedenti posso schematizzare il sistema come trave appoggiata con un carico concentrato nel punto medio e ne segue che:  $M_{max} = \frac{FL}{2} = \frac{200 \cdot 1000}{2} = 10^5 \text{ Nmm}$  ne segue che per una tensione max di 47Mpa dovremo avere

$$\text{che } D = \sqrt[3]{\frac{32M_{max}}{\pi\sigma}} = 27,9 \text{ mm}$$

Dunque, utilizzando **due** guide dal diametro di 25mm di ottiene un coefficiente di sicurezza sufficiente per sopportare urti fino 35kg.

Ho scelto di utilizzare guide a scorrimento su albero tondo perché utilizzare guide lineari a ricircolo di sfere o guide a scorrimento su profilato risultava estremamente costoso e non necessario per l'applicazione, infatti, come detto precedentemente non ci sono carichi trasversali che possono compromettere il regolare funzionamento della

macchina e un elevato livello di precisione non è necessario. Ho scelto di utilizzare le guide a scorrimento IGUS poiché consentono di acquistare la boccia flangiata e l'albero tondo in acciaio dallo stesso fornitore. La boccia flangiata sarà poi montata all'interno del bilanciere.



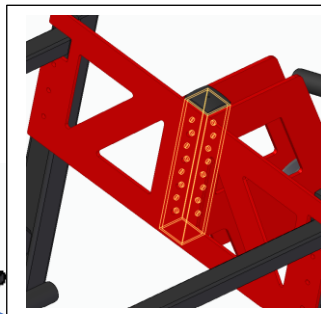
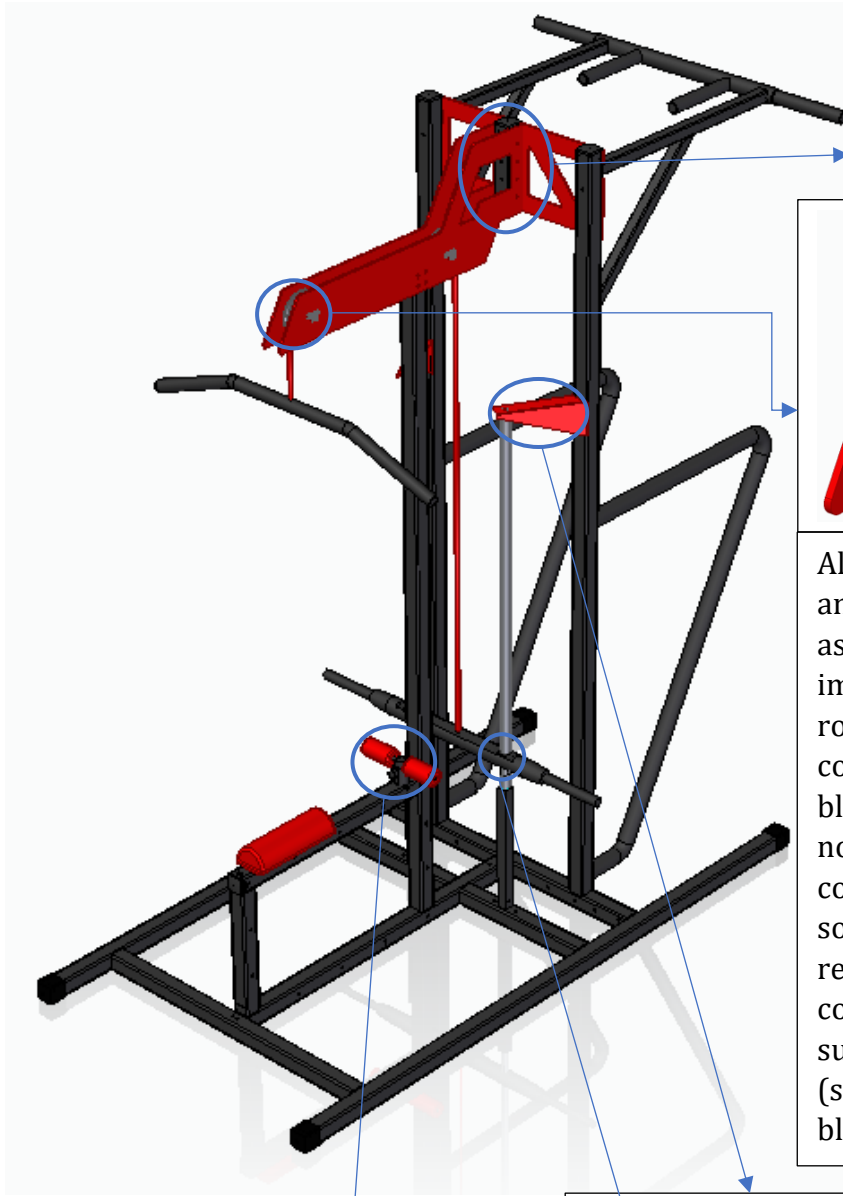
*Figura 4.4 Boccia flangiata IGUS*

