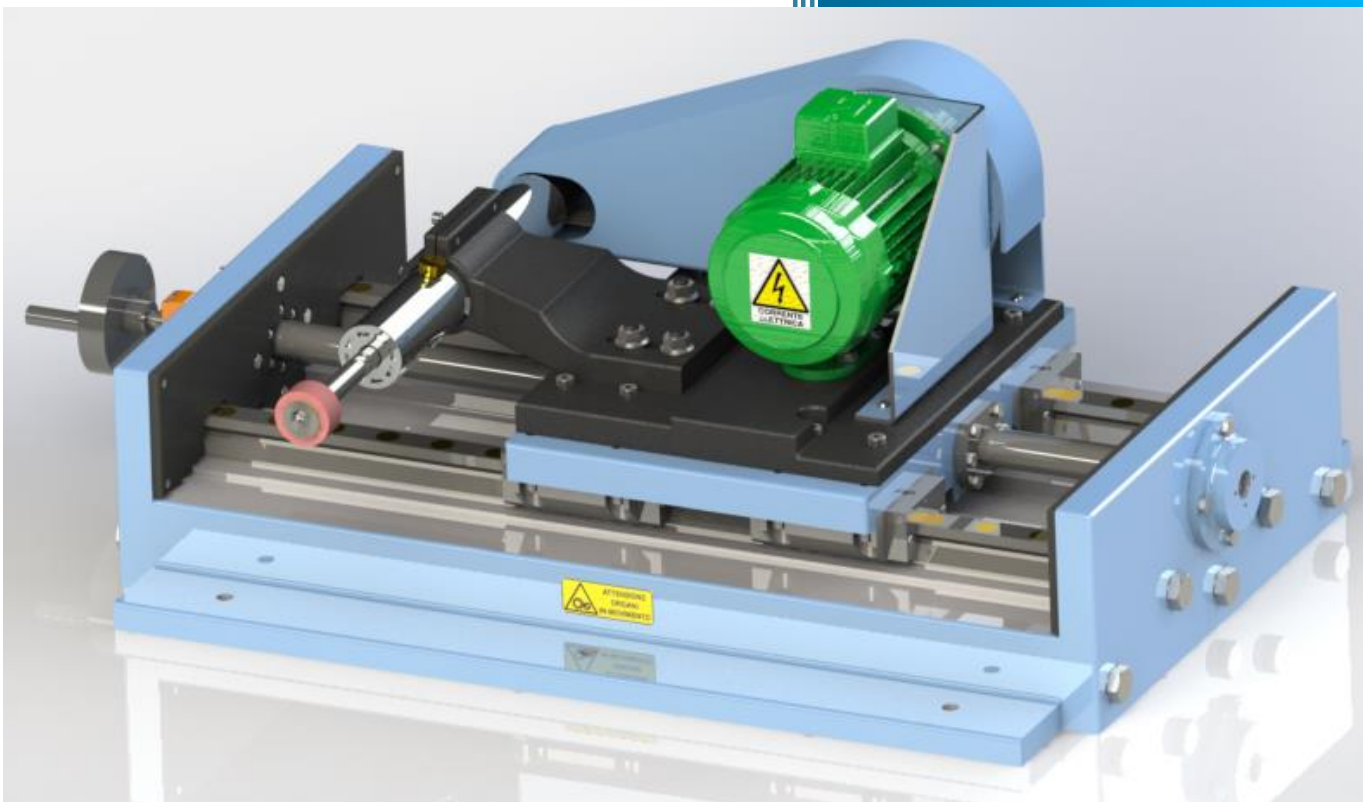




Grafica
computazionale
tecnica
a.a. 2014/2015

“Progettazione di una testa porta-mola orizzontale”



Committente: Prof. Nicola
Cappetti

A cura di: Felice Di Palma

Emilio Maffei

Sabatino Galluccio

Giovanni Masi

Sommario

Introduzione	2
Rettifica	3
La Mola	4
Moti	7
Abrasivi	11
Dimensionamento	16
Predimensionamento	16
Specifiche di progetto	18
Calcolo delle forze in gioco	19
Dimensionamento diametro minimo	21
Sede puleggia	25
Linguetta.....	26
Motore.....	29
Cinghia	30
Componenti della macchina	38
Albero	38
Cuscinetti.....	38
Lubrificante	40
Distanziale.....	41
Guarnizione.....	42
Ghiera e rosetta.....	45
Sistema di precarico	46
Molle.....	52
Carter	53
Mola.....	54
Basamento.....	54
Sistema di supporto.....	58
Braccio	59
Copertura cinghia	60
Organi di movimento slitta.....	61
Montaggio	67
Accessori.....	68
Bilancio finale spese	73

INTRODUZIONE

Il progetto ivi descritto è stato commissionato dal professor Nicola Cappetti, nell'ambito del corso di Grafica Computazionale Tecnica 2014/2015 di Ingegneria Meccanica dell'Università degli Studi di Salerno. Il compito assegnato prevede la progettazione e la modellazione in 3D di una **testa portamola orizzontale** per una macchina rettificatrice: in particolare la macchina viene realizzata per eseguire la rettifica interna di fori, e l'albero considerato è a sbalzo. Il programma di grafica 3D utilizzato per lo scopo è SolidWorks, il cui funzionamento è stato ampiamente descritto durante il corso.

Nella prima parte dell'elaborato vengono fornite delle informazioni generali sulla macchina rettificatrice (in particolare sulle varie lavorazioni eseguibili), e sulla mola, ovvero l'elemento che in pratica effettua la lavorazione (geometria e struttura della mola, materiali con cui è realizzata ecc...).

In seguito viene descritto il dimensionamento dell'albero portamola, considerando i carichi in gioco, nonché la velocità di rotazione del sistema albero-mola, fornita come dato di partenza. Segue inoltre il dimensionamento del motore (in funzione della potenza necessaria alla lavorazione), delle pulegge e della cinghia, con relativi coefficienti di sicurezza.

Nell'ultima parte vengono descritti nel dettaglio i singoli elementi della macchina, ognuno dei quali assolve ad una specifica funzione, scelti in base alle esigenze di progetto.



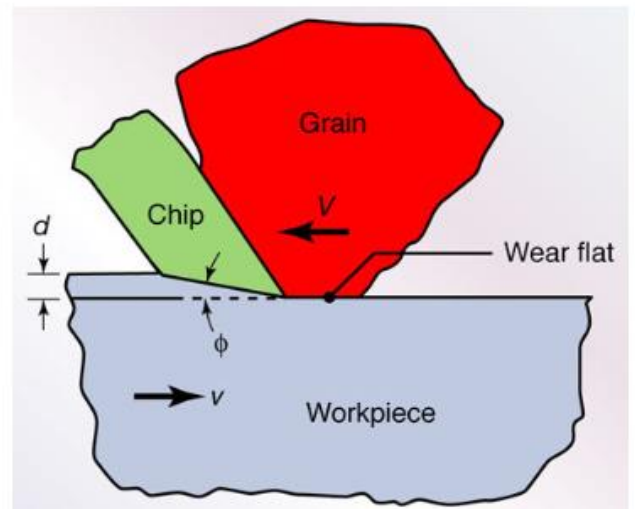
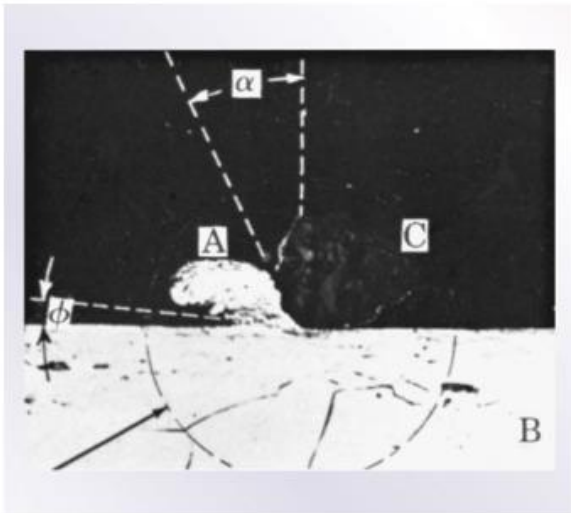
Albero – carter in sezione

Prima di procedere con il progetto ci proponiamo di presentare un quadro generale della lavorazione in esame.

Rettifica:

La lavorazione di rettifica consiste nell'eliminazione dei residui e del materiale in eccesso sotto forma di trucioli di piccolissime dimensioni, mediante mole a grana fina ed estremamente dura presente in una macchina detta rettificatrice. Lo scopo è ottenere, per un qualsiasi componente, superfici di elevata finitura e precisione dimensionale e di forma. L'operazione avviene su pezzi lavorati precedentemente, (ad esempio torniti o fresati), oppure che hanno subito trattamenti termici come la tempra.

L'asportazione del materiale avviene per l'azione di un elevato numero di grani abrasivi: un abrasivo è una sostanza naturale o artificiale caratterizzata da elevata durezza e bassissima fragilità come il quarzo e il diamante oppure l'alluminio e il vetro. I grani sinterizzati, cioè sottoposti al trattamento termico di sinterizzazione, sono distribuiti nella massa della mola e mantenuti nella forma desiderata grazie a un legante, il quale può essere più o meno resistente a seconda del materiale lavorato.

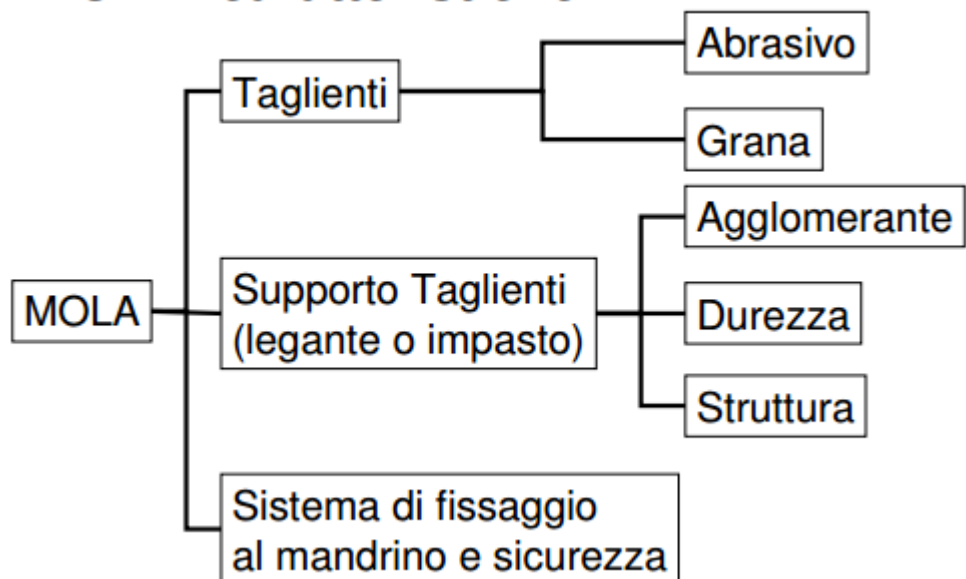


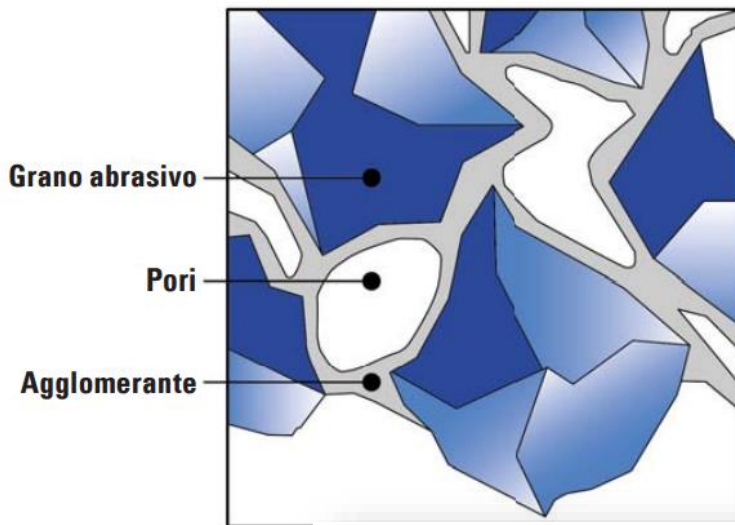
Formazione del truciolo durante la lavorazione di rettifica.

MOLA: caratteristiche

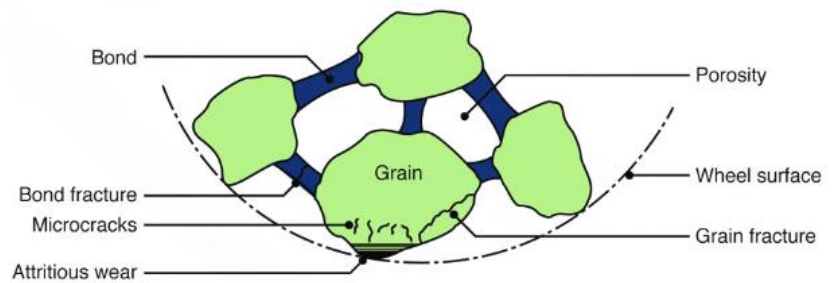
La Mola:

La mola, costituita da tanti grani abrasivi tenuti insieme da un materiale detto agglomerante (esso determina la durezza, la resistenza e la capacità di taglio





Altre caratteristiche



- disposizione casuale dei grani attivi
- utensile elementare indefinito
- sezione del truciolo piccola e variabile
- γ fortemente negativo
- elevato riscaldamento / strisciamento
- elevato K_s
- generazione di elevate quantità di calore

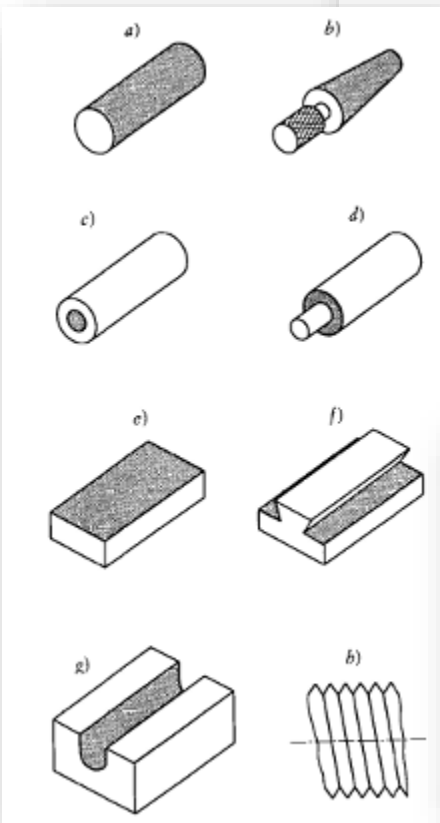
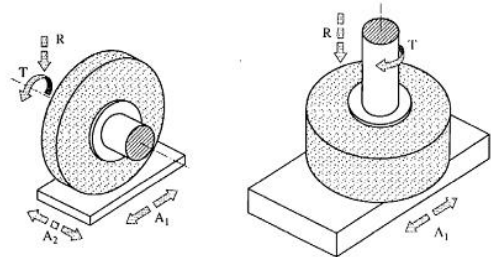
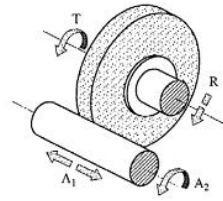


Fig. 9-51 Alcuni esempi di superfici rettificabili: a) superficie cilindrica esterna; b) superficie conica esterna; c) superficie cilindrica o conica interna; d) spallamenti; e) superfici piane; f) superfici di accoppiamenti a coda di rondine; g) superfici di scanalatura rettilinea di forma; h) filettatura.

Nella figura si possono osservare alcuni esempi di superfici rettificabili.

Moto di taglio	utensile	rotatorio	
Moto di avanzamento	utensile / pezzo	rettilineo	curvilineo
Moto di registrazione	utensile		
Moto di lavoro		(cicloidale)	rettilineo



Per quanto riguarda i moti necessari all'operazione di rettifica, quello di taglio è sempre posseduto dalla mola ed è di tipo rotatorio continuo; per gli altri moti invece occorre differenziare la rettifica in tondo (superfici cilindriche o coniche esterne e interne) dalla rettifica in piano, destinata alle superfici piane; entrambe rappresentano le operazioni più comuni.

La rettifica in tondo si esegue montando il pezzo su un dispositivo meccanico che lo tiene fermo (mandrino), ruotando lentamente nello stesso senso della mola. Nel caso di rettifica in tondo per esterni e per interni, si può osservare come il moto di alimentazione sia di due tipi: uno rotatorio continuo posseduto sempre dal pezzo, l'altro rettilineo ugualmente posseduto dal pezzo e in genere parallelo all'asse della mola; quest'ultimo, nel caso di rettifica di superfici di limitata lunghezza (rettifica a tuffo), può essere posseduto dalla mola, con andamento trasversale rispetto all'asse del pezzo. Il moto di appostamento è sempre posseduto dalla mola ed è rettilineo intermittente: si ha, cioè, quando la mola non è in contatto con il pezzo, al termine di ogni passata.

Nel caso di rettifica in piano il moto di alimentazione è di due tipi. Nel caso di rettifica tangenziale esso consiste in un moto rettilineo alternativo (perpendicolare all'asse della mola e posseduto generalmente dal pezzo), e in un moto rettilineo intermittente (posseduto, al termine di ogni passata, dalla mola o dal pezzo). Nel caso di rettifica frontale il moto di alimentazione è del tipo rettilineo alternativo (o circolare) posseduto dal pezzo, e il diametro della mola è sempre superiore alla larghezza del pezzo da lavorare. Il moto di appostamento è sempre posseduto dalla mola.

La rettifica è un'operazione che consente di ottenere tolleranze dimensionali ristrette e una buona finitura superficiale. Orientativamente si raggiungono:

- tolleranze dimensionali IT6 - IT7;
- finitura superficiale $R_a = 0,2 - 2$ micron.

Attraverso il processo di rettifica è possibile lavorare:

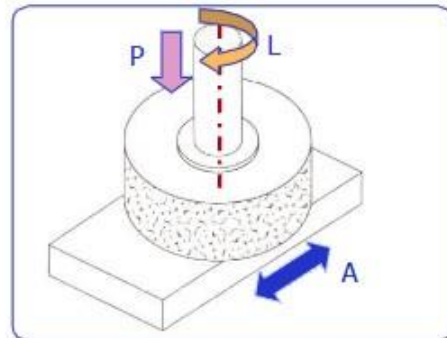
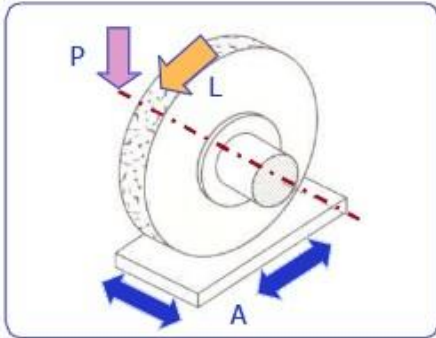
- superfici piane;
- superfici profilate rettilinee;
- spallamenti.
- superfici di utensili (affilatura);
- superfici cilindriche esterne e interne;
- superfici coniche esterne;
- superfici di rivoluzione variamente profilate.

1.RETTIFICA DI SUPERFICI PIANE

In tale processo si utilizzano rettificatrici il cui scopo è lavorare superfici piane e, in base alla posizione della mola, si dividono in due categorie:

- rettificatrice tangenziale per piani

- rettificatrice frontale per piani



- Nella rettificazione tangenziale l'albero porta mola è parallelo al piano che viene lavorato dalla superficie cilindrica della mola. La rettificazione tangenziale viene adoperata per pezzi cilindrici di notevole lunghezza. La profondità di passata varia da 0,15 mm a 1,15 mm e dipende dalla lunghezza e dal diametro del pezzo e dalla finitura dimensionale e di forma posseduta dal pezzo prima della rettificazione. Nelle rettificatrici tangenziali per piani il moto di taglio è posseduto dalla mola che lavora il pezzo con la sua parte periferica, mentre il moto di avanzamento è posseduto dalla tavola portapezzo ed è rettilineo alternativo con spostamento trasversale della tavola ad ogni finecorsa. Il moto di registrazione è posseduto dalla mola che può scorrere verticalmente e, in una o più passate, completare la lavorazione. Le mole normalmente impiegate hanno diametri da 250 a 1000 mm. Con queste rettificatrici si possono rettificare superfici piane con spallamento.
- Le rettificatrici frontali per piani, invece, realizzano la rettificazione di superfici piane molto ampie con un conseguente assorbimento di grande potenza (10-30 KW). Sono caratterizzate dalla disposizione verticale dell'albero porta mola, per cui sono anche dette rettificatrici verticali.

