

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale  
Corso di Laurea in Ingegneria meccanica

***Relazione per la prova finale***  
**«RIPROGETTAZIONE DI UNA CENTRALE DI  
POMPAGGIO AL FINE DI INCREMENTARE LE  
PRESTAZIONI E RIDURRE I COSTI OPERATIVI»**

Tutor universitario: Prof. Alberto Benato

Laureando: *Nicolò Stevan*

Padova, 22/03/2024

- L'attività di tirocinio è stata svolta presso il Consorzio di Bonifica Veronese, nel periodo compreso tra novembre e dicembre per un totale di 250 ore.
- Durante tale esperienza è stato elaborato un progetto di riqualifica di una centrale di pompaggio realizzata tra gli anni '60 e '70 del secolo scorso che per questo presentava un'elevata inefficienza dovuta principalmente alle perdite presenti lungo l'impianto idrico, al basso rendimento delle pompe e al tipo di impianto in uso.
- L'impianto precedentemente era costituito da un sistema in parallelo di 5 pompe a doppio stadio, mentre il nuovo prevede l'impiego di 2 pompe identiche in serie.
- Dopo aver selezionato la pompa più adatta agli scopi previsti in base ai criteri che verranno descritti nelle slide successive, è stato svolto un primo dimensionamento ed una verifica di resistenza dei principali componenti che costituiscono le pompe selezionate.

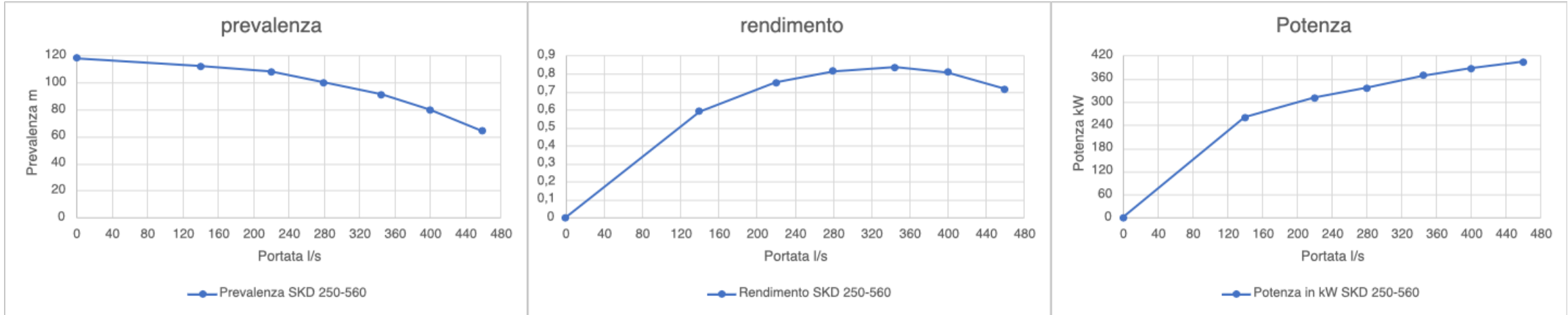
Tra i principali obiettivi stabiliti all'inizio del progetto troviamo:

- Impianto innovativo e tecnologicamente avanzato
- Risparmio economico visto il funzionamento prolungato nel tempo
- Maggiore efficienza e quindi riduzione delle perdite
- Manutenzione ordinaria meno frequente
- Possibilità di aumentare la superficie di controllo