Il materiale di questa boccia è tecnopolimero chiamato IGLIDUR-J brevettato da IGUS per ridurre al minimo gli attriti. Ne esistono di diverse forme ma per evitare lavorazioni inutili e costose (come le sedi per anelli seeger) ho scelto un modello che avesse una flangia di accoppiamento in modo da realizzare l'accoppiamento con due fori filettati in modo da ridurre i costi il più possibile.

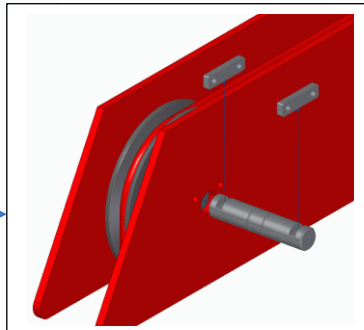
## **CAPITOLO 5: INGEGNERIZZAZIONE**

A questo punto dovevo studiare gli accoppiamenti e gli assemblaggi dei componenti in modo da ridurre i costi e garantire il corretto funzionamento basandomi sulle informazioni dello studio e successivamente verificare il prodotto finito.

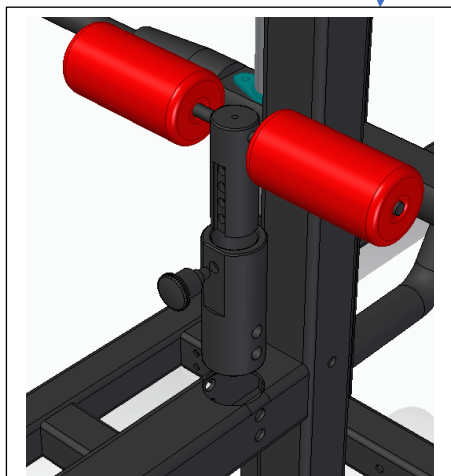
## 5.1 ELEMENTI FUNZIONALI



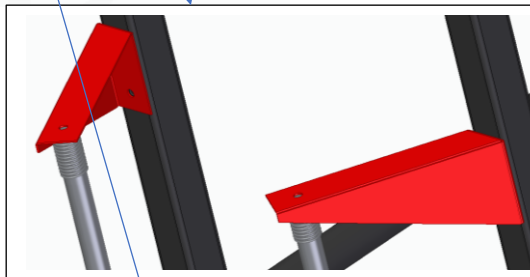
L'accoppiamento tra le lamiere superiori e il telaio è stato realizzato utilizzando un tubolare che facesse da collegamento mediante fori disallineati per il passaggio di viti passanti da parte a parte.



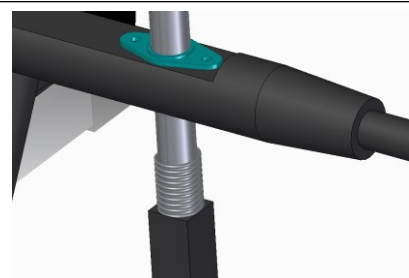
Al perno sono stati aggiunti due scavi per gli anelli seeger con lo scopo di bloccare assialmente la ruota e inoltre ho implementato un sistema di bloccaggio rotazionale del perno e la soluzione più conveniente è stata quella di aggiungere un blocchetto di piccole dimensioni perché nonostante questo comporti l'utilizzo di un componente aggiuntivo rispetto ad altre soluzioni (esempio: presa di chiave rettangolare o esagonale sul perno e sul corrispondente foro nella lamiera) era sufficiente una sola lavorazione sul perno (scavo fatto di fresa) per ottenere sia un bloccaggio assiale che rotazionale.