Per quanto riguarda la finitura sono preferibili le rettificatrici tangenziali, poiché il metallo viene asportato sotto forma di piccoli trucioli, grazie a granuli di abrasivo che toccano la superficie in lavorazione per un tempo brevissimo; in seguito il truciolo viene allontanato dal liquido refrigerante. Con le rettificatrici verticali con mola a tazza si producono invece dei trucioli lunghi, dato che i granuli di abrasivo restano a contatto con la superficie in lavorazione per un tratto della corsa della mola relativamente lungo; conseguentemente questi trucioli rendono scadente la finitura superficiale. Migliori risultati si ottengono con le mole a settori: tra le rettificatrici di questo tipo esistono quelle a tavola magnetica rotante, usate per la finitura contemporanea di numerosi pezzi di piccole dimensioni. Altra rettificatrice di questo tipo è il lapidello, che presenta una tavola portapezzo fissa e l'alimentazione viene data manualmente (afferrando la testa porta mola con l'apposita maniglia), ruotando la testa lentamente sopra il pezzo in lavorazione. Dopo una passata la testa porta mola viene abbassata ruotando manualmente un volantino che produce spostamenti verticali di 5-10 micron. Il lapidello è di costo limitato, potenza ridotta (2-5 KW), bassa produzione ed è adatto alla spianatura di piccoli pezzi o in lavori di aggiustaggio.

2.RETTIFICA DI SUPERFICI CILINDRICHE ESTERNE ED INTERNE

- **Rettificatrici in tondo per esterni:** destinate alla lavorazione di superfici di rivoluzione esterna, sono costituite da un solido basamento sopra il quale viene sistemato, di sbalzo o tra punta e contropunta, il pezzo avente la superficie cilindrica da rettificare.

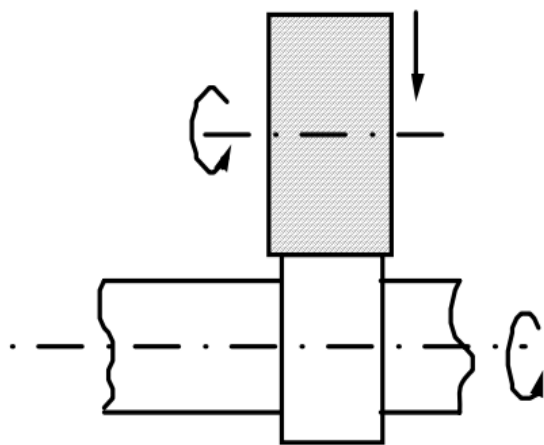
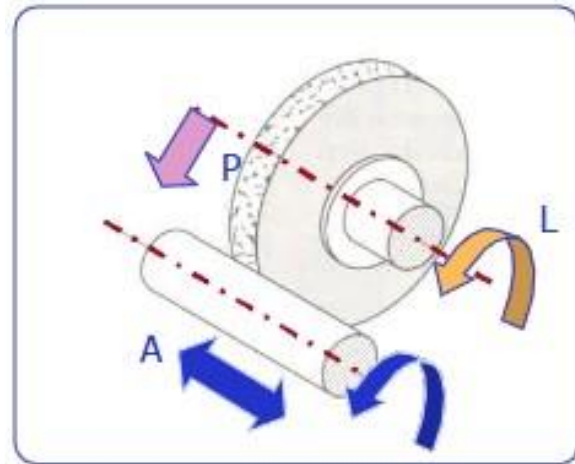
Dal lato opposto all' operatore è disposta la testa porta mola.

- Il moto di taglio è posseduto dalla mola che lavora il pezzo con una sua parte periferica;

- Il moto di avanzamento periferico è posseduto dal pezzo che ruota nello stesso senso della mola;

- Il moto di avanzamento assiale: nel sistema Norton, il più diffuso, la testa porta mola è fissa e il moto di avanzamento assiale è posseduto dal pezzo, per mezzo del movimento della tavola portapezzo.

- Il moto intermittente di avanzamento radiale: di solito questo movimento è posseduto dalla mola, alla fine di ogni corsa, per consentire l'asportazione di truciolo ad ogni passata.

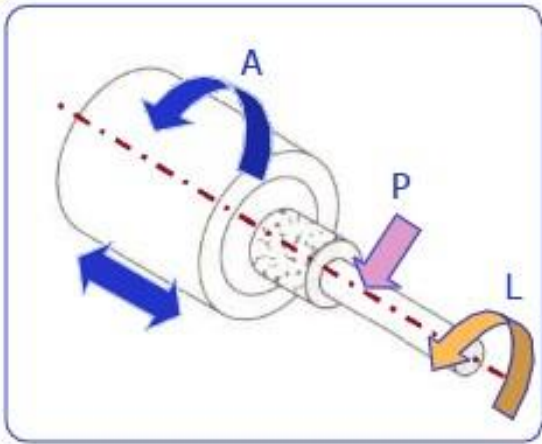


- **Rettifica a tuffo** (denominata anche rettificatura in plongée).

La rettificatura a tuffo non prevede movimenti assiali della mola e del pezzo, ma solo di rotazione. In questa rettificatura per superfici cilindriche esterne, la mola (di larghezza uguale o maggiore della parte cilindrica da rettificare), è dotata di avanzamento continuo in direzione radiale. In tal modo è possibile conferire alla mola un moto rotatorio intorno al proprio asse e un moto di avanzamento normale all'asse del pezzo, simultaneo al precedente, mentre il pezzo ruoterà intorno al proprio asse. Raggiunta la quota prefissata, la testa

porta mola si allontana e il pezzo si arresta. La rettificatura a tuffo può essere effettuata con più mole di diverso diametro su più parti cilindriche dello stesso pezzo, o su parti sagomate (in quest'ultimo caso naturalmente con mole profilate). Questo metodo è adoperato per pezzi non molto lunghi e soprattutto nella rettificatura di forma. La produzione è molto elevata.

- Rettificatrici in tondo per interni:



Vengono utilizzate per rettificare la superficie interna di fori cilindrici o conici, inoltre con le attrezzature adatte sono in grado di lavorare a produzioni in serie. Tale lavorazione è una delle più complesse. L'area di contatto tra mola e pezzo è relativamente elevata e di conseguenza si ha una riduzione della pressione unitaria, che rende difficile l'autoravvivatura e che crea difficoltà alla rimozione dei trucioli. Altra difficoltà consiste nell' applicazione corretta del getto di refrigerante, ostacolata dalla posizione della mola all' interno del pezzo.

Nella rettifica in tondo per interni con asse della mola

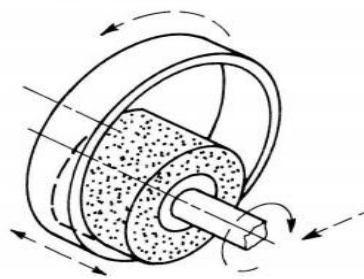
fisso e rotazione del pezzo, si distinguono i seguenti movimenti:

- il moto di taglio è posseduto dalla mola montata a sbalzo sul mandrino;
 - il moto di avanzamento periferico è posseduto dal pezzo che ruota in senso contrario alla mola;
 - il moto di avanzamento longitudinale è posseduto o dal mandrino porta mola o dal pezzo stesso.
- Dopo ogni passata longitudinale, la mola viene spostata radialmente per la passata successiva.

- Rettificatrici a pezzo fisso e rotazione dell'asse della mola: con queste rettificatrici, denominate anche planetarie, la mola è dotata come al solito del moto rotatorio di lavoro attorno al proprio asse, ed inoltre l'asse della mola ruota attorno all' asse del pezzo: con questo duplice moto rotatorio la mola esegue un movimento planetario.

La mola infine è dotata di un moto alternativo lungo il proprio asse, mentre il pezzo, una volta posizionato, rimane sempre fermo. Questo tipo di rettificatrice viene impiegata quando il pezzo, per la sua forma o per le sue dimensioni non può essere fatto ruotare (per esempio i cilindri dei motori a scoppio); sono adatte a lavorare anche pezzi di grande dimensione e asimmetrici. Inoltre le rettificatrici planetarie trovano applicazione nella lavorazione di fori conici, montando semplicemente un'opportuna mola conica. Le rettificatrici planetarie possono essere a mandrino verticale oppure a mandrino orizzontale.

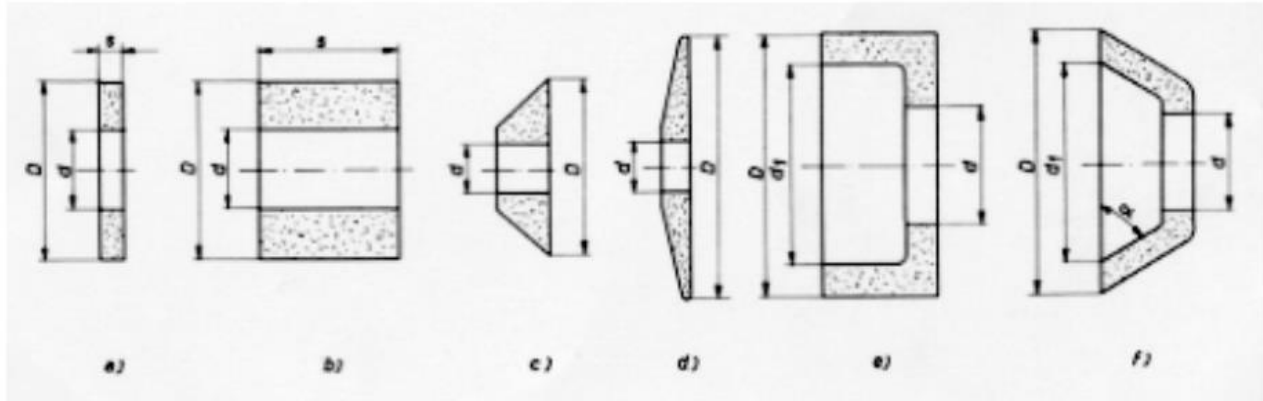
La rettifica assegnataci da progetto è interna quindi la mola lavora all'interno della superficie cilindrica



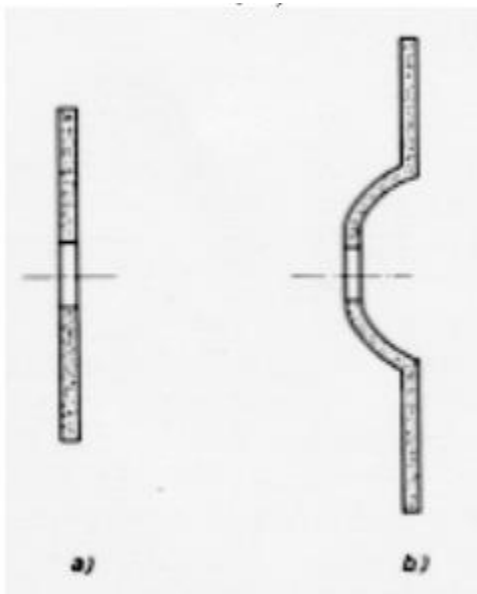
2 Rettifica interna di superficie cilindriche

Diverse tipologie di mole:

Le rettifiche si effettuano con un particolare utensile, la mola abrasiva, costituito da una massa di granuli durissimi a spigoli taglienti, l'abrasivo, e da una sostanza legante che li fissa e li mantiene assieme, detta agglomerante. Si può pertanto considerare la mola come un utensile a taglienti multipli. Alcuni tipi di mole da rettifica e da taglio sono riportati nelle figure seguenti:

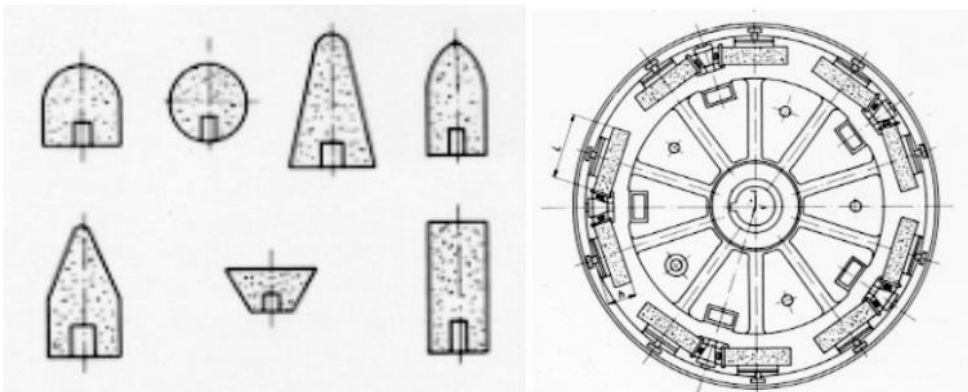


Mole da rettifica. a) = a disco; b) = ad anello; c) = a coltello; d) = a bisello; e) = a tazza cilindrica; f) = a tazza conica.



Mole da taglio a) = a disco; b) = a centro depresso

Altri tipi di mole da rettifica sono le mole con perno e le mole a settori.



Mola con perno

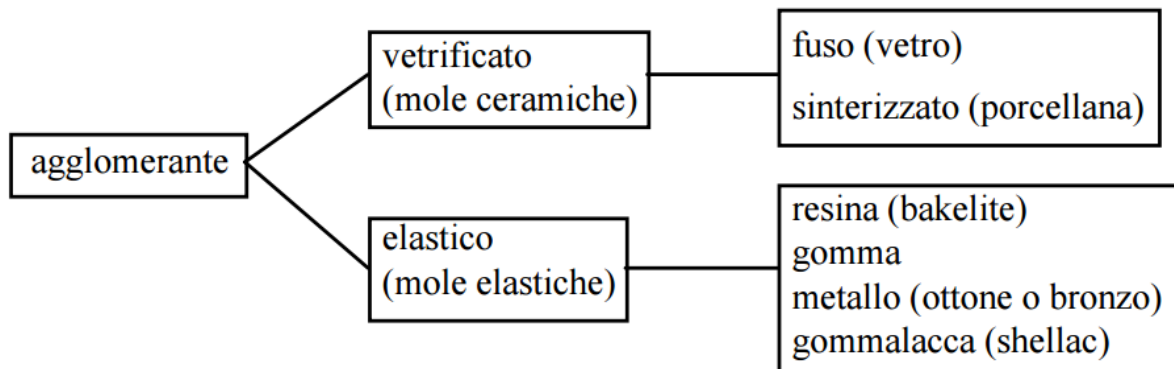
Mola a settori

Abrasivi

Per quanto riguarda gli abrasivi, essi si suddividono in naturali e artificiali: in entrambi i casi sono caratterizzati da elevata durezza, superiore a 9 nella scala di Mohs, da bassissima fragilità e da natura cristallina. Osservando la scala di Mohs si nota che al primo gruppo appartengono il diamante, il corindone (ossido di alluminio), la silice mentre al secondo gruppo appartengono quelli a base di ossido di alluminio, quelli a base di carburo di silicio, quelli a base di nitrato di boro cubico e alcuni ossidi metallici.

Ogni utensile abrasivo è caratterizzato, oltre che dal tipo di abrasivo adoperato, anche dalla dimensione media dei granelli, detta comunemente grana. La grana si può definire come il numero di granelli delle stesse dimensioni medie contenuti in un pollice lineare.

Gli agglomeranti più largamente impiegati per la fabbricazione di utensili abrasivi sono del tipo riportato nello specchio seguente:



Le mole ceramiche coprono almeno il 50-60% della produzione totale di utensili abrasivi; le mole alla bakelite il 30-40 % e le mole alla gomma il 4-7%; utensili abrasivi con altri tipi di legante raggiungono l'uno o il due per cento della produzione totale. L'agglomerante vetrificato è formato da argilla, feldspato e quarzo e altri materiali finemente frantumati e miscelati in varie proporzioni. Conferisce alla mola eccellente resistenza meccanica e al calore e buona rigidità; tuttavia è abbastanza fragile e, per questo motivo, non è consigliabile per la fabbricazione di mole di piccolo spessore o soggette ad urti, mentre è largamente adoperato, per la sua versatilità, in tutte le altre lavorazioni. Il tipo fuso si adopera per utensili a base di ossido di alluminio, mentre il secondo si impiega per utensili al carburo di silicio. L'agglomerante resinoidale consiste essenzialmente di resina sintetica (bakelite) e riempitivi (carica). Rispetto al legante ceramico è più resistente e più elastico; è però fragile per temperature al di sotto di 200 °C, per cui la lavorazione con una mola alla bakelite va effettuata a secco. Viene usato quando si richiedono rapide asportazioni di grandi quantità di materiale, come ad esempio nelle lavorazioni finali su un getto fuso, per troncatura, rettifica di filettature a grande velocità e rettifica di finitura. L'agglomerante alla gomma è costituito da gomma sintetica vulcanizzata in presenza di zolfo, riempitivo e plastificante. Le mole alla gomma sono elastiche, compatte e resistenti all'acqua, ma resistono male al calore. Sono largamente impiegate per rulli conduttori e mole operatrici per rettifiche senza centri (vedi in seguito), per rettifica di sedi di cuscinetti volventi, per operazioni di troncatura, quando non si vuole un surriscaldamento eccessivo, e in tutti quei casi in cui si richiede un'eccellente finitura superficiale.

La scelta del tipo di agglomerante dipende dalle forze a cui è soggetta la mola, dalla velocità di taglio scelta e dalla finitura superficiale desiderata;

La forma esterna delle mole può essere molto varia (fig. 9-55).

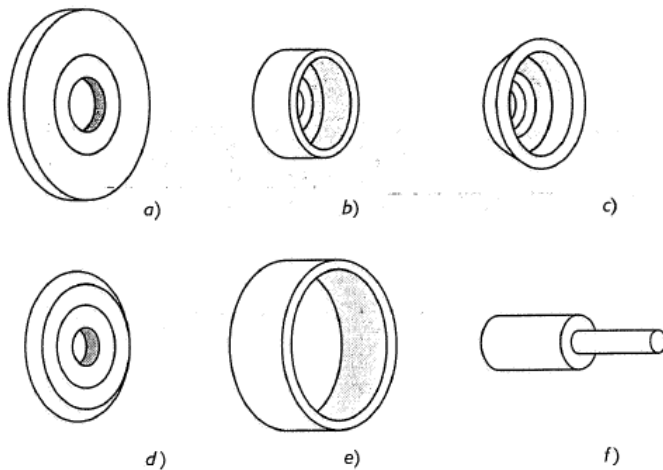


Fig. 9-55 Alcune forme di mola: a) a disco; b) a tazza cilindrica; c) a tazza conica; d) a bisello; e) ad anello; f) per interni con codolo.

Le caratteristiche principali che individuano e differenziano le mole sono:

- la forma
- le dimensioni
- la specifica

La forma della mola dipende dal tipo di rettifica cui è destinata: mola a disco, mola a tazza cilindrica, mola a tazza conica, ecc.

In particolare le mole lavorano frontalmente anziché con la fascia periferica e possono essere distinte in due tipi:

- mole a tazza
- mole a settori

Le dimensioni della mola dipendono dalle dimensioni della macchina e dal tipo di lavorazione che si vuole eseguire. Le dimensioni caratteristiche di tutte le mole, espresse in millimetri sono:

- il diametro esterno D
- lo spessore s
- il diametro del foro di attacco d

La specifica delle mole è l'insieme degli elementi che caratterizzano la mola stessa:

- l'abrasivo
- la grana
- la durezza
- la struttura
- l'agglomerante

Nella scelta della mola occorre inoltre tenere conto di altre caratteristiche importanti. Esse sono:

- Le dimensioni del grano abrasivo: in generale una grana grossa trova impiego nel caso di rettifica di sgrossatura, con elevati valori del sovrametallo (relativamente alla rettifica), con materiali a bassa resistenza meccanica. La grana fine è più indicata in passate di finitura e su materiali ad elevata resistenza. La tabella che segue mostra la classificazione della grana di un abrasivo.