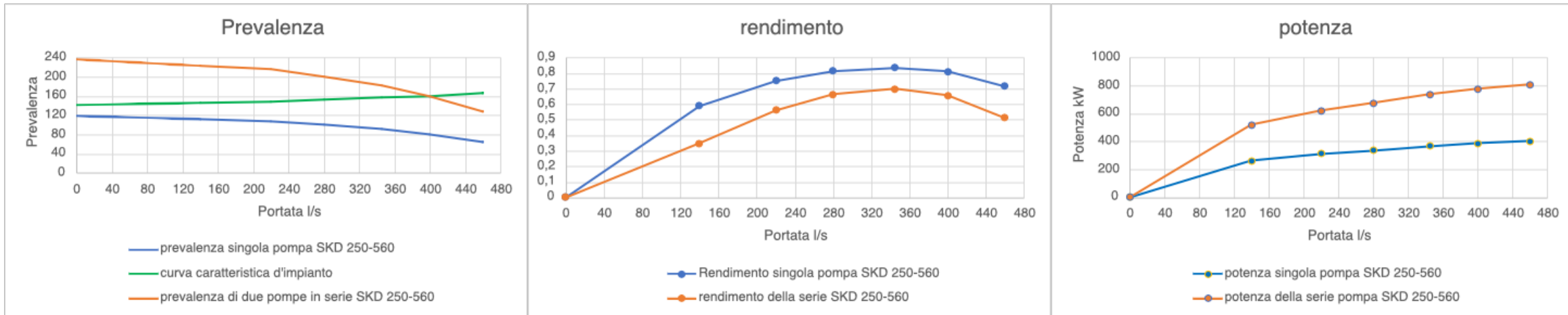
- Dati di progetto :
- Portata volumetrica richiesta =  $Q_v = 400 \text{ l/s} = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$  ;
- Prevalenza manometrica =  $h = 160 \text{ m}$  ;
- Regime di rotazione =  $n = 1490 \text{ giri/min}$  ;
- Velocità angolare =  $\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 156,03 \text{ rad/s}$  ;
- Numero tipico di macchina =  $w \cdot \frac{Q_v^{0,5}}{(g \cdot h)^{0,75}} = 0,39$  ;
- Noto il numero tipico di macchina, si deduce che per le richieste sopra elencate è necessario utilizzare pompe di tipo centrifugo con uno sviluppo radiale piuttosto marcato.

- Le richieste di progetto sono state inoltrate ad un'azienda italiana, che fabbrica e realizza pompe, denominata SAER.srl. Questa in funzione delle richieste fatte, ha mandato al Consorzio scegliendole dal catalogo commerciale, due pompe in grado di assolvere a tali scopi, dopodiché dal Consorzio sono state svolte delle analisi per stabilire quale tra le due pompe fosse la più adeguata. I criteri principali su cui si è basata la scelta sono :
  - Analisi e verifica delle specifiche tecniche;
  - Condizioni di funzionamento e flessibilità operativa;
  - Efficienza e costi;
  - Durata e semplicità d'impianto;
- Le pompe proposte sono :
  - SKD 250-560- $\phi$ 547 ;
  - SKD 200-630- $\phi$ 531 ;

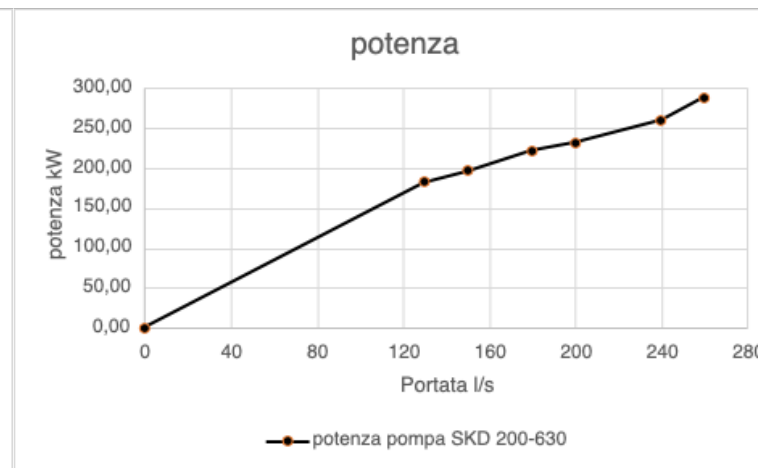
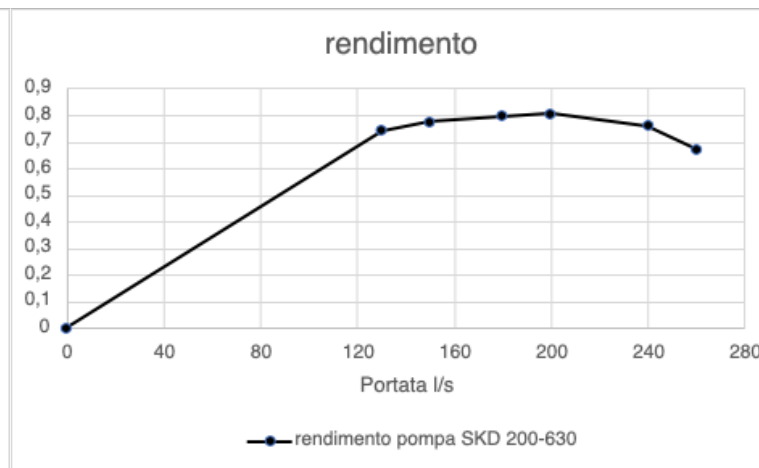
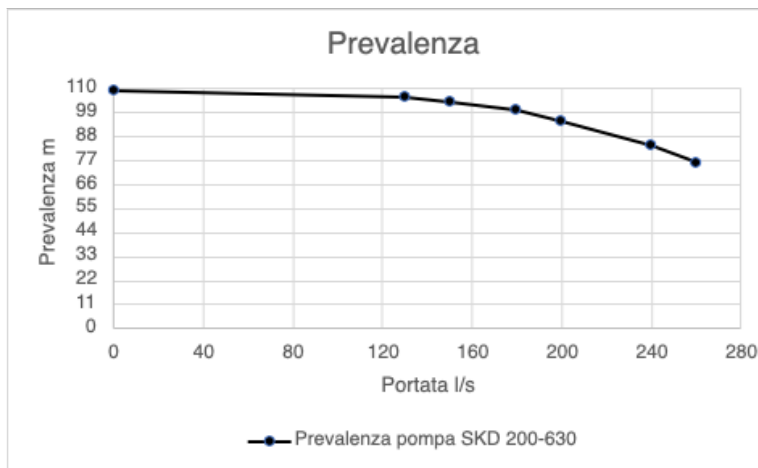
- SKD 250-560- $\phi$ 547 ;