È stato aggiunto un blocco per le gambe con cuscini, serve a facilitare l'esecuzione degli esercizi ed è stato realizzato con un sistema di regolazione a 4 posizioni usando un perno a molla e un cilindro che scorre all'interno della parte fissata con il telaio con due fori.



Il fissaggio dei tondi per la guida è stato fatto inserendo delle staffe sulla parte superiore collegati poi con delle viti

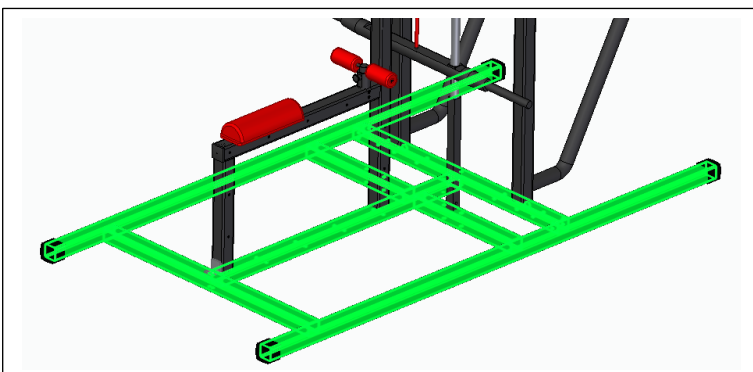


Nella parte inferiore è stato usato un quadro come distanziale con un foro filettato nel quale verrà accoppiata il tondo con estremità filettata. Sono inoltre state aggiunte delle molle sia nella parte superiore che inferiore per attutire i fine-corsa del pacco pesi.



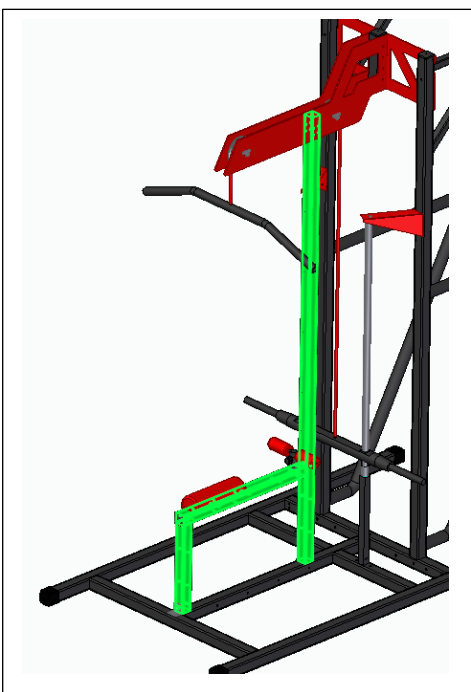
## 5.2 ASSEMBLAGGI

Poiché il macchinario è stato pensato anche per essere utilizzato in ambienti domestici non era possibile realizzare l'intero telaio come unico saldato dunque è stato suddiviso in più sotto-saldati in modo da poter essere trasportati in scatole di dimensioni compatte e potesse poi essere assemblato già all'interno dell'ambiente di lavoro.



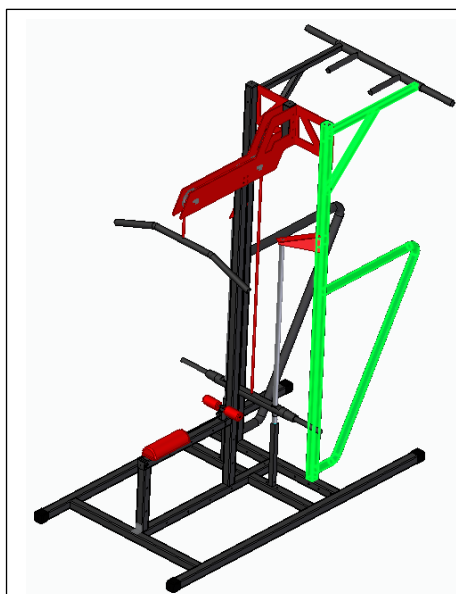
Saldato 1:

la base è stata concepita come unico saldato ed è stata inoltre allargata e appesantita per migliorare stabilità e impedirne il ribaltamento