Gruppo	Grana		Gruppo	Grana	
	(pollici)	(micron)		(pollici)	(micron)
Molto grossa	8	2830 ÷ 2380	Fine	80	210 ÷ 177
	9	2380 ÷ 2000		90	177 ÷ 149
	10	2000 ÷ 1680		100	149 ÷ 125
	12	1680 ÷ 1410		120	125 ÷ 105
Grossa	14	1410 ÷ 1190		150	105 ÷ 88
	16	1190 ÷ 1000		180	88 ÷ 74
	20	1000 ÷ 840		200	74 ÷ 62
	24	840 ÷ 710		Extra fine	220
	30	710 ÷ 590	240		53 ÷ 40
Media	36	590 ÷ 500	Paste abrasive	280	40 ÷ 30
	40	500 ÷ 420		320	30 ÷ 20
	46	420 ÷ 350		400	20 ÷ 16
	54	350 ÷ 297		500	16 ÷ 13
	60	297 ÷ 250		600	13 ÷ 7
	70	250 ÷ 210		800	7 ÷ 3
			1000	< 3	

- La durezza di un utensile abrasivo è definita come la capacità del suo legante di trattenere i grani di abrasivo sulla superficie attiva dell'utensile sotto l'azione delle forze esterne. In altre parole, maggiore è la durezza migliore è la coesione fra i granelli abrasivi. Per la rettifica dei materiali duri è preferibile scegliere una bassa durezza della mola in quanto è necessario che i grani abrasivi usurati non vengano a lungo trattenuti dal legante. Il contrario vale per i materiali a bassa durezza. La tabella seguente riporta la scala di durezza divisa in gruppi.

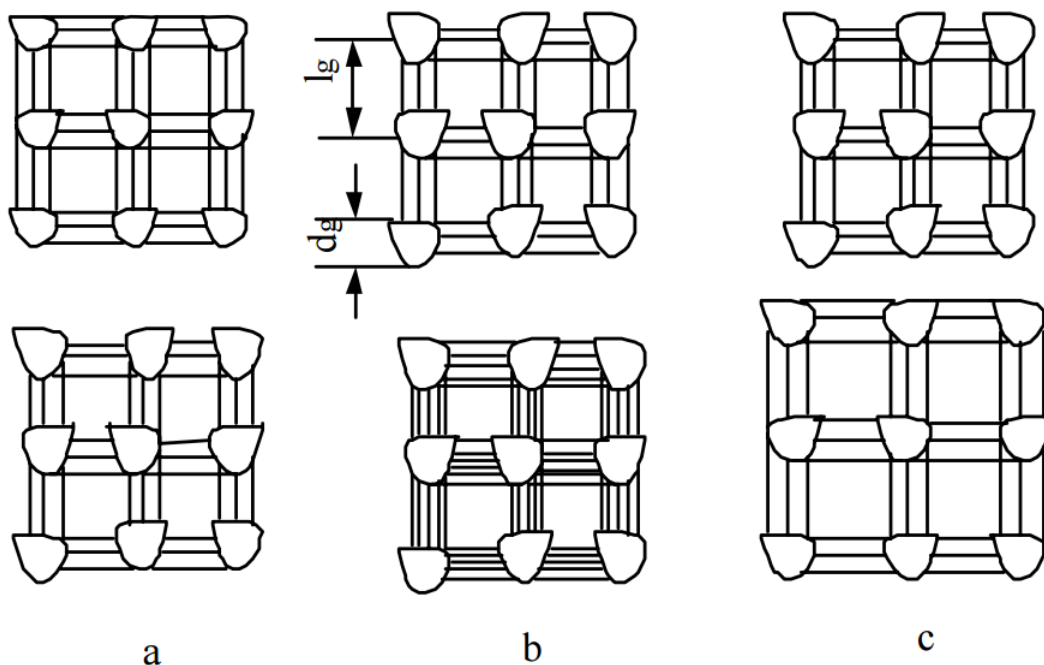
Molto tenera	Tenera	Media	Dura	Molto dura
A	H	L	P	T
B	I	M	Q	U
C	J	N	R	V
D	K	O	S	W
E				X
F				Y
G				Z

- La struttura: dal modo di fabbricare un utensile abrasivo dipende la presenza più o meno accentuata di pori o, se si vuole, il valore del volume che compete agli spazi vuoti. Questa caratteristica prende il nome di struttura, individuata con un numero compreso fra 1 e 12. Una maggiore porosità è richiesta, per ragioni di raffreddamento, quando la superficie di contatto mola-pezzo è particolarmente estesa e quando il materiale da lavorare è tenero e tende a "impastare" l'utensile. Maggiori saranno le dimensioni dei pori, maggiore sarà la massa di truciolo che si deposita in essi durante la lavorazione. Il truciolo sarà però soggetto alle azioni centrifughe che tendono ad espellerlo dalla mola; tali azioni saranno tanto più elevate quanto più è grande la massa e la velocità angolare.

In definitiva, una mola molto porosa, a struttura aperta, difficilmente tenderà ad intasarsi. D'altra parte, una mola poco porosa, a struttura chiusa, si intaserà più facilmente, ma risulterà più resistente perché è maggiore, a parità di grana, la quantità di legante. Nella tabella viene indicata la struttura di una mola.

Chiusa	Media	Aperta
1	4	7
2	5	8
3	6	9
		10
		11
		12

Il concetto di struttura, quindi, è diverso da quello di durezza, nel senso che, a parità di rapporto fra quantità di legante e quantità di abrasivo, a parità cioè dell'azione di ritenzione che il legante esercita sull'abrasivo, una mola può avere struttura più o meno aperta. Nel primo caso, oltre alla difficoltà di intasamento, l'aria che viene messa in circolazione forzata attraverso i pori agevola il raffreddamento dell'utensile e consente quindi velocità di taglio maggiori, offrendo per contro una scarsa resistenza meccanica. Nel secondo caso si va incontro ad un più elevato sviluppo di calore, ad un più facile intasamento ma ad una robustezza maggiore. La figura che segue riassume i concetti di grana, durezza e struttura.



In particolare nella figura a è mostrato un aumento della grana mantenendo costanti la durezza e la porosità.

Nella figura b è mostrato un aumento di durezza: la dimensione media dei grani, la distanza intergranulare e il volume occupato dai grani restano costanti, mentre aumenta il volume occupato dal legante e diminuisce quello che compete ai pori.

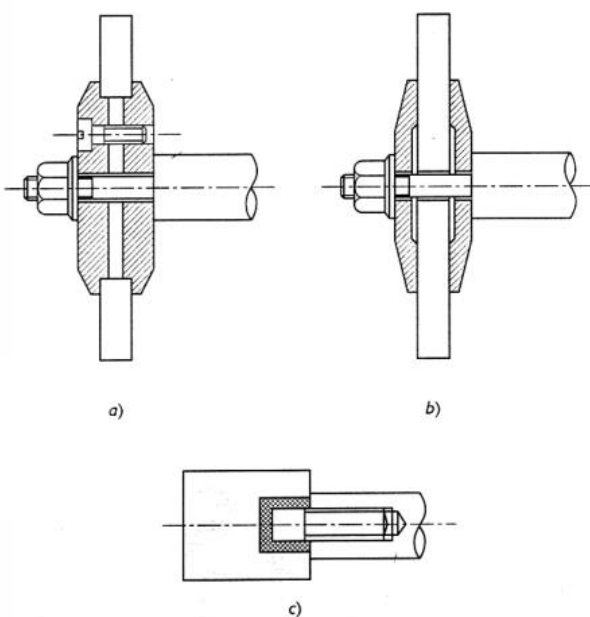
Nella figura c la struttura diventa più aperta: ad una costanza della dimensione media dei grani e del volume occupato dall' agglomerante si contrappone un aumento della distanza intergranulare.

Nel progetto la mola analizzata è una classica mola a disco.



Esempio di rettifica interna con uso di liquido lubrorefrigerante.

La mola del nostro progetto è una mola serrata ad attrito come si evince dalla figura seguente:



Fissaggio:

- a) dispositivo portamola;
- b) flangia e controflangia;
- c) gambo filettato annegato nel corpo della mola;

ALBERO

L'albero è un organo meccanico rotante che ha la funzione di trasmettere o ricevere potenza, ovvero momento torcente, tramite altri organi meccanici rotanti montati su di esso. Oltre a essere sottoposto a sforzi di torsione, l'albero, in molti casi, è sottoposto anche a sforzi di flessione a causa di masse collegate allo stesso. Proprio per questi tipi di sforzi è opportuno dimensionare correttamente l'albero e al tempo stesso progettare un corretto sistema di supporti su cui deve poggiare.

A seconda degli utilizzi, un albero può essere concepito in diversi modi. Nel caso progettuale in esame si è previsto l'utilizzo di un **albero a sbalzo** che è concepito in modo da resistere a sforzi di tipo flessionali e torsionali. Presenta le seguenti caratteristiche:

- Linea d'asse: rettilinea
- Tipo di sezione: piena
- Forma della sezione: circolare
- Tipologia: albero lungo
- Vincoli: iperstatici

Negli alberi lunghi la condizione limite è rappresentata dalla deformazione massima accettabile, mentre negli alberi corti è rappresentata dalla “vita a fatica”.

Definizione: un albero si dice a sbalzo quando $L_0 > s$, ossia quando la distanza tra il baricentro della mola e l'inizio dell'albero è maggiore dello spessore della mola.

Dimensionamento dell'albero:

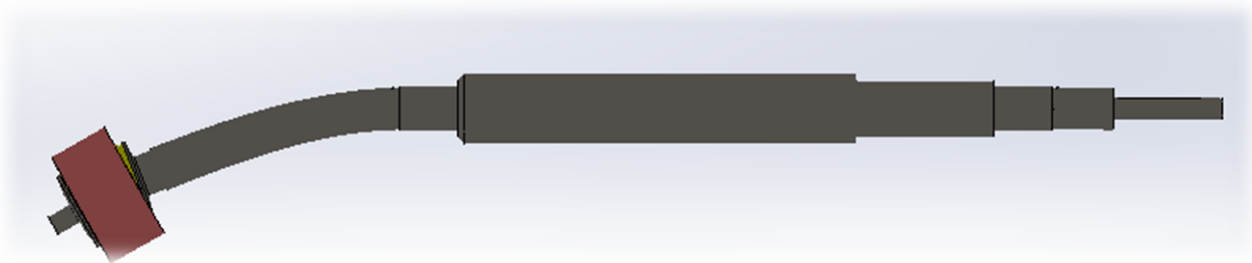
Alberi nelle macchine utensili:

Prima di poter procedere con le scelte tecnologiche occorre un corretto dimensionamento delle caratteristiche dimensionali e meccaniche dell'albero. Esso infatti può essere considerato l'elemento critico per la lavorazione: dalle caratteristiche flesso-torsionali di quest'ultimo non dipende soltanto la resistenza ai continui cicli di lavoro della macchina, ma anche le tolleranze e, quindi, la precisione della lavorazione. Un possibile acquirente di una rettificatrice ha bisogno di effettuare una determinata lavorazione per ottenere una finitura di superficie ottimale (se ci sono concorrenti sul mercato il cliente cercherà il miglior rapporto qualità/prezzo, ancora di più se il cliente è un'azienda che lavora su grossa scala). Se l'albero della mola subisce flessioni troppo elevate è chiaro che la macchina non sarà in grado di garantire una buona lavorazione, o quanto meno porterà ad ottenere tolleranze molto ampie.

Limiti di progetto:

Nel nostro caso il committente ha richiesto caratteristiche ben specifiche per la testa porta mola: non ci sono vincoli molto restrittivi sulle tolleranze di lavorazione ma bensì sulle dimensioni e gli ingombri della testa stessa. Non è raro infatti trovare impianti ormai già avviati e quindi l'aggiunta di un nuovo macchinario lascia poca libertà nella scelta di dove, come e in quanto spazio posizionare la macchina.

Nel caso specifico della richiesta di una mola per interni, i vincoli sono dettati maggiormente dalle dimensioni del foro da lavorare, e in particolare dalla sua profondità, da cui dipende la lunghezza dello sbalzo della testa. Anche il carter che contiene la mola non può avere dimensioni qualsiasi per la lavorazione, in quanto se esso ha dimensioni troppo elevate può limitare la profondità della lavorazione dato che potrebbe interferire con una faccia del pezzo da lavorare.

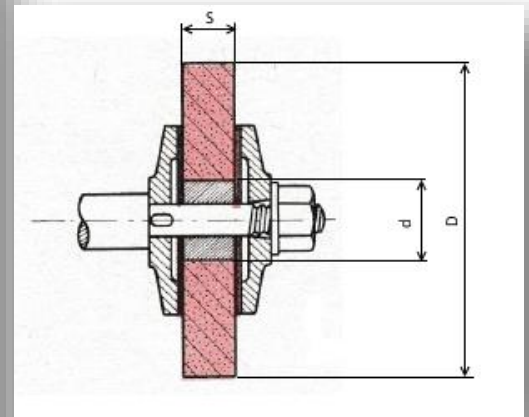
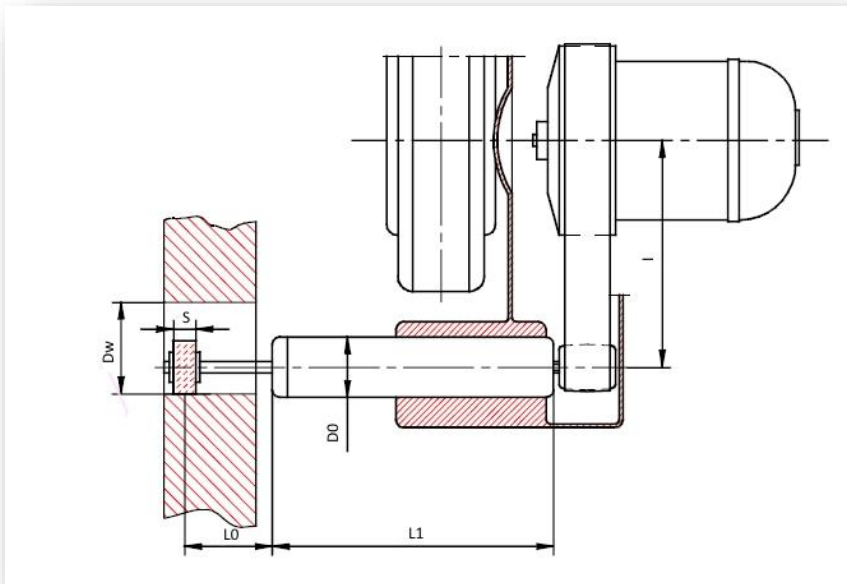


Esempio di deformazione in scala 200:1 ; eseguita con software "Solidworks 2015"

Specifiche di progetto:

La testa porta mola è stata commissionata con specifiche ben definite riguardo agli ingombri di tutto il sistema costituito da albero, carter, mola e interasse albero-motore. Inoltre è stato richiesto un particolare tipo di mola e specifici parametri di lavorazione. Di seguito saranno elencate le caratteristiche richieste:

Ingombri:



Mola a foro piccolo

Dw	D0	D	d	L0	L1	S	l
120	70	60	20	150	400	30	400

Le misure sono da considerarsi in mm

Tipo di lavorazione:

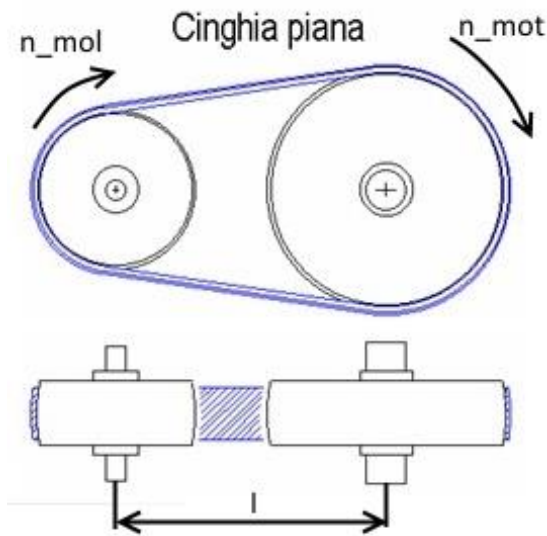
Lo scopo della mola in esame è quello di effettuare una rettifica cilindrica interna con solo avanzamento radiale



bw "spessore lavorabile"	S
Dw "Diametro pezzo"	Dw
Vfr "velocità avanzam. Radiale"	1.6 mm/min

Tipo di Trasmissione:

La trasmissione richiesta è con cinghia piana con le seguenti specifiche:



n_{mot}	3000 giri/min
n_{mol}	11000 giri/min
l	400 mm

Calcolo delle forze in gioco:

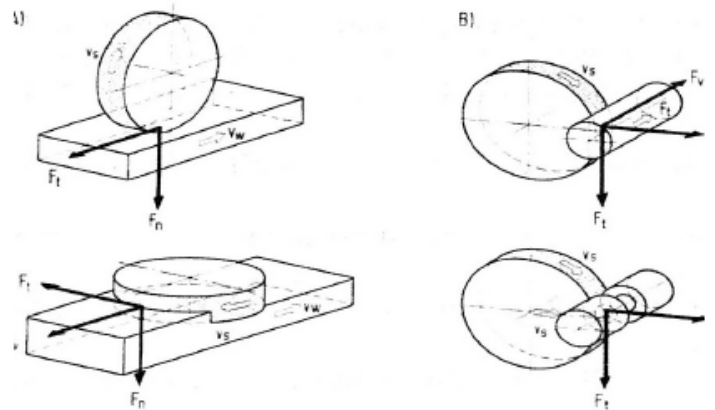
Prima di procedere al progetto e al dimensionamento di qualsiasi macchinario occorre sapere bene qual è il suo scopo e, quindi, tutte le condizioni a contorno a cui l'elemento in esame deve andare in contro. Le forze che agiscono sulla mola possono essere scomposte in tre componenti principali:

Carichi agenti. Forze di taglio

F_t = Forza tangenziale che corrisponde alla forza di taglio

F_n = Forza normale

F_v = Forza di avanzamento



Siccome la mola da progettare deve possedere solo avanzamento radiale, le forze critiche per la testa saranno principalmente la forza tangenziale per problematiche di torsione e quella normale per problematiche di flessione.

Parametro importantissimo è la potenza necessaria alla lavorazione, ossia la potenza necessaria a “strappare” il truciolo durante il moto.

La potenza necessaria alla lavorazione si ricava dalla relazione:

$$P = 0.155 \cdot k \cdot \sqrt{V \cdot s} \cdot \sqrt{\frac{v}{30}}$$

Dove:

- V è il volume asportato nell'unità di tempo (in cm³/min) per processi di rettifica ed è calcolabile con la seguente formula:

$$V = b_w \cdot d_w \cdot \pi \cdot v_{fr}$$

- v è la velocità di taglio periferica della mola ed è data dalla relazione:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000} \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

- S è lo spessore della mola a contatto con il pezzo (in cm)
- K è un coefficiente che dipende dal tipo di operazione e vale:
 - k=7,5 per rettifica in tondo per esterni
 - k=6,2 rettifica in piano
 - k= 7,0 rettifica interna

Numericamente otteniamo:

$$v=34,56 \text{ m/s}$$

$$V=18095 \text{ mm}^3/\text{min}$$

$$P=8,58 \text{ KW}$$

La forza tangenziale Ft si ricava facilmente se si conosce la potenza e il numero di giri della mola:

$$M_t = \frac{P}{\omega} \qquad F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D_{mols}}$$

Per la forza normale Fn si ipotizza essa sia tra il 30% ed il 100% maggiore della forza tangenziale ossia:

$$Fn = (1,3/2,0) \cdot Ft$$

La forza di avanzamento Fv si considera circa il 70% di quella di taglio.