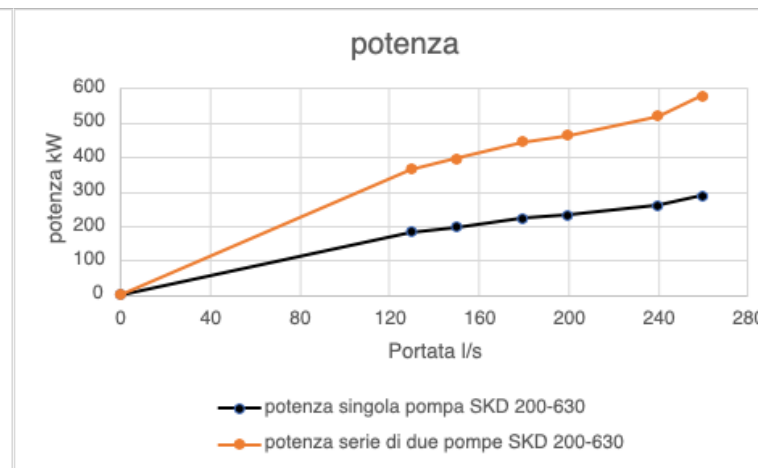
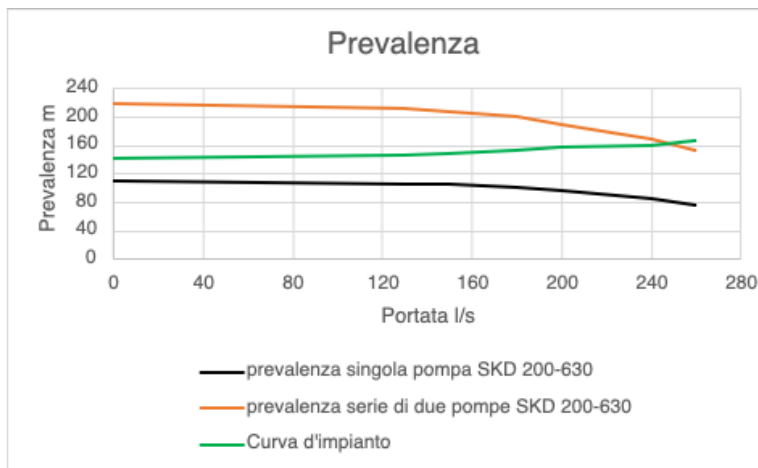
- Serie di due pompe identiche modello SKD 250-560- $\phi$ 547 ;