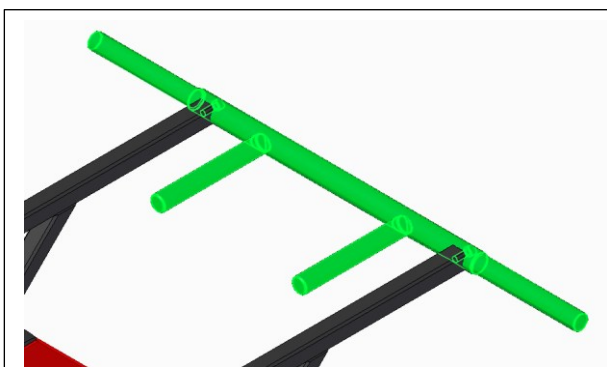
Saldato 2:

alla trave verticale principale sono saldati altri due tubolari sul quale poi sarà montata una lamiera sagomata per la seduta dell'utilizzatore. Il tutto poi si monterà direttamente sulla base con degli angolari



Saldato 3:

per il supporto per le trazioni si parte da un quadro diviso in due pezzi mentre la parallela è realizzata piegando un tubo delle dimensioni stabilite in precedenza. I componenti sono poi saldati sul tubolare verticale di sostegno



Saldato 4:

la sbarra di trazioni viene realizzata partendo da un tondo dal diametro di 40mm che viene tornito sulle estremità alla misura standardizzata di 33mm e lavorato per consentire la saldatura di due tondi per avere maggiori possibilità di presa e l'accoppiamento con i quadri di sostegno tramite foratura.

## CAPITOLO 6: VERIFICA AL FEM

A questo punto non rimane che verificare il nuovo design tramite simulatore FEM:

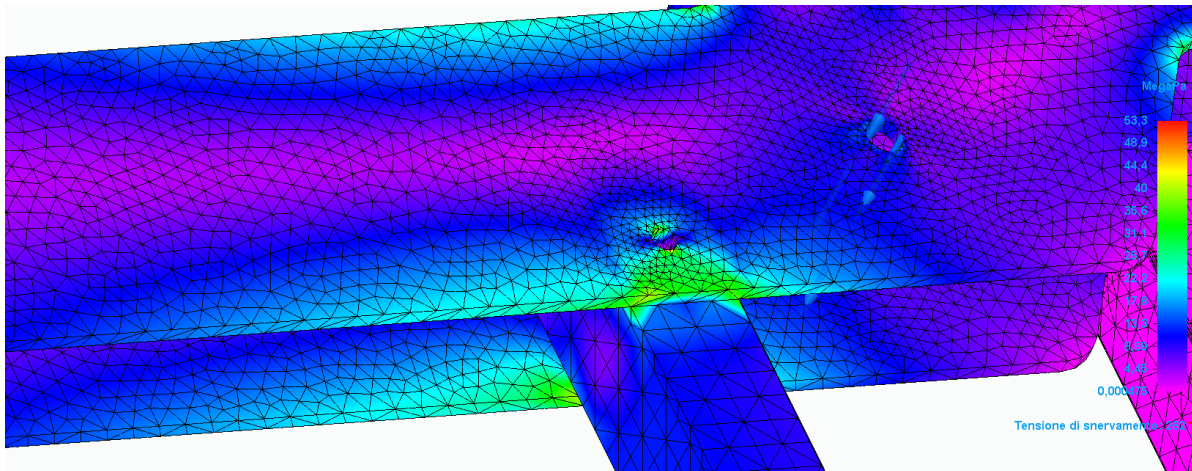


Figura 6.1 Analisi FEM parte superiore

Il primo punto da analizzare è quello delle lamiere superiori, nel nuovo design è stata aumentata l'altezza a 140 mm per uno spessore di 6 mm, questo ha migliorato ulteriormente la risposta tensionale infatti si raggiunge una tensione massima di 35Mpa nell'interfaccia di collegamento con il tubolare.