Nel nostro caso:

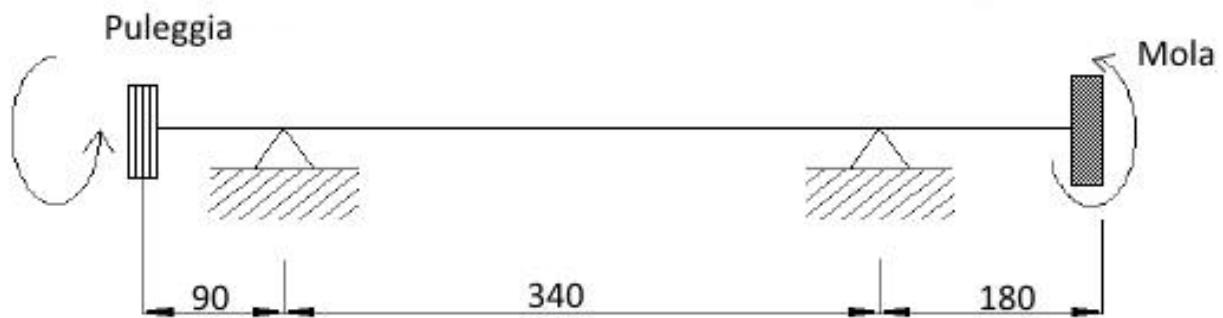
- $\omega = 1152 \text{ rad/s}$
- $M_t = 7,45 \text{ Nm}$
- $F_t = 248 \text{ N}$
- $F_n = 322,4/496 \text{ N}$
- $F_v = 173,6 \text{ N}$

Dimensionamento:

Con i vincoli suddetti, passiamo a ricavare il diametro minimo dell'albero per evitare la sua deformazione durante la lavorazione, applicando dei coefficienti di sicurezza per evitare errori dovuti magari alla non perfetta isotropia del materiale utilizzato/lavorato.

L'albero, che ha una lunghezza complessiva di 610 mm (0,61 m), è da considerarsi come una trave isostatica disposta su due cerniere ed assoggettata alle sollecitazioni semplici di flessione, taglio e torsione ed a quelle composte di flesso-torsione.

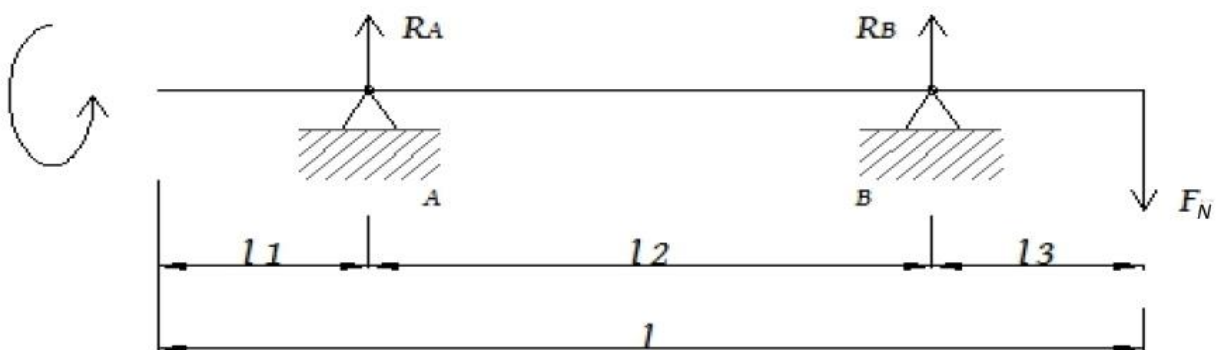
Scelta la distanza tra i cuscinetti pari a 340 mm (e rispettando i vincoli di progetto), nonché lo sbalzo della puleggia (90mm) otteniamo la seguente schematizzazione:



Avendo la mola uno sbalzo molto lungo (180mm), si intuisce che le forze critiche per la flessione sono quelle che agiscono su di essa, perché “tradotte” in momenti, avendo un braccio considerevole, aumentano vertiginosamente.

Ricerca delle caratteristiche di sollecitazione:

Si procede con il calcolo delle reazioni vincolari esercitate dagli appoggi A e B.



L'albero, come già detto, può essere assimilato ad una trave isostatica avente le seguenti caratteristiche:

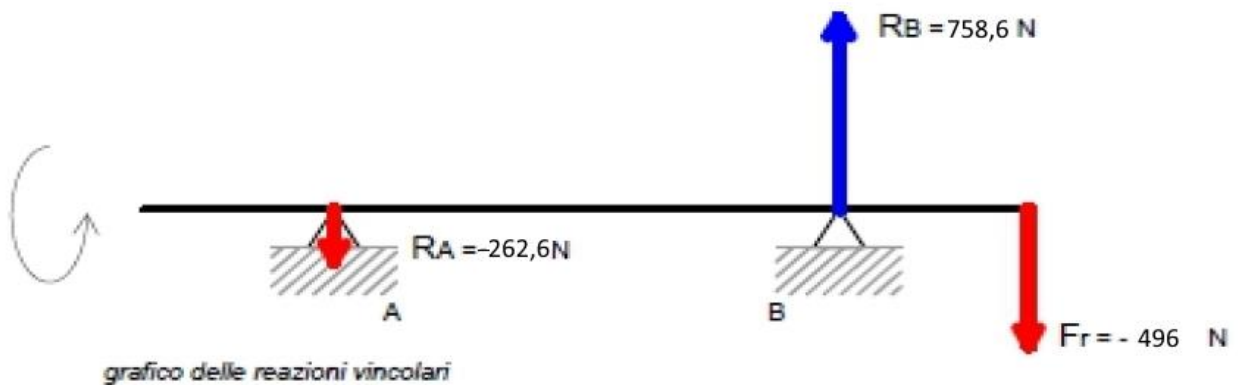
- Lunghezza complessiva $l = 0,61$ m;
- Lunghezza dello sbalzo di sinistra (lato giunto) $l_1 = 0,09$ m;
- Distanza fra gli appoggi (luce) $l_2 = 0,34$ m;
- Lunghezza sbalzo di destra (lato mola) $l_3 = 0,18$ m;
- Carico radiale esercitato sulla mola $F_N = 496$ N.

Dallo schema si evince che la trave risulta assoggettata ad un unico carico concentrato F_N , applicato all'estremità dello sbalzo l_3 .

Per cui, ritenendo positivi i momenti orari e le forze rivolte verso l'alto e, scegliendo come polo di calcolo l'appoggio B, si può scrivere il sistema:

$$\begin{cases} R_A + R_B - F_N = 0 \\ R_A \cdot l_2 + F_N \cdot l_3 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_B = 758,6 \text{ N} \\ R_A = -\frac{F_N \cdot l_3}{l_2} = -262,6 \text{ N} \end{cases}$$

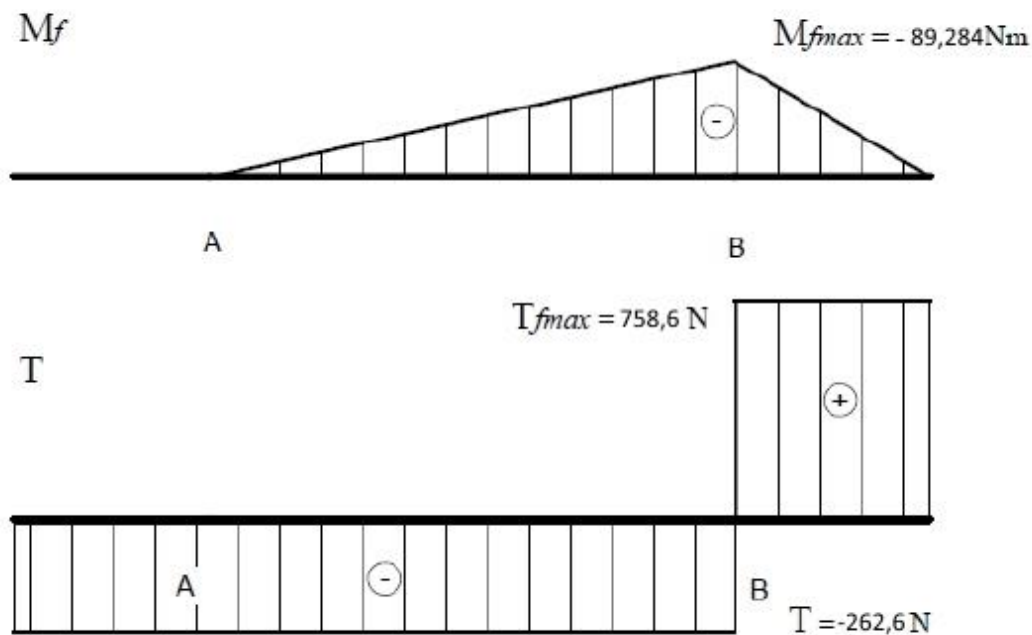
Dopo aver trovato le reazioni sui vincoli si ridisegna lo schema delle stesse rispetto al loro verso esatto, verificato analiticamente:

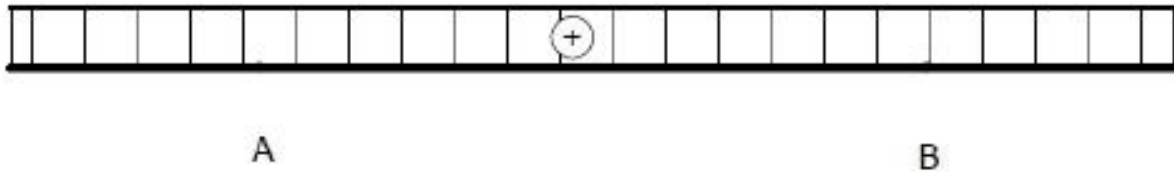


Il momento flettente massimo si ha in corrispondenza dell'appoggio B ed è dato da:

$$M_f = R_A \cdot l_2 = -89.284 \text{ Nmm} = -89,284 \text{ Nm}$$

Si tracciano rapidamente i diagrammi di flessione, taglio e torsione:



M_f $M_f = 7,45 \text{ Nm}$ 

Proporzionamento dell'albero a flessione:

Il dimensionamento viene condotto ipotizzando una *sollecitazione ideale* che compendi, in modo opportuno, entrambe le *sollecitazioni* in gioco.

In modo del tutto analogo si può anche far riferimento ad una *tensione ideale* che compendi, in modo opportuno, entrambe le *tensioni* in gioco.

Per il dimensionamento dell'albero, che sarà in acciaio C40 UNI-EN 10083, visualizzando le caratteristiche degli acciai da costruzione più comuni:

Caratteristiche meccaniche di alcuni acciai da costruzione [§]						
Tipo	Sigla	D, mm	R, MPa	Re, MPa	A%	KCU, J
Acciai da bonifica	C40	16-40	640-780	420	17	25
	36CrNiMo4	25	1000	855	15.4	90
	34CrNiMo6	25	1100	960	14.6	76
Acciai da cementazione	C10	11	540-930	345	12	35
	16NiCr4	25	1010	775	12.5	74
	18NiCr5/4	25	1130	910	11	66
	17NiCrMo6	25	1130	900	12	75

§ D diametro del saggio

R carico di rottura a trazione (o anche σ_r)

Re carico di snervamento a trazione (o anche σ_s)

A% allungamento percentuale (prova di trazione)

KCU resilienza

Si sceglie un acciaio C40 UNI-EN 10083 con le seguenti caratteristiche:

σ_r	σ_s	E
650 N/mm ²	400 N/mm ²	206000 N/mm ²

Circa i valori massimi ammissibili per le σ_r e le σ_s non è possibile indicare se non valori di larga massima dipendendo essi sia dalla natura del materiale, dai trattamenti termici, dal grado di finitura superficiale, dal tipo di sezione (presenza di cave, raccordi...) sia dalle modalità d'applicazione del carico (costante, pulsante, urto lieve/pesante...).

Per questo la normativa europea prevede che si applichino dei coefficienti di correzione (o anche detti “di sicurezza”) in modo da compendiare eventuali errori nella fabbricazione dell’albero.

In particolare, assumendo un coefficiente di sicurezza n pari a 9, si considera una σ_{amm} uguale a:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_r}{9}$$

Avendo ottenuto un valore più piccolo, stiamo considerando, nei nostri calcoli, un materiale più fragile, in modo che, verificando la resistenza per questo caso, sarà verificata anche per il materiale reale (più resistente).

Applicando adesso il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{amm} \geq \sqrt{\sigma_{fz}^2 + 3\tau_z^2}$$

Ora, consultando il “Manuale Cremonese di Meccanica, Elettrotecnica, Elettronica”, ricaviamo facilmente le espressioni di σ_{fz} e τ_z (dove per z è inteso l’asse di rotazione dell’albero):

- Flessione retta:
$$\sigma_{fz} = \frac{M_f}{J} y = \frac{M_f}{W_t} = \frac{M_f}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

Dove $W_t = \frac{y}{J}$ è il modulo di resistenza a flessione. Esso è facilmente calcolabile ma in alternativa è possibile trovarlo tabellato per le figure geometriche più comuni (come questo caso).

-
$$\tau_z = \frac{M_z r}{I_g} \quad \rightarrow \quad \tau_{z,max} = \frac{M_z R}{I_g}$$

Dove R è il raggio dell’albero, M_z è M_t calcolato in precedenza ed $I_g = \frac{\pi R^4}{2}$ è il momento d’inerzia di superficie, calcolato rispetto all’asse baricentrale.

Sostituendo nella relazione di Von Mises si ottiene:

$$\sigma_{amm} \geq \sqrt{\left(\frac{M_f \cdot 32}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi d^3}\right)^2}$$

L’unica incognita nella disequazione è il diametro dell’albero “ d ” in quanto:

$M_f = 89284 \text{ Nmm}$ e $M_t = 7450 \text{ Nmm}$ (dalle considerazioni precedenti)

Risolvendo la disequazione, si ottiene:

$$d \geq 23,3 \text{ mm}$$

Tenendo conto dei coefficienti di sicurezza utilizzati, viene scelto il diametro normalizzato più vicino al valore ottenuto.

$$d \equiv 25 \text{ mm}$$

Dimensionamento a torsione:

L'angolo di torsione θ (rad) tra due sezioni distanti L di un albero pieno con diametro costante d , indicato con G il modulo di elasticità tangenziale e con M_t il momento torcente (costante), vale:

$$\theta = \frac{32 \cdot M_t L}{\pi d^4 G}$$

Il modulo di elasticità trasversale G è legato, tramite il modulo di Poisson ν , al modulo di elasticità normale E :

$$G = E / 2(1 + \nu)$$

Il modulo di Poisson misura, in presenza di una sollecitazione monoassiale longitudinale, il rapporto tra la contrazione trasversale e la deformazione longitudinale.

$$\nu = -\varepsilon_t / \varepsilon_n$$

In un materiale perfettamente isotropo il coefficiente di Poisson vale 1/4. Per l'acciaio può porsi $\nu=0.3$

Si è preferito, tuttavia, usare i valori tabellati, riportati dal Prof. Carmine Napoli dell'Università degli studi di Salerno:

Valori del modulo di resistenze elastica lineare E , di quello tangenziale G , del Rapporto di Poisson ν			
Materiale	Rapporto di Poisson ν	E daN/mm ²	G daN/mm ²
Alluminio	0,33	7000	2300 ÷ 2700
Bronzo	0,33	9500 ÷ 12000	6200
Calcestruzzo comune	0,12 ÷ 0,17	2000 ÷ 2500	1200
" alta resistenza	0,14 ÷ 0,17	3000	1200
" alluminoso	0,14 ÷ 0,17	3300	1330
Duralluminio	0,33	7200	2600
Ferro ed acciaio	0,33	21000	8100
Ghisa	0,25	9000 ÷ 12000	3500 ÷ 5000
Granito	0,14	500 ÷ 600	
Laterizi		1500 ÷ 2500	
Legname da costruzione	0,42	1000 ÷ 1500	
Piombo	0,40	1500	500
Rame	0,25	13000	4600
Resine termoindurenti		700 ÷ 1400	
Vetro	0,25	700 ÷ 2050	

Fissato pertanto l'angolo di torsione massimo ammesso θ_{max} , il diametro dell'albero vale:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t L}{\pi G \theta_{max}}}$$

Imponendo che tra due sezioni, distanti $L=600\text{mm}$, si voglia ottenere un angolo di torsione max di 1° (0.02 rad), otteniamo:

$$d = 23\text{mm}$$

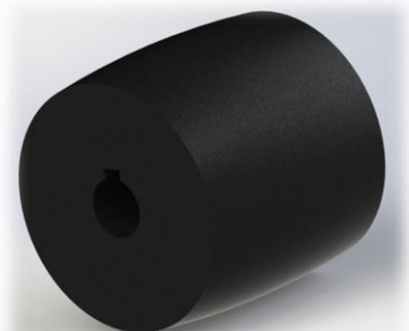
Abbondantemente rispettato dai precedenti 25mm.

Dimensionamento della sede della puleggia:

Per esigenze costruttive la puleggia verrà calettata su una sede albero di diametro tale da creare uno spallamento a cui andrà a battuta la puleggia stessa. La puleggia verrà poi fissata con rosetta e dado di sicurezza. La sede della puleggia prevede una linguetta di calettamento tipo A.

Si procede quindi alla determinazione del diametro minimo. Posta la tensione tangenziale ammissibile pari a:

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{ammf}}{\sqrt{3}} = 41,6 \text{ N/mm}^2$$

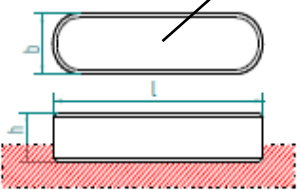


Tenendo conto che la larghezza della puleggia è già nota dal dimensionamento della cinghia, si calcolano le dimensioni del foro della puleggia.
Quindi si ottiene il diametro interno della puleggia:

$$d_{puleggia} \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot \pi}{16 \cdot \tau_{amm}}} \geq 9,7 \text{ mm} \equiv 12 \text{ mm}$$

Dimensionamento linguetta:

Si procede col dimensionamento della linguetta:
La linguetta deve avere una lunghezza sufficiente ad interessare la maggior parte della larghezza della puleggia e quindi, dalla tabella di fianco, si sceglie una lunghezza unificata di 45 mm. La sua designazione è:
Linguetta UNI 6604 – A 4x4x45.



Albero		Linguetta			Cava				
Diametro d	Dimensioni Nominali b x h		Lunghezze L	Smusso s min. max	Dimens Nomin. b	Profondità		Toller su t1 e t2	Raggio r min max
	da	a				Albero t1	Mozzo t2		
da 6	a 8	2 x 2	da 6 a 20	0,16	2	1,2	1	+0,1	0,08
oltre 8	» 10	3 x 3	» 6 » 36	0,25	3	1,8	1,4		0,16
» 10	» 12	4 x 4	» 8 » 45		4	2,5	1,8		
» 12	» 17	5 x 5	» 10 » 56	0,25	5	3	2,3	0	0,16
» 17	» 22	6 x 6	» 14 » 70	0,40	6	3	2,8		0,25
» 22	» 30	8 x 7	» 18 » 90		8	4	3,3		

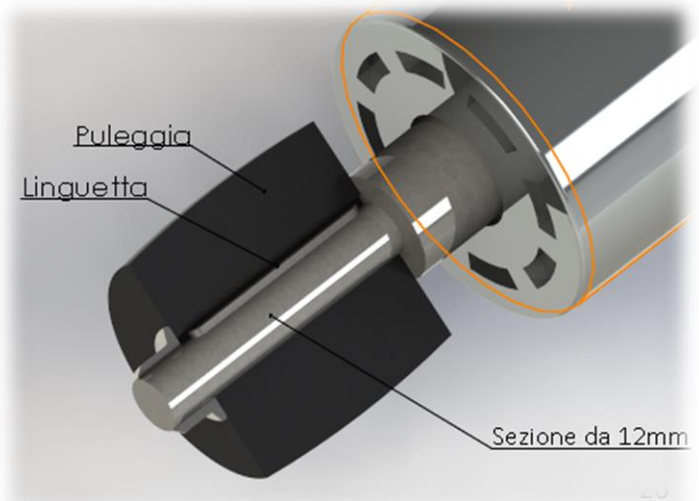
Si procede ora a verifica della linguetta calcolando la tensione agente su di essa:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{2 \cdot M_t}{d} \cdot \frac{l}{A_1} = 10,6 \text{ N/mm}^2 \quad \text{con } A_1 = 176 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{amm} = \frac{R}{9 \cdot \sqrt{3}} = 37,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \tau_{max}$$

La linguetta è dunque verificata.

Sulla destra sono riassunti alcuni dei risultati ottenuti nel dimensionamento dello sbalzo lato puleggia.