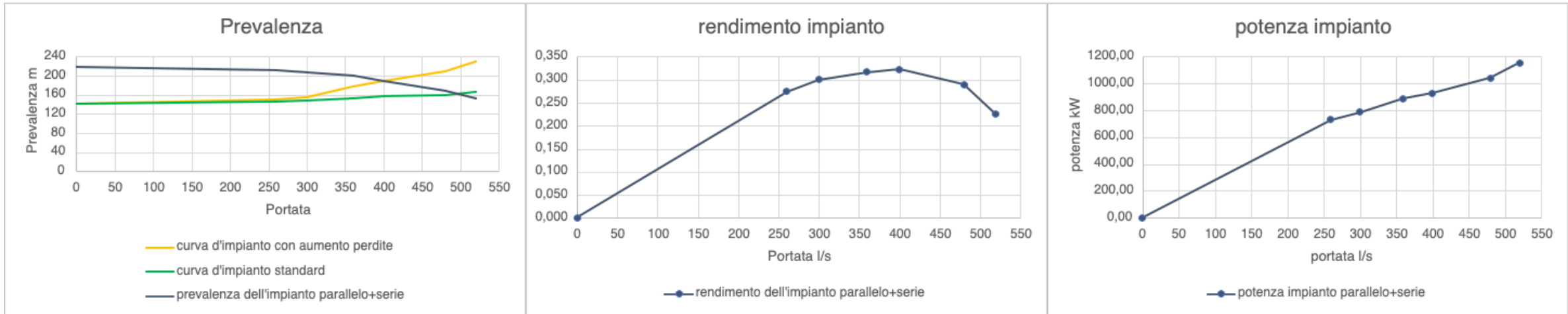
- SKD 200-630- $\phi$ 531 ;



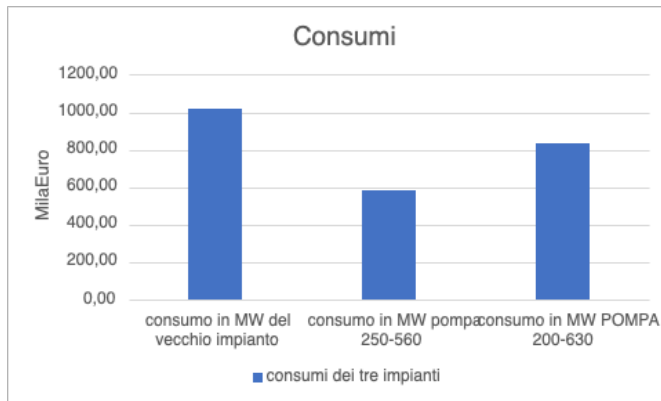
- Serie di due pompe identiche modello SKD 200-630- $\phi$ 531 ;



- Parallelo di due serie di due pompe identiche modello SKD 200-630- $\phi$ 531 ;



- In definitiva dai grafici si evince che la pompa più adatta alle esigenze richieste e che soddisfa maggiormente i requisiti individuati come obiettivo del progetto è quella identificata con il nominativo SKD 250-560- $\phi$ 547.





- I parametri di interesse per un primo dimensionamento sono:

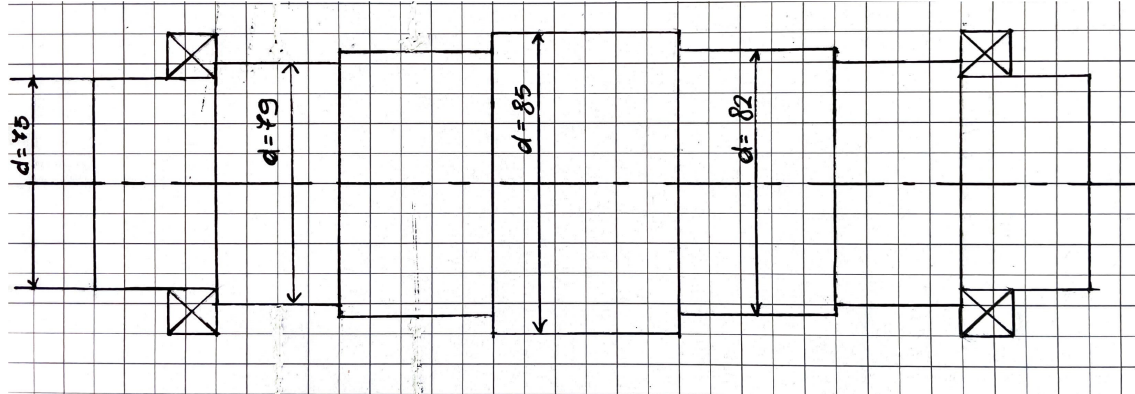
$$\bullet M_t = \frac{P_{\text{assorbita}}}{\omega} = \frac{387 \times 10^3}{156,03} = 2480 \text{ Nm} ;$$