Allo stesso modo la trave portante è stata rinforzata con l'aggiunta di due tubolari e dunque si ha una tensione massima di circa 20Mpa

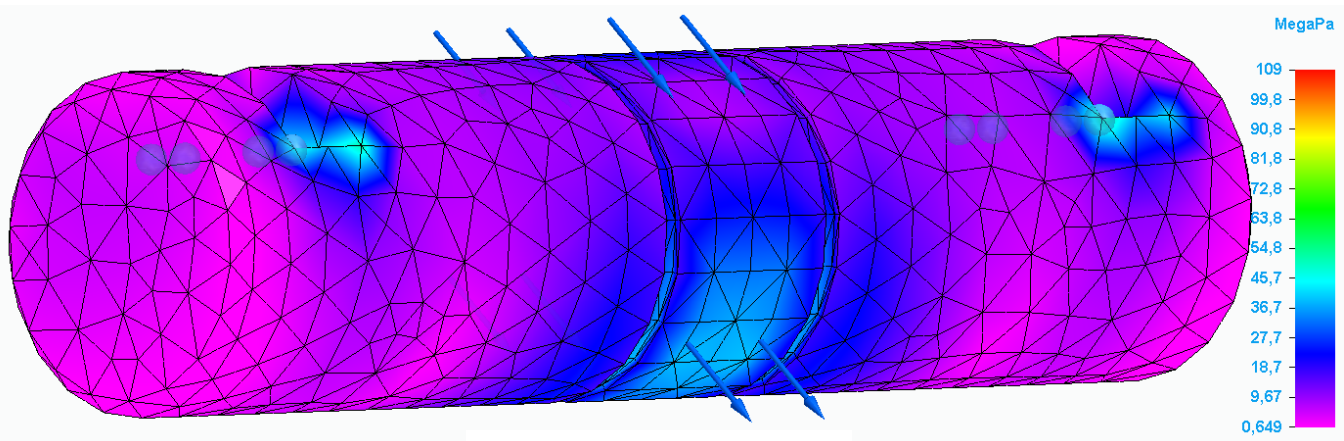
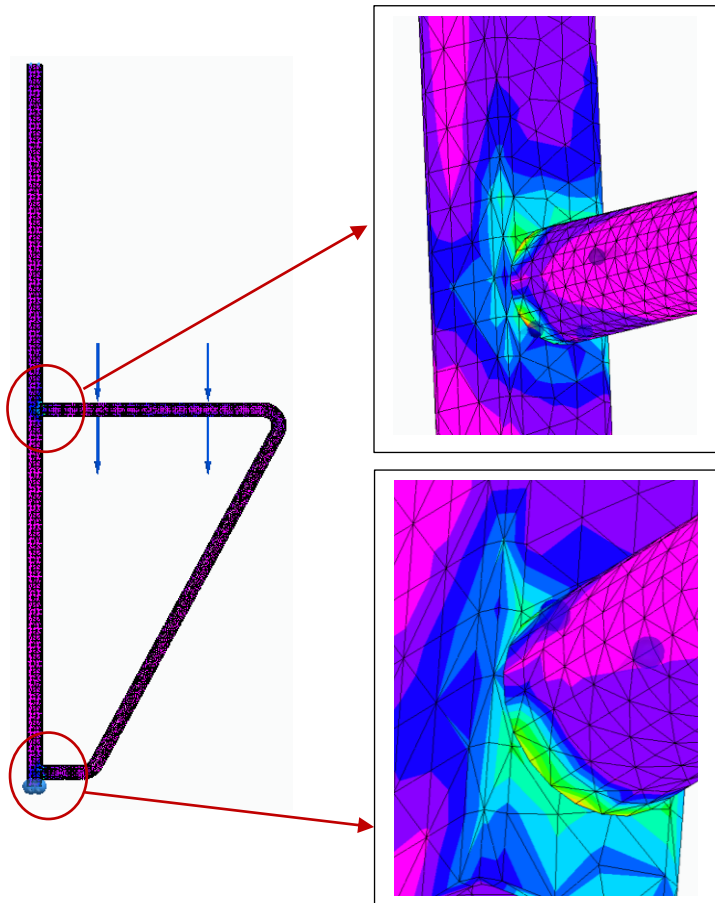
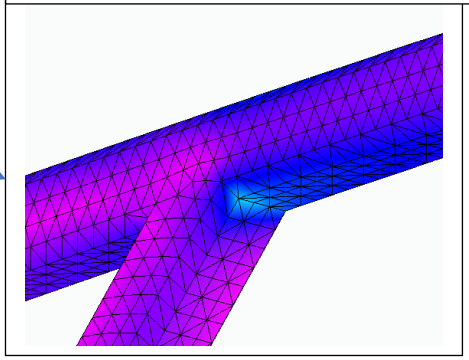
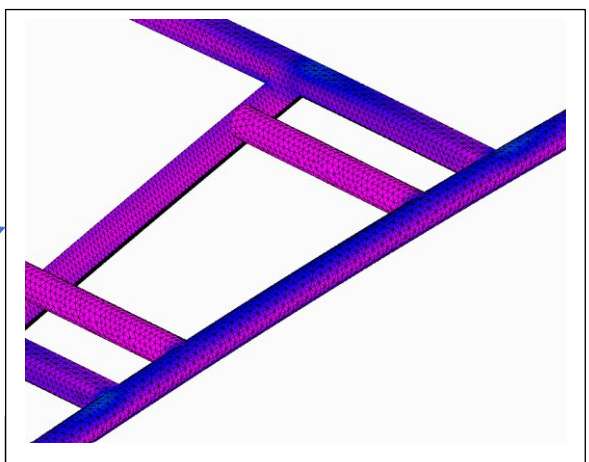
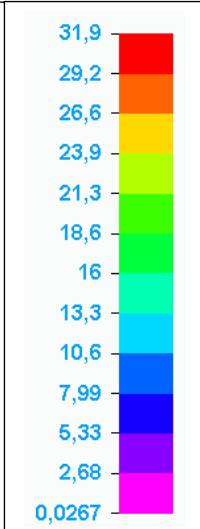