Scelte progettuali:

Dimensionati i componenti critici, rispettando i vincoli di progetto e attuando alcune scelte tecniche (cuscinetti, lunghezza del sistema di precarico ecc...), si perviene alle dimensioni delle varie sezioni dell'albero:



Figura 1

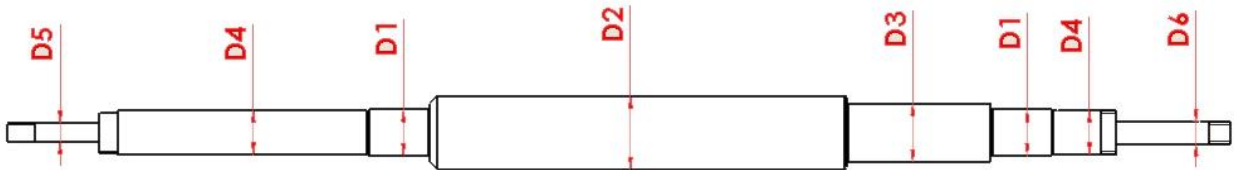
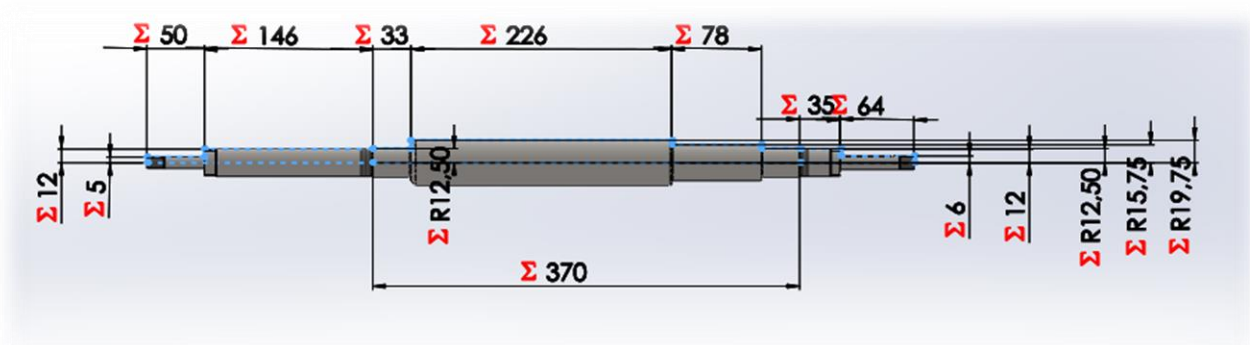


Figura 2

Per il sistema è stato scelto di effettuare una parametrizzazione (con software Solidworks) delle varie sezioni dell'albero, vincolando lo stesso con equazioni. Una rappresentazione semplificata della parametrizzazione è riportata qui di seguito:



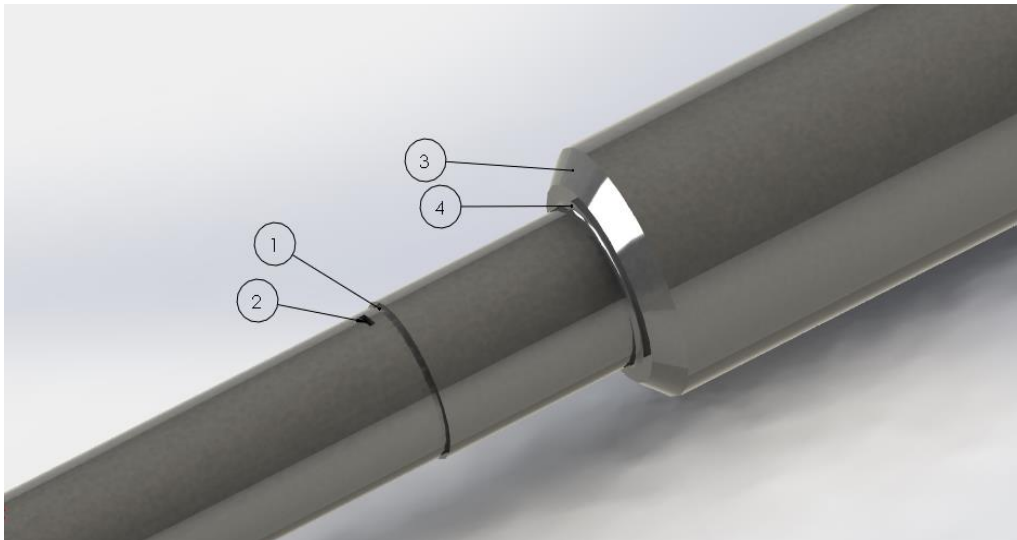
Le dimensioni delle varie sezioni dell'albero si modificano facilmente tramite un file di testo a corredo del file CAD. Il file si presenta in questo modo:

```
Variabili_progetto_mola - Blocco note
File Modifica Formato Visualizza ?
"L_albero_1"= 33mm
"L_albero_2"= 226mm
"L_albero_3"= 78mm
"L_albero_4"= 35mm
"Diam_albero_1"= 25mm
"Diam_albero_2"= 39.5mm
"Diam_albero_3"= 31.5
"Diam_albero_4" = 24mm
"Diam_max_cuscinetto"= 52
"Diam_spallamento_ralla_esterna"= 45.5
"Spessore_cuscinetto"= 15
"Raccordo_cuscinetti"= 1mm
"Lunghezza_sistema_precarico"= 72mm
"Spessore_puleggia"= 50mm
"Diam_interno_puleggia"= 12mm
"Diam_interno_mola" = 10mm
"L1_progetto"= 400mm
"S_mola"= 30mm
"L0_progetto" = 5 * "S_mola"
"S_flangia"= 3mm
```

I nomi delle variabili sono immediati e comparabili con le figure 1-2

A titolo di esempio, la lunghezza L1 è ottenuta come somma degli spessori dei 2 cuscinetti e del distanziale tra loro interposto.

Altre grandezze quali smussi, intagli e scanalature sono state scelte separatamente in funzione dei componenti montati sull'albero. Sono riportate di seguito le viste in dettaglio di tali sezioni:

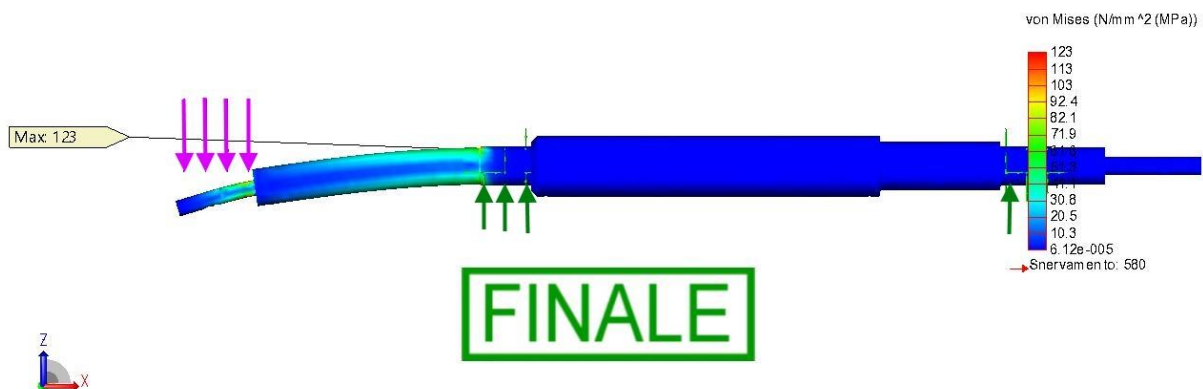


1. Gola
2. Sede lamierino di sicurezza
3. Smusso
4. Raccordo

Simulazione a flessione:

Per motivi di sicurezza sono state effettuate anche delle simulazioni di sforzo a flessione tramite software Solidworks 2015. I risultati sono riassunti nei seguenti grafici:

Nome del modello: Albero
Nome studio: Analisi statica 1(-Default-)
Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1 (-vonMises-)
Scala di deformazione: 70

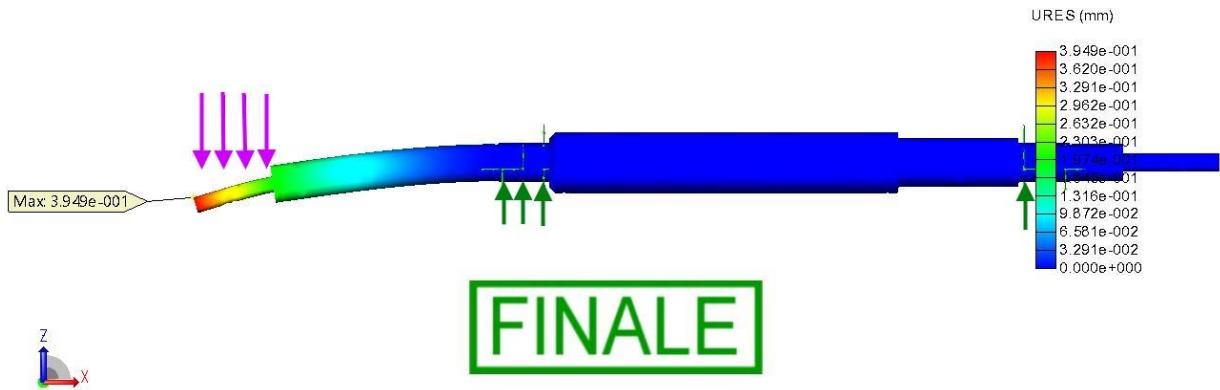


Questo primo grafico rappresenta l'andamento delle sollecitazioni di Von Mises per tutta la lunghezza dell'albero. Le deformazioni sono riportate in scala 70:1.

Come vincolo è stato utilizzato l'appoggio sui cuscinetti.

Si può notare anche dove è presente il suo valore massimo.

Nome del modello: Albero
Nome studio: Analisi statica 1(-Default-)
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1 (-Disp ris-)
Scala di deformazione: 70

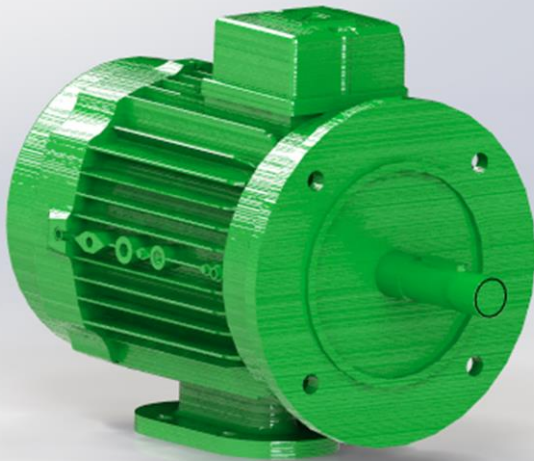


Il secondo grafico evidenzia invece lo spostamento assoluto e in particolare la locazione del suo massimo. Quindi l'albero subirà, in linea di massima, spostamento dell'ordine di 4/10 di millimetro al suo estremo, in corrispondenza della mola.

Scelta del motore:

Il motore scelto da catalogo (Leroy Somer) è un motore a corrente alternata da 15 KW con velocità a regime di 3000rpm. Le specifiche tecniche sono facilmente ricavabili online.

La potenza è stata selezionata in base a quella richiesta per movimentare la puleggia di diametro maggiore e, per esigenze di reperibilità del componente, minimamente sovradimensionata. Per questioni di rigidità del sistema è stato fissato sia alla piastra di base, tramite prigionieri, che alla lamiera di copertura della cinghia.



La puleggia è invece fissata tramite una linguetta e una ghiera di serraggio.

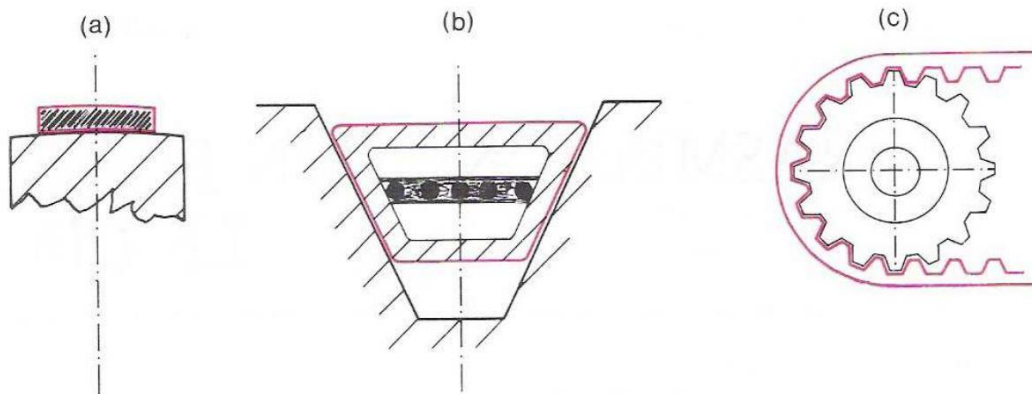
Viene inoltre deciso di non coprire il motore poiché i motori AC hanno la tendenza a surriscaldarsi e quindi, lasciandolo all'aperto, viene facilitata la dissipazione del calore.



CINGHIA

Le cinghie sono organi flessibili di trasmissione del moto. Sono utilizzate per collegare due alberi, normalmente ad assi paralleli.

Si suddividono in vari tipi a seconda del campo di utilizzo: PIANE (a), TRAPEZOIDALI (b), DENTATE o SINCRONE (c).

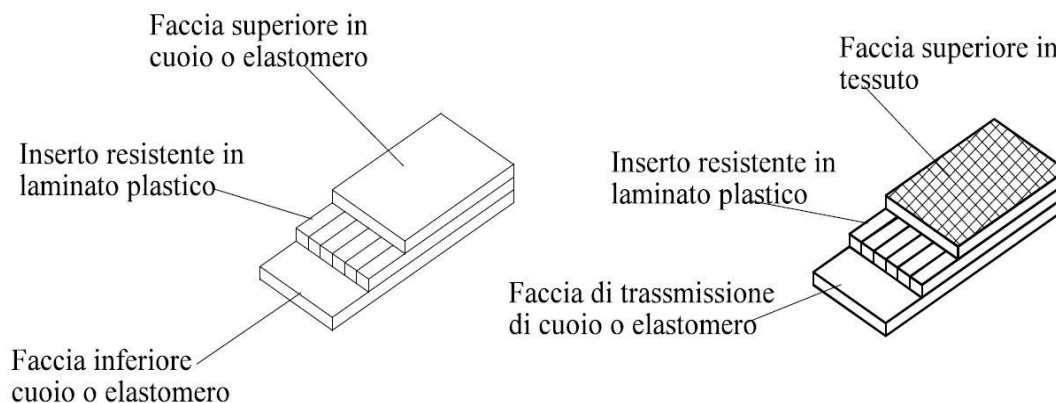


• CINGHIE PIANE

Questo tipo di cinghie sono prodotte in gomma, cuoio o fibre sintetiche che formano una struttura con un'elevata rigidità assiale ma al contempo hanno una capacità di flessione necessaria per poter essere avvolte alle pulegge. Presentano una sezione rettangolare con spessore ridotto rispetto alla larghezza. Vengono accoppiate a pulegge con una superficie leggermente bombata, al fine di evitare che la cinghia, durante il funzionamento, fuoriesca dalla puleggia stessa.

I vantaggi di tale tipo di cinghia sono:

- Costo relativamente basso di montaggio o sostituzione
- Semplicità di montaggio
- Trasmissione della potenza a lunghe distanze
- Elevata elasticità, quindi possibilità di assorbire brusche variazioni di coppia.



- **CINGHIE TRAPEZOIDALI**

Nelle trasmissioni di questo tipo l'attrito che si genera tra la cinghia, a sezione trapezoidale, e la puleggia, con relativa scanalatura, è maggiore rispetto a quello di una cinghia piana a parità di forza di chiusura.

La cinghia è composta da un'anima di fili di nylon che trasmettono il moto di trazione, ricoperti da uno strato di gomma vulcanizzata che forma un anello senza giunture. Le cinghie trapezoidali di più recente concezione hanno la parte interna segmentata per migliorare l'attrito e la flessibilità, permettendo l'avvolgimento anche su diametri molto piccoli.

- **CINGHIE DENTATE o SINCRONE**

Questo tipo di cinghia è formata da una serie di denti collegati da una fascia continua. La fascia che li collega è formata da gomma che racchiude al suo interno una spirale di cavi d'acciaio o di altri materiali altamente resistenti e flessibili (ad esempio kevlar). I denti possono essere su una sola delle facce (di solito quella interna), ma anche su entrambe le facce, nel caso di applicazioni particolari. Essi sono stampati nella gomma, ma sono ricoperti da un sottile strato di materiale tipo nylon, o simile, che offre elevata resistenza all'usura. Le cinghie dentate sono usate quando è importante trasmettere una grande potenza senza slittamenti e perdite di potenza, e quando è richiesta una particolare silenziosità. Viene anche impiegata in applicazioni di precisione, perché garantisce assenza di slittamenti e mantiene regolare il movimento degli organi meccanici in fase tra di loro. La puleggia ha un profilo esterno dentato che ingrana con i denti della cinghia, assicurando una trasmissione stabile, veloce e precisa, per questo viene anche definita "cinghia sincrona".

I dati del progetto richiedono di utilizzare la cinghia di tipo **piana**, dimensionandola in base a determinati parametri:

n_{mot}	3000 giri/min
n_{mola}	11000 giri/min
I	400 mm

Il dimensionamento delle trasmissioni a cinghia piatta viene fatto prevalentemente tramite tabelle; i dati da conoscere preventivamente per dimensionare una trasmissione sono:

- Potenza nominale del motore
- Tipo di motore e di servizio
- Il rapporto di trasmissione voluto
- Interasse

1) Calcolo potenza effettiva necessaria (P_p)

Secondo quanto riportato dalla normativa UNI 5790-66 la potenza nominale del motore viene maggiorata per tenere conto dei sovraccarichi all'avviamento o a quelli dovuti al servizio reso. La tabella 1 riporta il valore del fattore correttivo C_s , in relazione al tipo di macchina operatrice e alle ore di utilizzo.

Macchina operatrice	Motore elettrico o a combustione interna			Motore elettrico con alta coppia di spunto		
	Servizio intermitt. 3 ÷ 5 ore giornaliere o servizio stagionale	Servizio normale 8 ÷ 10 ore giornaliere	Servizio continuo 16 ÷ 24 ore giornaliere	Servizio intermitt. 3 ÷ 5 ore giornaliere o servizio stagionale	Servizio normale 8 ÷ 10 ore giornaliere	Servizio continuo 16 ÷ 24 ore giornaliere
Ventilatore e compressore centrifugo - Pompa centrifuga - Trasportatore a nastro (leggero)	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Gruppo generatore - Linea d'alberi - Macchinario per stampa, lavanderia - Macchina utensile - Pressa - Taglierina - Trasportatore a nastro (pesante)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Compressore e pompa alternativa - Trasportatore ed elevatore meccanico - Macchinario per: cantiere, industria tessile, industria ceramica e laterizi, cartiere, industria petrolifera - Frantoi	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Molino a palle, a cilindri: molazza	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

(Tabella 1, C_s)

Inoltre va considerato il coefficiente correttivo che tiene conto delle caratteristiche della trasmissione (C_f , tabella 2)

Trasmissione verticale o con angoli inferiori a 45°:	1,2 ÷ 1,3	Galoppino tenditore: sul tratto lento: interno: 1	Presenza di olio, o polvere:	1,3
Trasmissione incrociata o semincrociata:	1,3 ÷ 1,5	esterno: 1,1 su tratto teso: interno: 1,1 esterno: 1,2		

(Tabella 2, C_f)

La potenza effettivamente necessaria si calcola con la formula:

$$P_p = P C_s C_f$$

2) Calcolare la potenza effettivamente trasmissibile dalla cinghia (p)

Presumendo di adottare una determinata puleggia, si fissa il diametro della puleggia minore; i produttori di cinghie forniscono in base alla qualità costruttiva dei materiali impiegati e in funzione della velocità v e del diametro d della puleggia minore la potenza nominale P_0 che la cinghia può trasmettere per unità di larghezza (Vianello 1991, p234). Per il calcolo della velocità viene adottata la classica formula $v=\omega_1*(d/2)$ essendo fissato il diametro e la velocità angolare della puleggia.