$$\bullet \tau_{\text{amm}} = \frac{\sigma_{\text{rottura}}}{20} = \frac{800}{20} = 40 \text{ MPa} ;$$

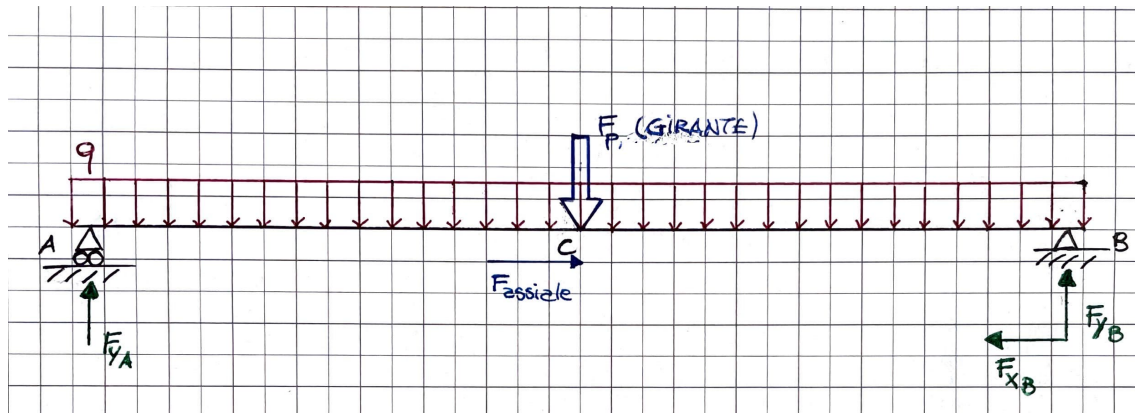
- Note tali grandezze è possibile determinare il diametro minimo che risulta :

$$\bullet d \geq 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\text{amm}}}} = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{2480 \times 10^3}{40}} \geq 68,1 \text{ mm} ;$$

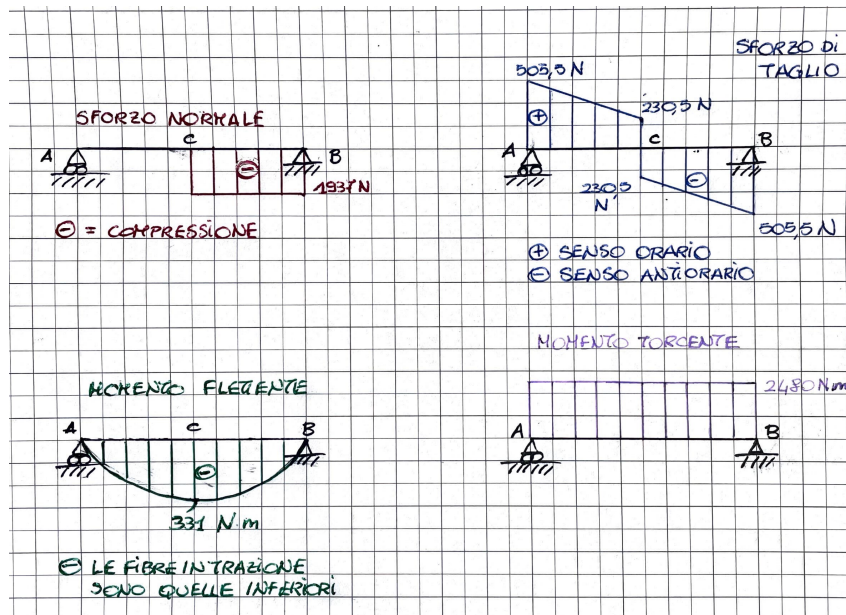
- Un primo abbozzo dell'albero può essere:



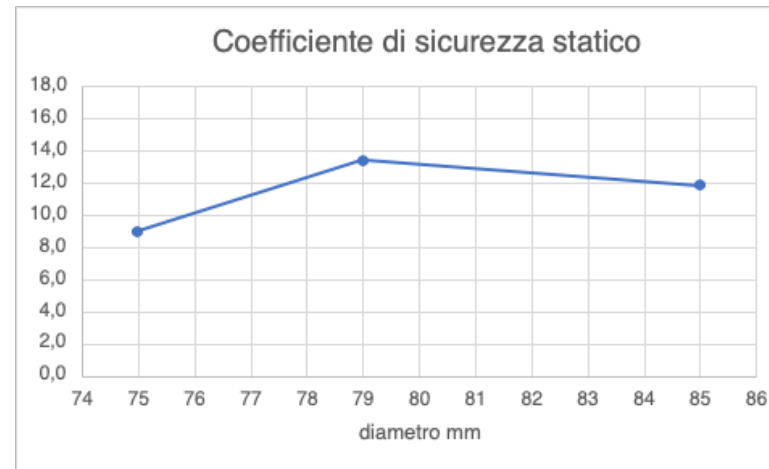
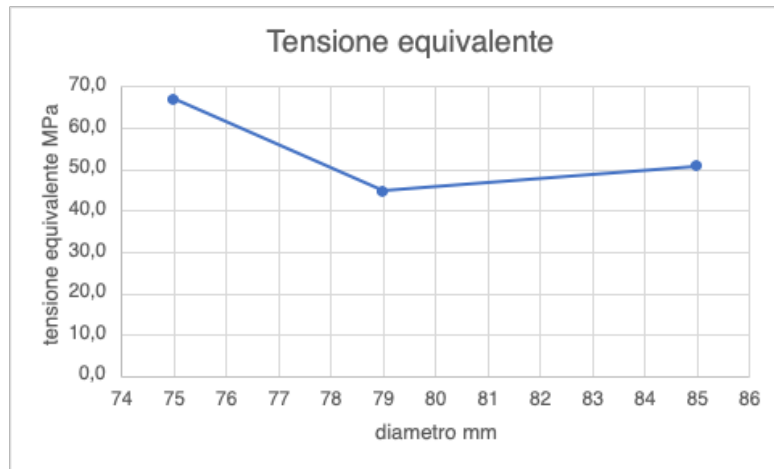
- Mentre i carichi a cui esso è assoggettato e le reazioni vincolari sono:



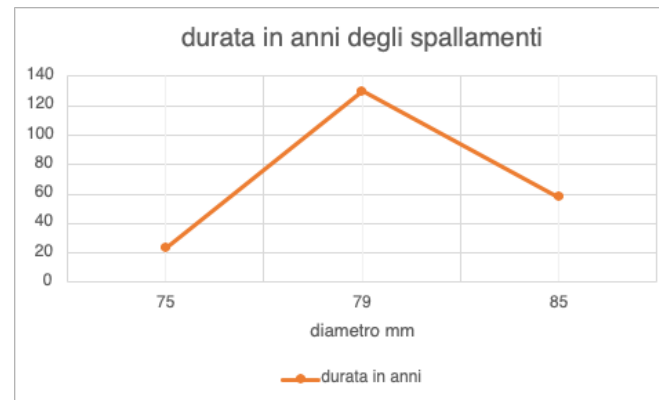
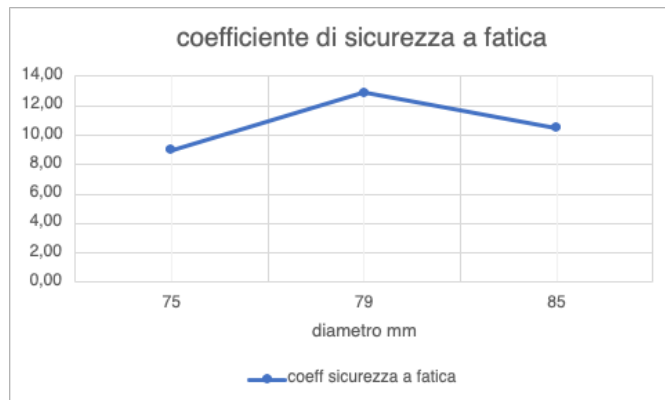
- Le reazioni vincolari si determinano imponendo le condizioni di equilibrio alla traslazione, verticale e orizzontale, e alla rotazione.
- Noti i carichi agenti sull'albero e le reazioni vincolari è possibile tracciare i diagrammi di sollecitazione del componente oggetto di studio, questi permettono di individuare in maniera semplice e immediata la sezione più sollecitata.