Figura 6.1 Analisi FEM perno

Per quanto riguarda il perno il dimensionamento è stato efficace e gli scavi hanno creato delle zone più stressate ma rientriamo nei valori consentiti con una tensione massima di 46 Mpa.



La nuova forma della parallela mi ha permesso di collegarla direttamente al telaio e inoltre il carico si distribuisce su entrambi i punti di collegamento in modo uniforme con valori molto bassi



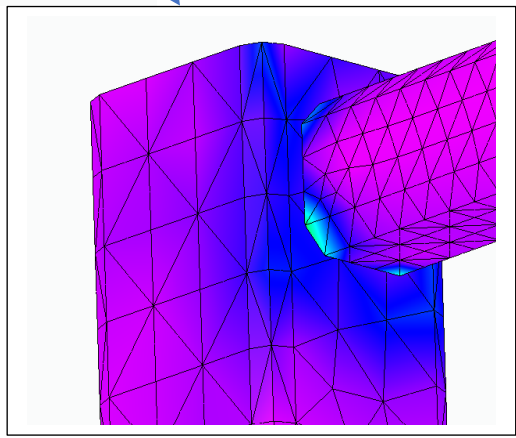
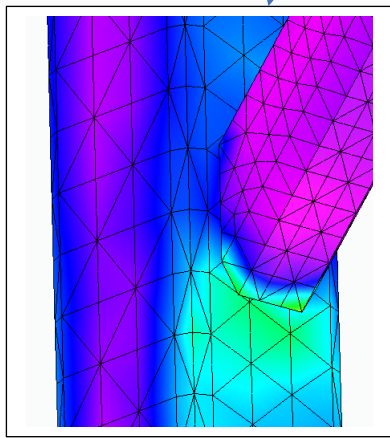
Nodo = (-292,1,04e+03,2,31e+03) mm  
 Valore = 32,3 MegaPa  
 Deformazione = (-0,0998,24,3,-8,83) mm

Nodo = (-20,4,1,29e+03,2,31e+03) mm  
 Valore = 28 MegaPa  
 Deformazione = (0,0105,24,4,-13,6) mm

Nodo = (295,1,03e+03,2,28e+03) mm  
 Valore = 48,4 MegaPa  
 Deformazione = (0,0825,23,8,-8,68) mm

Nodo = (298,585,2,28e+03) mm  
 Valore = 62,4 MegaPa  
 Deformazione = (0,241,23,8,-0,487) mm

Nodo = (292,585,1,83e+03) mm  
 Valore = 67,6 MegaPa  
 Deformazione = (0,0234,15,6,-0,444) mm



Solo nei punti di collegamento di generano tensioni non trascurabili che superano leggermente i valori imposti a progetto. Questa simulazione però non tiene conto del cordone di saldatura che si avrà nel prodotto finito proprio nelle zone di maggior stress infatti si vede che i punti di massima tensione sono estremamente localizzati dunque rappresentano punti di discontinuità presenti nel modello 3D che nel prodotto reale sarebbero resi continui da una saldatura, nelle zone limitrofe infatti i valori di tensione diminuiscono rapidamente rientrando nei limiti di progetto e la struttura è correttamente dimensionata in ogni sua parte.