La tabella 3 riporta due esempi forniti da costruttori che ci permettono di scegliere la potenza nominale in base al diametro della puleggia e alla velocità in m/s:

Velocità m/s	Hevaloid HV				Hevaflex				
	ϕ puleggia minore mm				ϕ puleggia minore mm				
	35	40	45	≥ 50	15	20	25	30	≥ 35
10	0,35	0,41	0,44	0,46	0,39	0,54	0,66	0,74	0,78
12,5	0,44	0,50	0,54	0,56	0,47	0,66	0,82	0,91	0,97
15	0,51	0,58	0,61	0,64	0,53	0,78	0,96	1,07	1,14
17,5	0,57	0,65	0,70	0,74	0,61	0,88	1,11	1,24	1,32
20	0,63	0,73	0,77	0,82	0,66	0,99	1,23	1,39	1,49
22,5	0,67	0,78	0,83	0,88	0,73	1,09	1,36	1,54	1,63
25	0,70	0,83	0,88	0,93	0,78	1,19	1,49	1,69	1,79
27,5	0,71	0,86	0,92	0,98	—	1,28	1,59	1,81	1,94
30	0,71	0,88	0,94	1,01	—	1,35	1,68	1,93	2,09
32,5	0,70	0,89	0,95	1,03	—	—	1,77	2,02	2,21
35	—	0,88	0,96	1,03	—	—	1,84	2,10	2,31

(Tabella 3)

La potenza specifica è basata su dati teorico-empirici che tengono conto di una durata media accettabile in condizioni di esercizio normali. Per il calcolo si introducono alcuni fattori correttivi in rapporto a particolari condizioni di esercizio (P. Andreini 2005, p 1013).

In particolare il coefficiente C_a tiene conto di un diverso angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia ed è funzione di

$$\frac{D-d}{l}$$

in quanto

$$\alpha_1 = \pi - \frac{D-d}{l}$$

e lo si trova indicato in tabella 4 (da norma UNI 5790)

α	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	200	210	220
C_α	0,61	0,66	0,7	0,75	0,79	0,84	0,87	0,91	0,97	1	1,07	1,1	1,12

(Tabella 4: Coefficiente correttivo angolo di abbraccio)

In questa sede è opportuno verificare l'interasse assegnato in quanto deve garantire l'angolo di avvolgimento e rispettare determinate condizioni (R. Rossi 1996, p350). Il coefficiente C_d tiene conto del diametro delle pulegge utilizzate e viene considerato solo per le cinghie di cuoio (P. Andreini 2005, p1015) ed è indicato in tabella 5 (norma UNI 5790).

Diametro della puleggia minore (mm)	0 ÷ 100	101 ÷ 200	201 ÷ 300	301 ÷ 400	401 ÷ 750	> 750
Coefficiente correttivo: K_3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1

(Tabella 5: Coefficiente correttivo pulegge piccolo diametro)

La potenza effettiva trasmissibile dalla cinghia prescelta sarà quindi

$$p = P_0 C_\alpha C_d$$

3) Calcolo larghezza cinghia (a)

La larghezza della cinghia a è data da

$$a = P_p / p$$

e si arrotonda per eccesso al valore unificato più prossimo dato dalla tabella 6 (norma UNI-4921)

Larghezza cinghia (mm)	Larghezza puleggia (mm)	Larghezza cinghia (mm)	Larghezza puleggia (mm)
16	20	125	140
20	25	140	160
25	32	160	180
32	50	180	200
40	50	200	224
50	63	224	250
63	71	250	280
71	80	280	315
80	90	315	355
90	100	355	400
100	112	400	450
112	125	450	500
		500	560

(Tabella 6: Larghezze unificate cinghie piatte)

4) Lunghezza cinghia (L)

La lunghezza della cinghia si calcola con la formula:

$$L=2 I+1,57(d+D)+\frac{(D-d)}{4I}$$

Se si sceglie di utilizzare una cinghia unificata da normativa (tabella 7) allora va scelta la cinghia con lunghezza L' più prossima a L e l'interasse corretto I_c potrebbe differire da quello assegnato e va ricalcolato tramite

$$I_c=I \pm \frac{L-L'}{2}$$

Lunghezza	Lunghezza	Lunghezza	Lunghezza
500	850	1400	2800
530	900	1500	3150
540	950	1600	3550
600	1000	1700	4000
630	1060	1800	4500
670	1120	1900	5000
710	1160	2000	
750	1250	2240	
800	1320	2500	

(Tabella 7, Lunghezze disponibili per le cinghie piatte da normativa)

Dimensionamento cinghia

Il tipo di cinghia da utilizzare nel nostro caso è una CINGHIA PIANA con un interasse tra le pulegge di 400mm.

Dati progetto:

Cinghia Piana

n_{mot}	3000 giri/min
n_{mola}	11000 giri/min
I	400 mm

I dati a nostra disposizione ci permettono di effettuare uno studio sul dimensionamento della cinghia e delle relative pulegge:

$$F_v = 70\% F_t = 173,6 \text{ N}$$

Calcolo potenza necessaria P_p :

$P_p = P C_s C_f$ con C_s =fattore correttivo relativo al tipo di macchina: macchina utensile per servizio normale 8/10 ore giornaliere: $C_s = 1,2$ (dalla tabella 1)

C_f =fattore correttivo relativo alle caratteristiche della trasmissione: trasmissione verticale con angoli inferiori di 45° : $C_f = 1,3$ (dalla tabella 2)

$$P_p = 8,58 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 13,3848 \text{ kW}$$

A questo punto scegliamo il diametro della puleggia condotta:

$$d = 50 \text{ mm}$$

ricavando quindi la velocità della puleggia:

$$v = (\pi \cdot d \cdot n_{mola}) / 2 = 28,8 \text{ m/s}$$

arrotondato a **30m/s**.

Dalla tabella 3 si legge la Potenza nominale relativa ai nostri dati

$$P_0=1,01$$

Si ricava il rapporto di trasmissione

$$\varepsilon=n_{\text{mot}}/n_{\text{mola}}=0,27$$

da cui si calcola il diametro della puleggia motrice

$$D=d/\varepsilon=183,2\text{mm}$$

L'angolo di avvolgimento della cinghia è

$$\alpha= \pi-[(D-d)/I]=160^\circ$$

da cui, grazie alla tabella 4, si conosce il coefficiente di avvolgimento

$$C_\alpha=0,91$$

Dalla tabella 5 ricavo il coefficiente C_d , in relazione al diametro della puleggia scelto e ipotizzando come materiale della cinghia il cuoio,

$$C_d=0,5$$

Ora è possibile ricavare la potenza effettivamente trasmissibile dalla cinghia:

$$p=P_0C_\alpha C_d=0,46$$

A questo punto sono noti tutti i termini per il dimensionamento della cinghia:

$$\text{Larghezza cinghia}=a=P/p=29,1 \text{ mm}$$

che approssimata rispetto ai valori della normativa, presenti in tabella 6 diventa

$$a=32\text{mm}$$

con larghezza puleggia pari a 50mm.

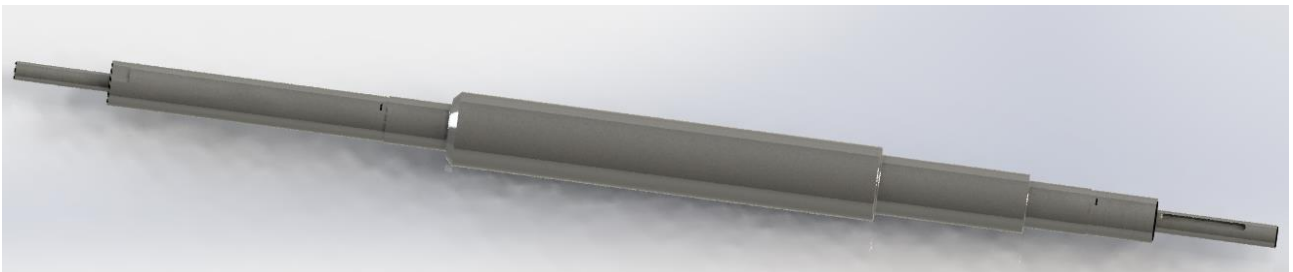
$$\text{Lunghezza cinghia}=L=2 I+1,57(d+D) + \frac{D-d}{4I}=1180,68\text{mm}$$

COMPONENTI DELLA MACCHINA UTENSILE

Conclusa la fase del dimensionamento, si può procedere con la descrizione dei vari elementi che costituiscono la rettificatrice, ponendo l'accento sui componenti strettamente legati all'albero.

ALBERO

L'albero è l'elemento principale da cui si è partiti, per poi scegliere in base ad esso gli altri componenti della macchina. Dimensioni e caratteristiche sono state ampiamente descritte nella prima parte del dimensionamento.



CUSCINETTI

I cuscinetti sono stati scelti considerando i dati di progetto, tenendo conto in modo particolare alla direzione dei carichi a cui essi sono sottoposti durante la lavorazione.

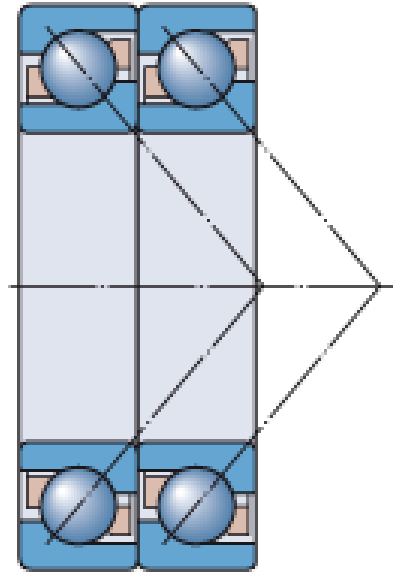
Per la guida ed il sostegno di un albero rotante sono necessari almeno due cuscinetti, che sono disposti separatamente uno dall'altro ad una determinata distanza. Per il caso in esame si è optato per l'utilizzo di 4 cuscinetti a sfera obliqui, montati in tandem con disposizione ad "O".



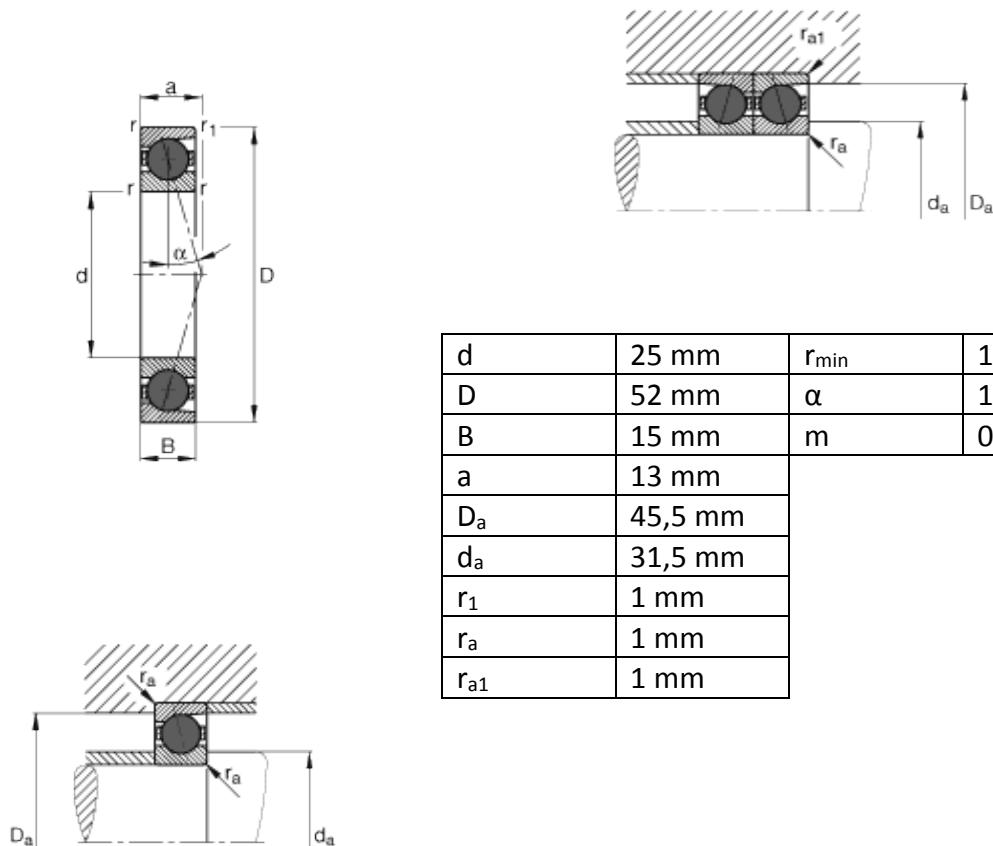
Sezione albero – Cuscinetti in tandem con disposizione ad "O"

I cuscinetti obliqui a sfere hanno piste sfalsate l'una rispetto l'altra: in questo modo il contatto tra le sfere e le piste avviene obliquamente rispetto all'asse del cuscinetto stesso. Grazie a questa caratteristica, sono adatti per reggere sia carichi radiali che assiali.

Il montaggio in tandem si adotta quando la capacità di carico di un singolo cuscinetto non è sufficiente. Inoltre, se il cuscinetto è sottoposto al solo carico radiale, allora sugli anelli dello stesso si genera una reazione assiale. Per eliminare questo problema, le due coppie di cuscinetti vengono montate ad "O" (cioè con obliquità opposte), in modo tale che le due reazioni abbiano modulo e verso opposto, annullandosi a vicenda.



Sulla base di quanto detto in precedenza, dal catalogo dell'azienda *Schaeffler* è stato scelto il cuscinetto per mandrini **HCB7205-C-T-P4S**, che ha le seguenti caratteristiche:



Vantaggi e applicazioni	Angolo di contatto
	15°
Vantaggi	<ul style="list-style-type: none"> ■ Rigidezza radiale ■ Capacità di carico radiale ■ Velocità di rotazione leggermente più elevata con ΔT
Applicazioni	<ul style="list-style-type: none"> ■ Rettificatrici ■ Superfinitrici ■ Supporto lato cinghia

La tipologia di cuscinetti scelti presenta un angolo $\alpha=15^\circ$, a cui sono associate delle particolari caratteristiche, ideali per le macchine rettificatrici:

- I cuscinetti con angolo di contatto di 15° hanno una rigidezza assiale minore dei cuscinetti con angolo di contatto maggiore, ma presentano anche una rigidezza radiale superiore rispetto a questi ultimi.
- Nei cuscinetti con angolo di contatto di 15° , la variazione di temperatura ΔT tra albero ed alloggiamento limita poco la velocità di rotazione.

Inoltre è consentita la lubrificazione con grasso per velocità di rotazione inferiore 36000 giri/min, ben al di sopra della velocità di rotazione dell'albero (11000 giri/min): questo consente appunto di utilizzare del grasso come lubrificante, il quale rispetto all'olio protegge meglio i cuscinetti da eventuali impurità ed umidità, ed inoltre è più economico.

Il lubrificante:

La quantità di lubrificante necessaria per lubrificare un cuscinetto dipende dal tipo di cuscinetto, dal numero di piste, dalla larghezza ecc. Sostanzialmente, per decidere la quantità di lubrificante per un cuscinetto si dovrebbe consultare il produttore del del cuscinetto stesso. Nei manuali, per il calcolo approssimativo del fabbisogno di lubrificante si trova la seguente formula:

$$Q = w \times d \times B$$

-Q= quantità in mm^3/h

-w= coefficiente = 0,01 mm/h

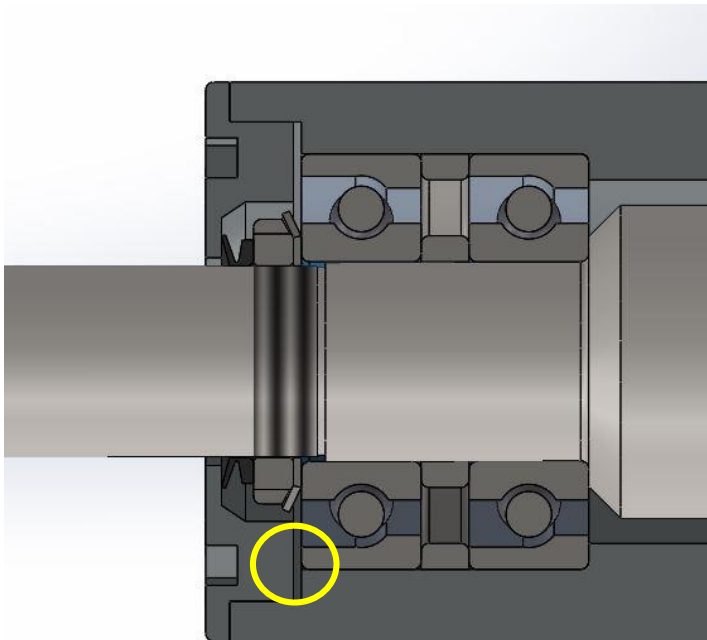
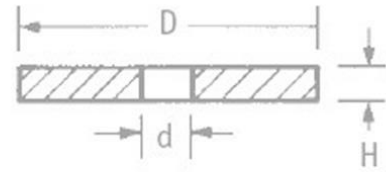
-d= diametro interno cuscinetto in mm

-B= larghezza cuscinetto in mm

Tuttavia, nella pratica i valori ricavati con questa formula dovrebbero essere aumentati da 4 a 20 volte. Ciò mostra chiaramente che l'effettiva quantità di lubrificante per cuscinetto deve essere determinata con il metodo empirico. In alcune ricerche, ad esempio, è stato dimostrato che **la quantità ottimale di lubrificante per i cuscinetti dei mandrini varia da 120 a 180 mm^3/h** . Se il lubrificante invece è grasso non occorre una iniezione continua ma occorre solo conoscere gli intervalli temporali entro cui sostituire il lubrificante.

DISTANZIALE

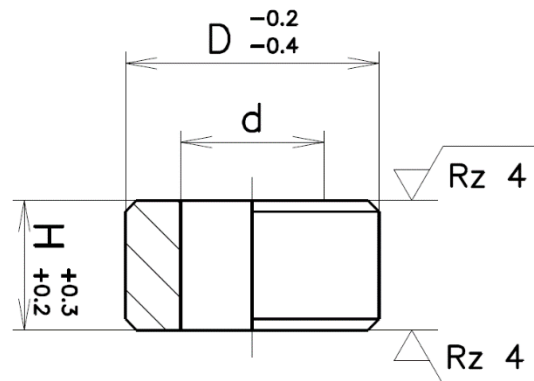
Il distanziale è un elemento che serve per tenere ad una determinata distanza due o più pezzi. La forma, solitamente, è quella di un anello circolare. Anziché spallamenti integrati nell'albero o nell'alloggiamento, tra gli anelli del cuscinetto (o tra un anello del cuscinetto e un componente adiacente) si possono utilizzare, quindi, appositi distanziali o collari.



Nell'immagine si può notare l'utilizzo di due distanziali posti tra due cuscinetti: il primo, posizionato sull'albero, fa da spallamento per le ralle interne dei cuscinetti; analogamente il secondo distanziale fa da spallamento per le ralle esterne.

Nel cerchio giallo viene mostrato un piccolo spazio lasciato per permettere al sistema di precarico di esercitare la sua funzione e, quindi, spingere la ralla esterna del cuscinetto se necessario.

Per i distanziali valgono le tolleranze dimensionali e di forma che si applicano per gli spallamenti (in quanto praticamente svolgono la stessa funzione), e c'è da tenere in considerazione anche la rugosità sulle superfici di contatto.



TENUTA V-RING

La tenuta meccanica è un elemento atto ad isolare due ambienti, tra i quali vi sia un componente dotato di moto circolare (albero) e/o assiale. Le tenute influiscono in maniera determinante sulla performance del sistema. La durata e l'affidabilità di questo elemento, che spesso è considerato alla stregua di un semplice componente, può fare la differenza nelle attività: infatti scegliere una tenuta appropriata consente di ridurre l'attrito, trattenere il lubrificante e impedire ingresso di agenti contaminanti nel cuscinetto, tutte funzioni che contribuiscono a prolungare la durata di esercizio dei cuscinetti. Nel nostro caso si è optato per una tenuta interna di tipo V-ring.

Le tenute V-ring si possono usare con lubrificazione a grasso e ad olio. L'anello (corpo) elastico in gomma della tenuta si fissa saldamente all'albero e ruota con questo, mentre il labbro esercita una leggera pressione in senso assiale contro il componente fermo (ad es. l'alloggiamento). In base al materiale, le tenute V-ring si possono adoperare a temperature di esercizio comprese tra -40 e $+150^{\circ}\text{C}$. Sono semplici da installare e, a basse velocità, ammettono sensibili disallineamenti angolari dell'albero. Per la controfaccia è sufficiente una rugosità Ra fra 2 e 3 μm .