- Dai diagrammi di sollecitazione e dopo aver determinato: area delle sezioni, modulo di resistenza a flessione e modulo di resistenza a torsione, è possibile ricavare i valori delle tensioni agenti sull'albero e successivamente applicando il criterio di Von Mises si ottiene un parametro detto tensione equivalente  $\sigma_{eq}$ , che esprime la tensione totale agente in una determinata sezione.
- Il coefficiente di sicurezza, che per normativa deve essere maggiore di 2 nel caso di costruzioni in acciaio, si ottiene dal rapporto tra la tensione di snervamento e la tensione equivalente. Si nota che tutte le sezioni sono verificate.

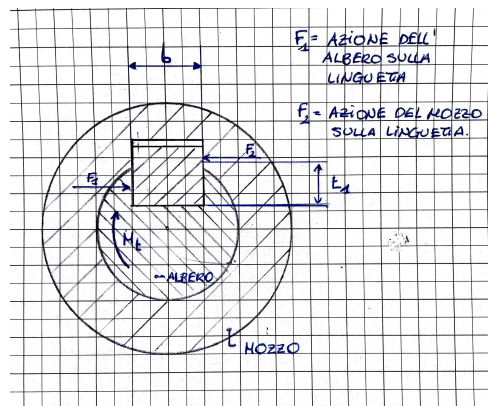


- Per studiare la resistenza a fatica invece è necessario prima di tutto determinare i principali fattori che influenzano la vita a fatica di un componente come: il materiale, presenza di intagli, le dimensioni ed infine la finitura superficiale. L'influenza di questi fattori viene riassunta attraverso un coefficiente ricavabile dai manuali.
- Noti tali parametri, prima si determina la tensione massima ammissibile affinché il componente abbia una vita "infinita", e successivamente si ottiene il valore della tensione equivalente e quindi del coefficiente di sicurezza a fatica.
- Per determinare la durata di un componente sollecitato a fatica, ci si riconduce agli studi effettuati da Wohler ed in particolare all'equazione della curva di Wohler.



- Dal catalogo dei cuscinetti SKF si è scelto di prendere 2 cuscinetti identici in modo tale da eseguire le stesse lavorazioni ad entrambe le estremità dell'albero, riducendone i costi di realizzazione. Questo è importante anche per il magazzino sia perché si riducono i costi di acquisto sia per una facilità di gestione dei componenti.
- Sono stati scelti cuscinetti di tipo 6215/C3, in grado di resistere a carichi maggiori rispetto a quelli agenti nella realtà. Questo si traduce in una maggiore durata, in quanto non essendo sollecitati al massimo, ne diminuisce l'usura. Tali cuscinetti inoltre sono altamente indicati quando anche ad elevate velocità di rotazione si vogliono mantenere bassi attriti, vibrazioni e rumorosità.
- La sigla C3 infine sta ad indicare che questi cuscinetti hanno un gioco radiale interno maggiorato, molto importante quando i regimi di rotazione sono elevati in quanto aumenta la temperatura, quindi i componenti meccanici si dilatano e si rischia di incorrere in fenomeni di grippaggio.

- Le linguette sono dei componenti meccanici largamente utilizzati quando è necessario trasmettere momento torcente tra due organi diversi. Tali oggetti vengono inseriti all'interno di cave opportunamente realizzate sull'albero e mozzo. Il moto viene trasmesso attraverso i fianchi della linguetta e sono sollecitate prevalentemente a sforzi di taglio.



- Le dimensioni dipendono essenzialmente dal diametro dell'albero su cui devono essere inserite e sono tabulate all'interno di specifici manuali. L'unico parametro, che deve essere opportunamente dimensionato, è la lunghezza che dipende dal momento che deve trasmettere e dal materiale con cui viene realizzata. Entrambe le linguette risultano verificate.