## **CAPITOLO 7: CONCLUSIONI**

Ritengo che il percorso seguito per il conseguimento di questa tesi di laurea sia stato incredibilmente formativo poiché ho potuto utilizzare gli strumenti teorici fornitomi durante il corso di studi, in particolar modo ho potuto apprezzare le conoscenze studiate durante alcuni corsi quali: meccanica applicata alle macchine, scienza delle costruzioni, meccanica razionale, costruzione di macchine che hanno costituito le basi per la progettazione per affrontare questo progetto. C'è stato anche lo studio dei processi produttivi del prodotto le cui basi teoriche affrontate in tecnologie meccaniche sono state fondamentali per capire quale fosse il design più efficace e meno costoso da realizzare. In secondo luogo, ritengo anche incredibilmente importante per la mia formazione l'utilizzo dei software che vengono comunemente utilizzati nel settore ingegneristico ovvero i software di modellazione 3D e di simulazione agli elementi finiti (FEM) che hanno contribuito in modo consistente all'ottenimento dei risultati in determinate situazioni.

È stato inoltre il primo progetto che ho seguito dall'inizio alla fine ed è stato molto importante per me per capire quali sono le fasi e i processi che vanno seguiti per la realizzazione di un prodotto partendo dall'idea e da uno studio preliminare, passando per la progettazione e il design fino ad arrivare allo studio dei processi produttivi in modo da ottimizzare l'ingegnerizzazione.

Ho potuto interfacciarmi con persone altamente qualificate che mi hanno seguito durante tutte le fasi del progetto, in particolare voglio ringraziare il team di UPM Adriatico che mi ha ospitato nella sua sede e mi ha fornito gli strumenti necessari e mi hanno guidato durante il progetto. Mi sento di ringraziare anche il prof. Matteo Palpacelli che mi ha seguito durante la revisione del materiale e della stesura della tesi.

In fine ritengo che il prodotto ottenuto potrebbe avere una rilevanza nel mercato in quanto confrontandomi con personal trainer e affiliati del mondo fitness ho riscontrato notevole interesse nell'idea di base del prodotto, purtroppo non è stato possibile realizzare fisicamente un prototipo e testarlo.

## BIBLIOGRAFIA

- [Dem16] L. Demeio. "Elementi di Meccanica Classica per l'Ingegneria", 2016
- [SBN13] Joseph E. Shingley, Richard G. Budynas, J. Keith Nisbet. "Progetto e costruzione di macchine", 2013
- [MNV01] P. Mazzoldi, M. Nigro, C. Voci. "Fisica - Volume 1", 2001
- [GIM08] F. Gabrielli, R. Ippolito, F. Micari. "Analisi e tecnologia delle lavorazioni meccaniche", 2008
- [CFP17] M. Callegari, P. Fanghella, F. Pellicano. " Meccanica Applicata alle Macchine ", 2017
- [CFP17] G. Frosali, E. Minguzzi. "Meccanica Razionale per l'Ingegneria", 2015
- [Fab18] F. Fabbrocino. "Elementi di scienza delle costruzioni. Cinematica e statica dei sistemi di corpi rigidi", 2018
- [Fab18] F. Fabbrocino. "Elementi di scienza delle costruzioni. La meccanica delle travi inflesse", 2018
- [CaV19] P. Casini, M. Vasta. "Scienza delle costruzioni", 2019
- [Cio20] Emiliano Cioffarelli. "Progettazione di macchine con Solid Edge", 2020
- [DrC11] Eugenio Dragoni, Davide Castagnetti. "Appunti di progettazione meccanica assistita", 2011
- [BaF19] Luigi Baldassini, Lorenzo Fiorineschi. "Vademecum per disegnatori e tecnici", 2019