Per velocità periferiche oltre i 12 m/s, i V-ring devono essere ancorati assialmente sull'albero.

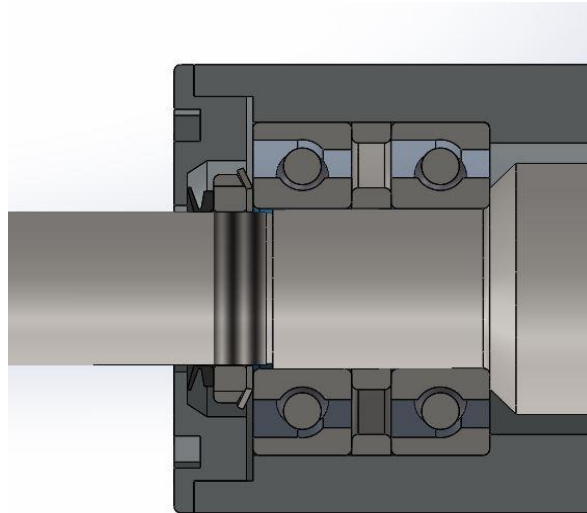
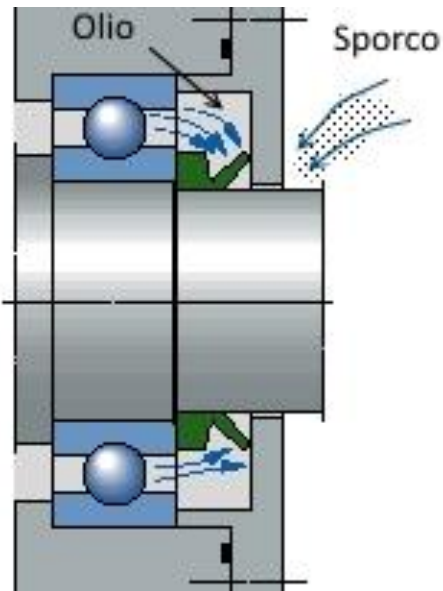
Oltre i 18 m/s si deve evitare che si "sollevino" dall'albero, utilizzando, ad es., la cerchiatura con un anello di lamiera di metallo.

Quando la velocità periferica supera i 23 m/s, il labbro si solleva dalla controfaccia e il V-ring diventa una tenuta con luce ridotta. L'eccellente azione protettiva dei V-ring dipende soprattutto dal fatto che il corpo funge da anello centrifugatore, respingendo sporcizia e liquidi.

Pertanto, con una lubrificazione a grasso i V-ring si dispongono all'esterno dell'alloggiamento, **mentre con una lubrificazione ad olio si dispongono normalmente all'interno, con il labbro rivolto in senso opposto al cuscinetto.**

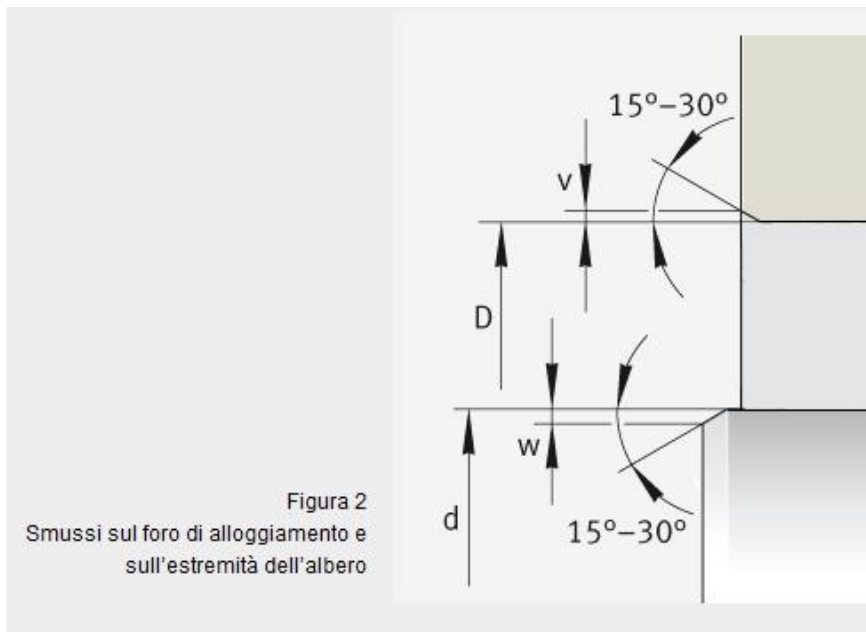
Utilizzati come tenuta secondaria, i V-ring proteggono l'anello di tenuta primario da una presenza eccessiva di sostanze contaminanti e umidità.





Soluzione adottata

Per proteggere i labbri della tenuta, durante il montaggio, occorre smussare l'estremità dell'albero secondo norma DIN 3 760 e secondo le seguenti rappresentazioni:

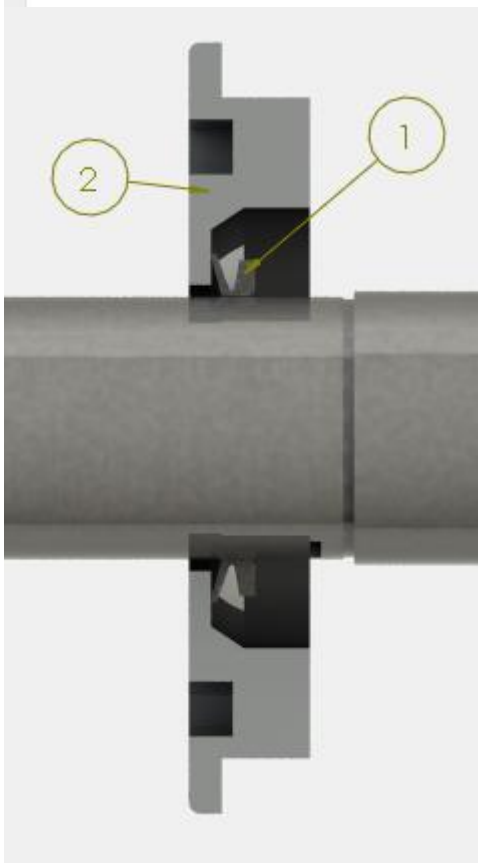
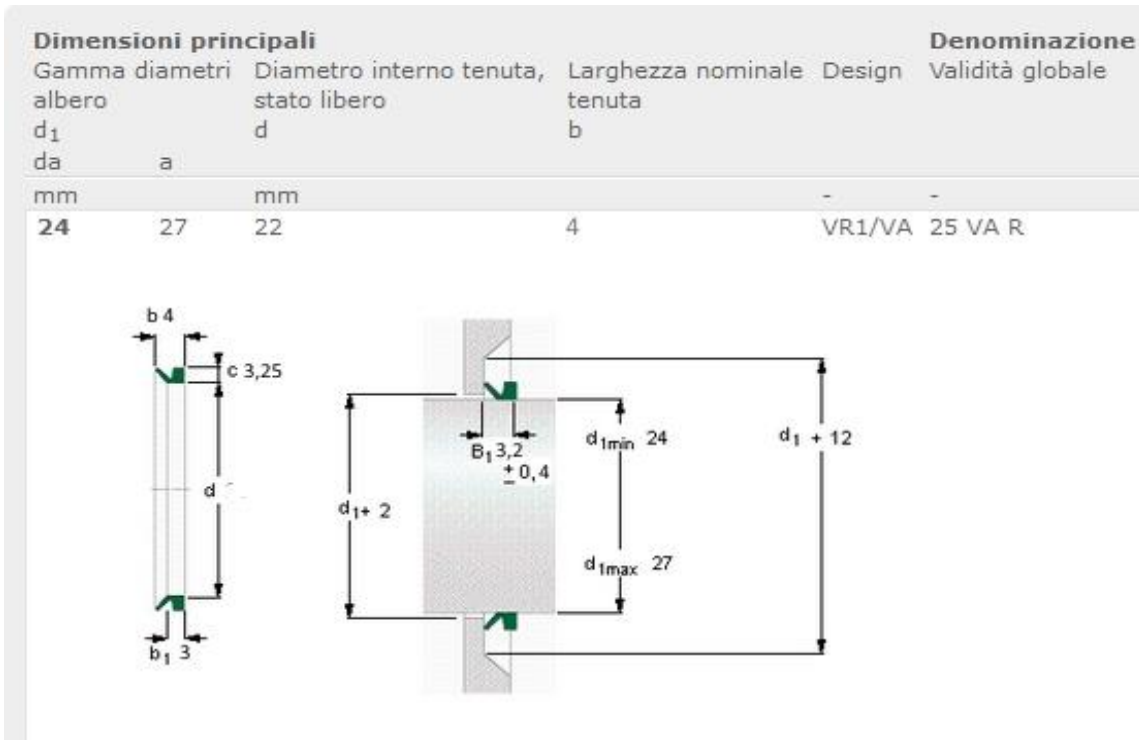


Nel nostro caso dal seguente catalogo SKF sono state scelti due V-ring in funzione del diametro dell'albero adottato: **Tenuta V-Ring SKF - Mod. VR1/VA 25 VA R**

Dimensioni dello smusso	Smusso			
	D ≤ 30 mm	D > 30 mm	d ≤ 30 mm	d > 30 mm
V _{min}	0,3	1% di D	-	-
W _{min}	-	-	0,3	0,5

Il produttore ha fornito specifiche anche riguardo alle dimensioni del coperchio da utilizzare e della luce da lasciare tra albero e coperchio stesso.

Tali indicazioni sono riportate nella figura sottostante.



A sinistra viene presentata la soluzione adottata anche per il coperchio:

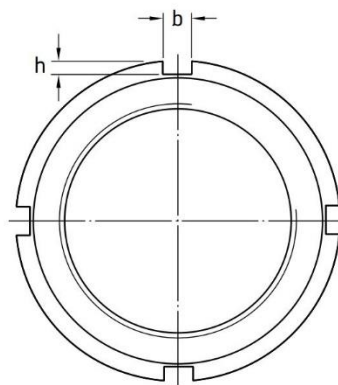
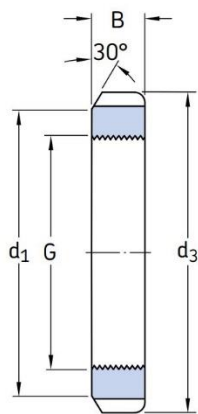
1. V-Ring
2. Sezione del Coperchio

GHIERA DI BLOCCAGGIO e ROSETTA DI SICUREZZA

Le ghiera di bloccaggio si utilizzano per vincolare i cuscinetti o altri componenti su alberi o bussole di trazione. Si impiegano anche per montare i cuscinetti su sedi alberi coniche o smontarli da bussole di pressione. Esse in genere sono in acciaio, con resistenza alla trazione di almeno 350 N/mm^2 .

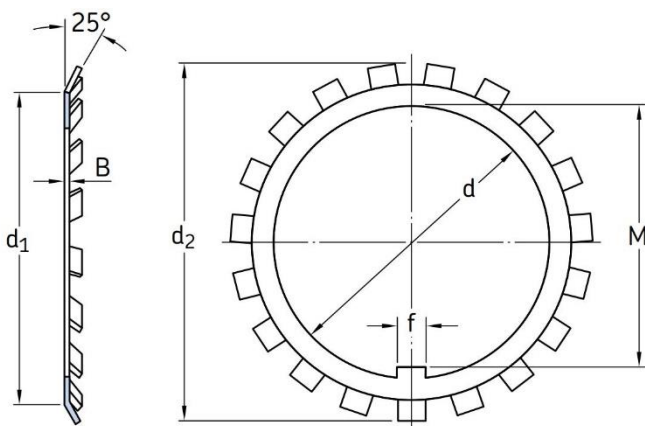
Nel progetto si è scelto di adoperare ghiera della serie KM(L), data la dimensione ridotta del diametro dell'albero:

Le ghiera di bloccaggio delle serie KM(L) sono dotate di filettatura nella parte interna mentre sono presenti delle scanalature, in genere quattro o otto, distribuite uniformemente sulla parte esterna per consentire l'impiego di chiavi a gancio o a percussione per il montaggio. Le stesse scanalature vengono poi sfruttate per fissare una rosetta di sicurezza che evita l'allentamento accidentale.



B	5mm
d ₁	31mm
d ₃	36mm
G	24mm
h	2mm
b	5mm

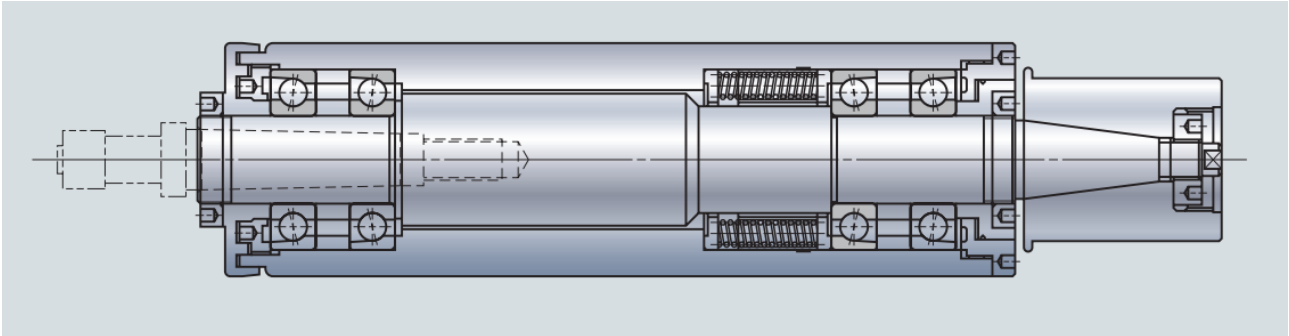
La rosetta di sicurezza è fatta di acciaio con resistenza alla trazione di almeno 300 N/mm^2 ; presenta una linguetta interna e diverse linguette esterne distribuite sulla circonferenza. La rosetta blocca la ghiera in posizione quando la linguetta nella parte interna è fissata nella sede ricavata nell'albero e una delle sue linguette esterne viene piegata in una delle scanalature della ghiera.



d	24mm
d ₁	31,5mm
d ₂	37,79
B	1mm
f	4mm
M	22mm

Sistema di Precarico:

Per ottenere la massima precisione di rotazione e rigidezza, i cuscinetti a sfera ed a rulli, dopo il montaggio, devono avere un precarico o un gioco interno radiale minimo. In generale, i cuscinetti a sfera sono montati con precarico. L'entità del gioco o del precarico richiesto in esercizio dipende da velocità, carico, lubrificante e rigidezza richiesta per l'intero sistema mandrino/cuscinetto.



Anche la precisione geometrica delle sedi dei cuscinetti riveste un ruolo chiave nella capacità di ottenere il gioco o il precarico richiesti. Si deve considerare anche la temperatura di esercizio e la sua distribuzione nel cuscinetto, perché può determinare una riduzione del gioco operativo o un aumento del precarico. **Il precarico può essere espresso come una forza o una distanza (percorso), ma viene tipicamente espresso come una forza. La forza di precarico richiesta può essere valutata con la formula:**

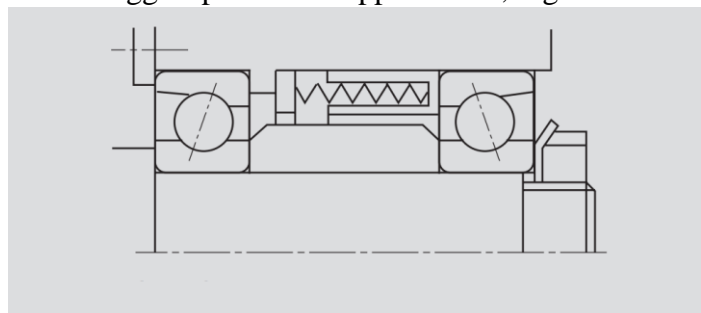
$$F = k d$$

F	=	forza di precarico [kN]
d	=	diametro foro cuscinetto [mm]
k	=	un fattore, descritto di seguito

- **riduzione della velocità** : con il diminuire del gioco in esercizio nei cuscinetti, migliora la guida degli elementi volventi nella zona scarica, con conseguente riduzione dei livelli di rumorosità in funzionamento;

In base al metodo di registrazione, il precarico può essere messo indirettamente in relazione anche con il momento di attrito del cuscinetto.

A seconda delle applicazioni, può essere necessario che nella disposizione di cuscinetti si abbia un gioco in esercizio positivo oppure negativo. Nella maggior parte delle applicazioni, il gioco in esercizio deve essere positivo, ossia è opportuno che i cuscinetti abbiano un certo gioco residuo, anche se piccolo (per gioco interno del cuscinetto s'intende lo spostamento totale possibile di un anello rispetto all'altro in senso radiale, gioco interno radiale, o in senso assiale, gioco interno assiale).



Ci sono tuttavia molti casi, ad es. **i cuscinetti dei mandrini** delle macchine utensili, quelli dei pignoni dei differenziali a bordo degli autoveicoli, le disposizioni di cuscinetti dei piccoli motori elettrici o i sistemi con moto oscillatorio, in cui è **necessario avere un gioco negativo, ossia un precarico, al fine di aumentare la rigidità o la precisione di rotazione del sistema. Si consiglia l'applicazione di un precarico, ad es. con molle**, anche quando i cuscinetti devono operare in assenza di carico o con carichi leggeri e ad alte velocità. **In questi casi, il precarico serve ad assicurare un carico minimo al cuscinetto, evitando i danni che potrebbero insorgere per effetto degli strisciamenti dei corpi volventi.** La correlazione tra carico e la durata è meno evidente a carichi molto leggeri.



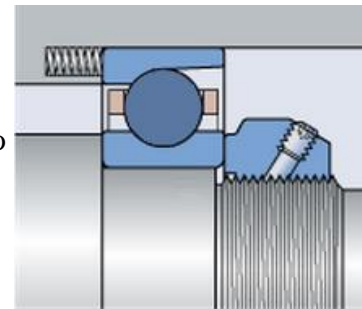
Per garantire un funzionamento soddisfacente, i cuscinetti a sfere e rulli devono sempre essere sottoposti ad un dato carico minimo. In linea generale indica che i carichi minimi corrispondenti a 0,02 C dovrebbero essere imposte su cuscinetti a rulli e **carichi minimi corrispondenti a 0,01 C su cuscinetti a sfera**. L'importanza di applicare questo carico minimo aumenta dove le accelerazioni nel cuscinetto sono elevati, e dove le velocità sono nella regione di 50% o più delle velocità limite indicati nelle tabelle dei prodotti, vedere la sezione costi e vibrazioni.

Nella scelta del precarico per un sistema di cuscinetti si deve ricordare che il grado di rigidità aumenta leggermente quando il precarico supera un determinato valore ottimale. Al superamento del valore ottimale, l'attrito, e il conseguente aumento di calore, possono ridurre considerevolmente la durata di esercizio dei cuscinetti e annullare eventuali vantaggi. Un precarico eccessivo può compromettere l'affidabilità in esercizio del sistema di cuscinetti. I **vantaggi** principali offerti dal precarico comprendono, ma non si limitano a quelli indicati di seguito:

- **aumento della rigidità** : la rigidità del cuscinetto è definita come il rapporto della forza che agisce sul cuscinetto rispetto alla deformazione elastica nello stesso. La deformazione elastica dovuta ad un carico nei cuscinetti precaricati è inferiore per un determinato intervallo di carico, rispetto a quella per i cuscinetti non precaricati;
- **migliore guida dell'albero** : i cuscinetti precaricati assicurano una guida dell'albero più precisa, poiché il precarico offre un maggiore grado di rigidità, che limita la possibilità dell'albero di flettersi sotto carico. Precaricando, ad esempio, l'anello e i cuscinetti pignone in un differenziale si ottiene un aumento della rigidità, che mantiene l'ingranamento preciso e costante. In questo modo vengono limitate al minimo le forze dinamiche e ridotti i livelli di rumorosità, con conseguente prolungamento della durata di esercizio degli ingranaggi;
- **compensazione di usura e cedimento in esercizio** : usura e cedimento in una disposizione di cuscinetti in esercizio causano un aumento del gioco, che può essere compensato mediante un precarico;

- **prolungamento della durata operativa del cuscinetto** : in alcune applicazioni, un sistema di cuscinetti con precarico ottimale può consentire l'aumento dell'affidabilità in esercizio, una distribuzione più vantaggiosa del carico nei cuscinetti e il prolungamento della loro durata operativa.

Nelle applicazioni di precisione a velocità elevate è importante garantire un precarico costante e uniforme. Per mantenere il giusto precarico, in genere si utilizzano molle lineari calibrate tra un anello esterno del cuscinetto e lo spallamento dell'alloggiamento. Grazie alle molle, in condizioni normali di esercizio il comportamento cinematico del cuscinetto non influisce sul precarico.



Tuttavia, una disposizione di cuscinetti caricata a molle presenta un grado di rigidità minore rispetto a una disposizione che sfrutta lo spostamento assiale per ottenere il precarico. Il metodo del precarico a molle è **praticamente standard per i mandrini utilizzati nelle rettificatrici per interni**.

Valori di riferimento per le forze di precarico delle molle per cuscinetti

Diametro foro Dimensioni Precarico¹⁾

d mm	–	Design CE N	Design ACE
6	6	50	80
7	7	60	100
8	8	70	120
9	9	80	130
10	00	90	140
12	01	90	150
15	02	120	200
17	03	160	250
20	04	200	320
25	05	220	350
30	06	240	400
35	07	300	480
40	08	320	500
45	09	340	540
50	10	400	650
55	11	420	700
60	12	450	700
65	13	520	840
70	14	600	1.000
75	15	700	1.100
80	16	900	1.400
85	17	900	1.400
90	18	900	1.500
95	19	1.200	1.900
100	20	1.200	1.900
110	22	1.200	2.000
120	24	1.500	2.400

I valori di riferimenti per le disposizioni di cuscinetti caricate a molle più comuni sono riportati nella tabella a lato.

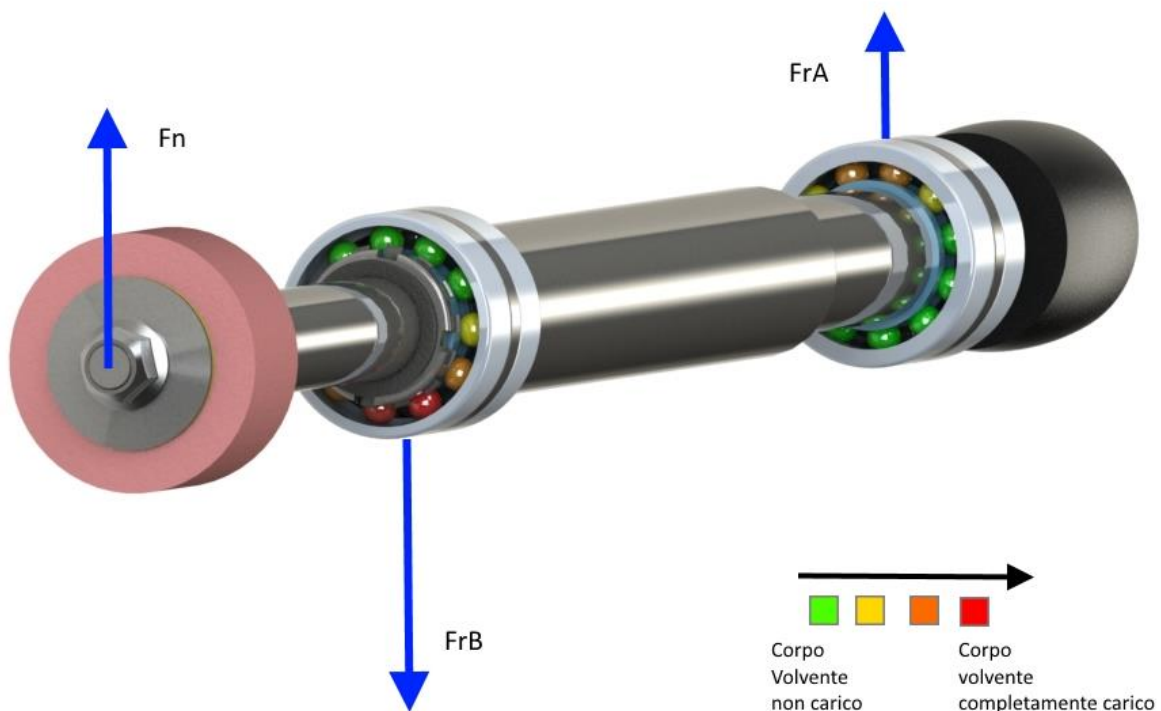
I valori si applicano per cuscinetti con design CE e ACE. **Per i cuscinetti disposti in tandem, i valori in tabella devono essere moltiplicati per un fattore corrispondente al numero di cuscinetti precaricati a molle.** Le forze di precarico della molla specificate rappresentano un compromesso tra la differenza minima, in esercizio, nell'angolo di contatto sulle piste dell'anello interno ed esterno e la rigidità assiale a velocità rotazionali elevate. A precarichi più pesanti corrispondono temperature di esercizio più elevate.

Prearico nelle macchine utensili:

Quando un cuscinetto singolo è soggetto a un carico radiale Fr , si deve applicare al cuscinetto un carico assiale Fa (esterno) della stessa entità del carico risultante, per sfruttare appieno il coefficiente di carico base. **Se il carico esterno applicato è più leggero, diminuisce il numero di corpi volventi che sopportano il carico e la capacità di carico del cuscinetto viene corrispondentemente ridotta.**

In un sistema composto da due cuscinetti obliqui a una corona di sfere o due cuscinetti a rulli conici, disposti ad "O" oppure a "X", ciascuna disposizione deve sopportare il carico assiale in una direzione. Se il gioco di questi sistemi viene impostato vicino allo zero, il carico **radiale** viene ripartito equamente tra i due cuscinetti e **metà degli elementi volventi di ciascun cuscinetto risulta sotto carico.**

In altri casi, in presenza di un carico assiale esterno, può essere necessario prearicare i cuscinetti per compensare il gioco che si può generare quando gli stessi, sottoposti a carico assiale, si deformano elasticamente. Il prearico consente anche una distribuzione più vantaggiosa dei carichi nei cuscinetti non soggetti a carico assiale. Di seguito si riporta una rappresentazione della distribuzione dei carichi, in assenza di sistema di prearico, nel caso di una mola soggetta a sforzo flessionale a causa della forza F_n .



Il prearico aumenta inoltre la rigidità del sistema di cuscinetti. Si deve tuttavia ricordare che la rigidità è influenzata anche dall'elasticità di albero e alloggiamento e dai loro accoppiamenti, nonché dalla deformazione elastica di tutti gli altri componenti adiacenti al cuscinetto, compresi gli spallamenti. Tutti questi fattori contribuiscono notevolmente a determinare la resilienza dell'intero sistema di cuscinetti. La resilienza assiale e radiale dei cuscinetti dipende dal loro design interno, dalle condizioni di contatto (lineare o puntiforme), dal numero e diametro degli elementi volventi e dall'angolo di contatto. Maggiore è l'angolo di contatto e più elevato è il grado di rigidità in direzione assiale.

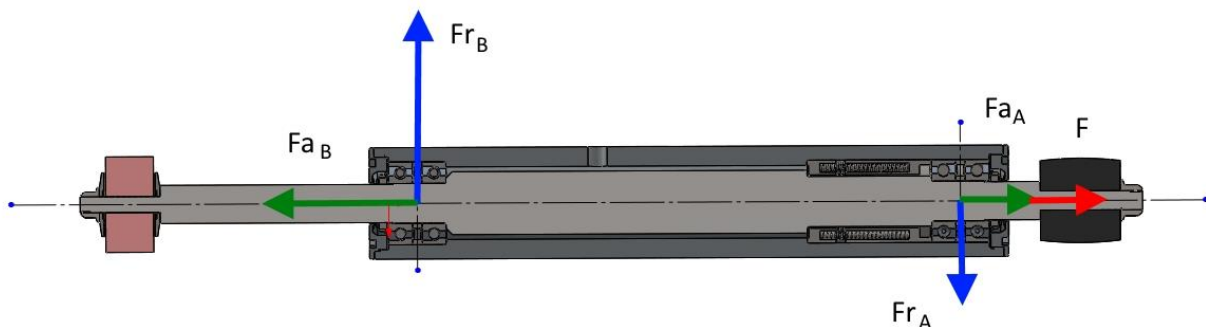
Calcolo del precarico

In alternativa all'uso dei valori tabellati riportati in precedenza si può tentare di effettuare un calcolo più preciso che tenga conto dell'effettivo carico a cui sono sottoposti i cuscinetti in esame.

Il punto di partenza nella determinazione del precarico da applicare è il calcolo della forza di precarico richiesta per ottenere la migliore combinazione di rigidità, durata del cuscinetto e affidabilità in esercizio. Poi si calcola la forza di precarico in base alla quale effettuare la registrazione dei cuscinetti durante il montaggio. Al momento del montaggio, i cuscinetti devono essere a temperatura ambiente e non soggetti a nessun tipo di carico.

Il precarico appropriato alla temperatura normale di lavoro dipende dal carico applicato sul cuscinetto. I cuscinetti obliqui a sfere ed i cuscinetti a rulli conici possono sostenere carichi radiali ed assiali simultanei. **Sottoposti a carico radiale, questi tipi producono un determinato carico assiale che deve essere sopportato da un secondo cuscinetto rivolto nella direzione opposta.** Lo spostamento puramente radiale di un anello del cuscinetto rispetto all'altro indica che metà degli elementi volventi sono sotto carico.

Come esempio esplicativo viene riportato quello della progettazione della testa porta mola. La descrizione fatta in precedenza può essere compresa da questo schema:



■ Forze Radiali ■ Forze Assiali ■ Forza Del Precarico

Dal calcolo delle forze in gioco si era visto che la forza radiale, dovuta alla flessione, era maggiore sui cuscinetti più vicini alla mola. Nella figura è stata designata con Fr_B .

Essendo i cuscinetti obliqui, quando subiscono una forza radiale essi riportano anche una forza lungo l'asse. **La componente assiale sarà maggiore sui cuscinetti B (Fa_B) rispetto ai cuscinetti A (Fa_A) perché lo è anche quella radiale.** Pertanto i cuscinetti B risultano caricati a discapito dei cuscinetti A.

Per una corretta distribuzione delle forze si ricorre al sistema di precarico. Infatti, essendo $Fa_B > Fa_A$, il sistema di precarico viene dimensionato in modo da applicare una forza F sui cuscinetti A tale da bilanciare la forza Fa_B :

$$F_{a,B} = F_{a,A} + F$$

Il risultante carico assiale prodotto nel cuscinetto può essere determinato con la formula:

- per cuscinetti obliqui a una corona di sfere:

$$F_a = R F_r$$

- per cuscinetti ad una corona di rulli conici:

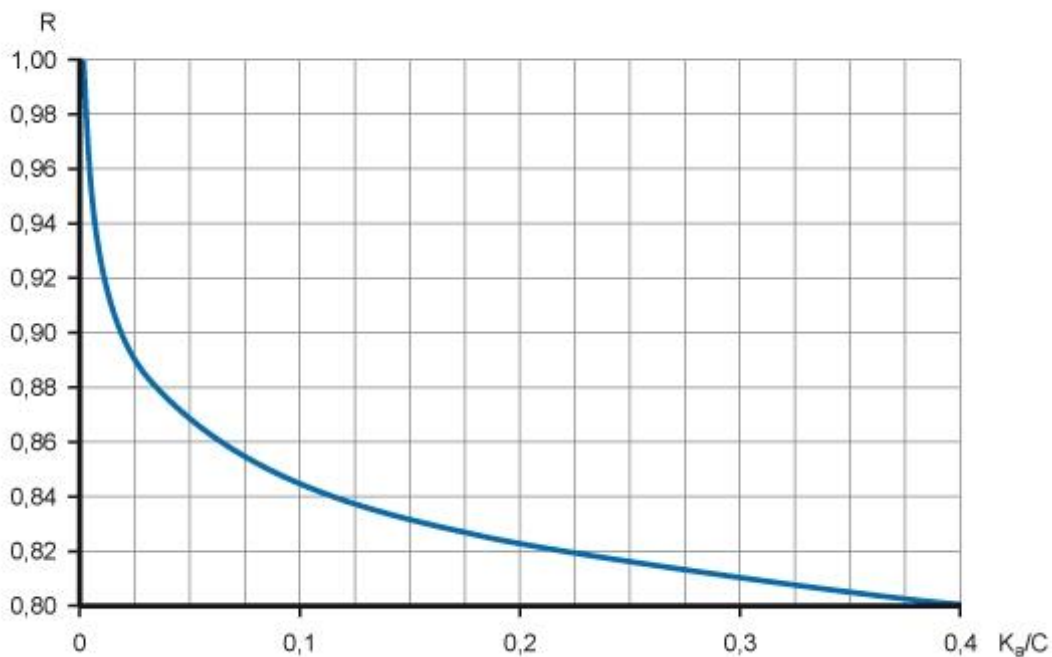
$$F_a = 0,5 * F_r / Y$$

Il significato dei termini è spiegato nella tabella di fianco

F_a	=	carico assiale sul cuscinetto
F_r	=	carico radiale sul cuscinetto
R	=	variabile per condizioni di contatto interno
Y	=	fattore di calcolo

Nel caso di angoli di contatto piccoli e di forze radiali molto importanti rispetto quelle assiali, dal produttore è consigliato di utilizzare $R=1$ in quanto l'andamento di R in funzione del carico radiale K_a è il seguente:

diagramma 1 - Determinare la variabile R per cuscinetti con $\alpha = 15^\circ$



Quindi bisogna applicare un precarico di entità:

$$F \geq R F_{r,B} - R F_{r,A}$$

$$F \geq F_{r,B} - F_{r,A}$$

$$F \geq 758,6N - 262,6N$$

$$F \geq 496N$$

Le molle scelte da catalogo hanno $K=4.61 \text{ N/mm}$ e lunghezza a riposo L_0 di 63.9 mm . Inoltre è stato scelto di usare $n=14$ molle compresse fino a raggiungere una lunghezza L_1 di 56mm . Effettuando un calcolo:

$$\text{Legge di hooke} \quad F_i = K \cdot \Delta L \quad (\text{molla singola})$$

$$F = n \cdot K \cdot (L_0 - L_1)$$

$$F = 14 \cdot 4.61 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot (63,9 - 56)\text{mm} = 509,9 \text{ N}$$

Considerando il valore tabellato di 220N moltiplicato per due cuscinetti precaricati, si otteneva 440N , e considerato il sovradimensionamento effettuato nel secondo caso (dovuto alla scelta di $R=1$), il precarico scelto si rileva un buon compromesso.

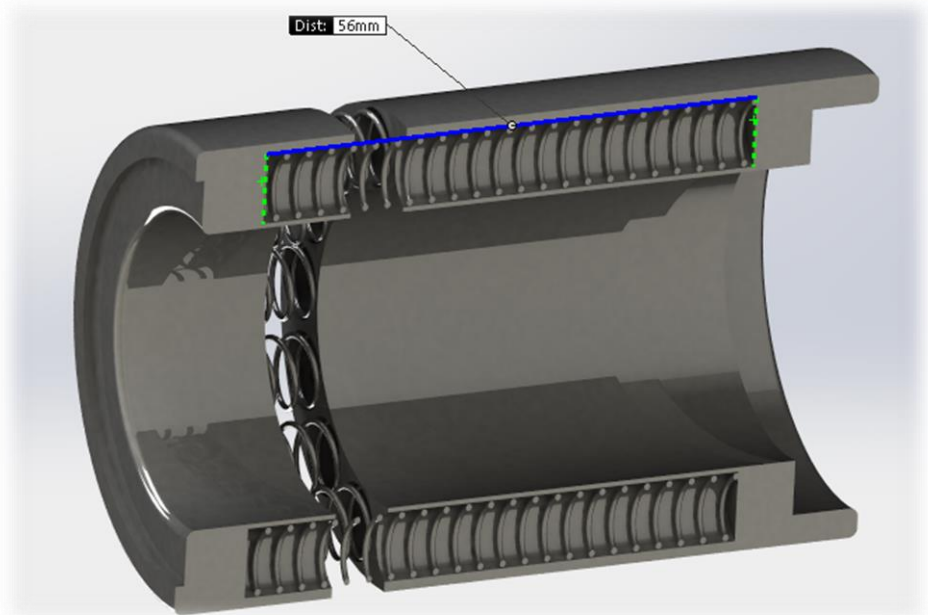


Figura al lato:

Sistema di precarico

Molle:

Le molle scelte da catalogo Meterspec presentano le seguenti caratteristiche:

Materiale	Acciaio inossidabile DIN 17223
Diametro filo	0.66 mm
Diametro esterno	7.62mm
K	4.61 N/mm
Lunghezza a riposo	63.9mm
Lunghezza minima di lavoro	20mm

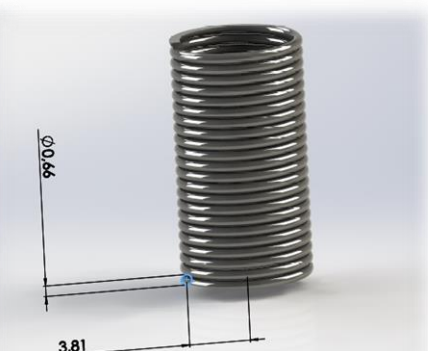


Figura 2- molla alla lunghezza minima di lavoro

Figura 1- Molla alla lunghezza a riposo

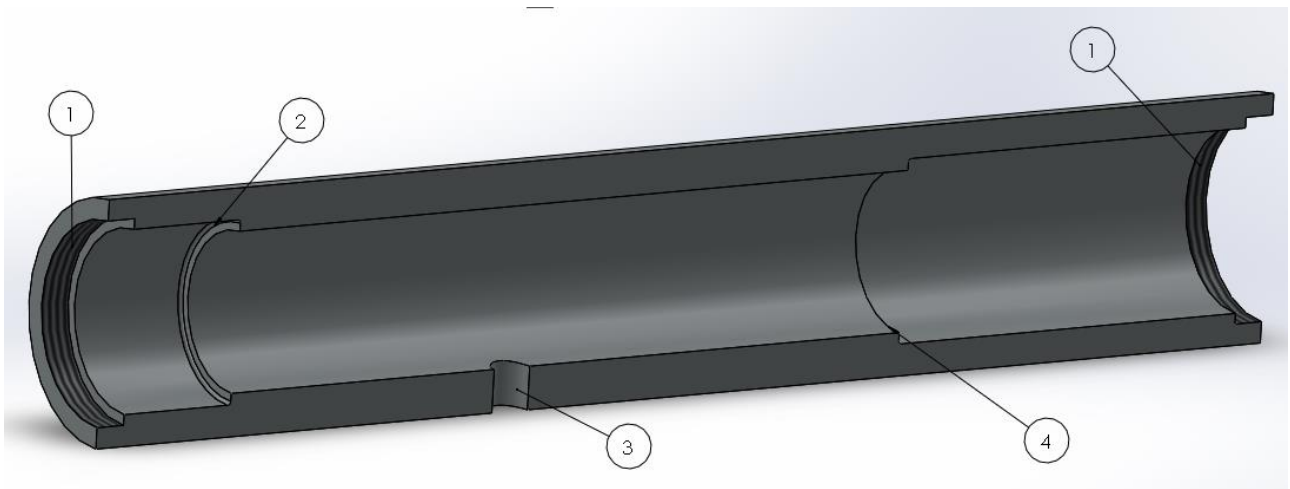
Rappresentazione delle due lunghezze a lato

CARTER

In seguito al dimensionamento dell'albero e alla scelta dei vari componenti, quali cuscinetti sistema di precarico e ghiera di bloccaggio, si è potuto realizzare adeguatamente il carter tenendo sempre presente i vincoli progettuali:

Diametro esterno carter	70 mm
Lunghezza carter	400 mm

Il materiale scelto per il carter è acciaio lavorato al tornio per ottenere i diversi diametri interni, che fungono da spallamenti dei vari elementi accoppiati all'albero (cuscinetti, sistema di precarico). Inoltre è praticato un foro in cui viene alloggiato un **ugello**, che permette di iniettare il lubrificante all'interno del carter.

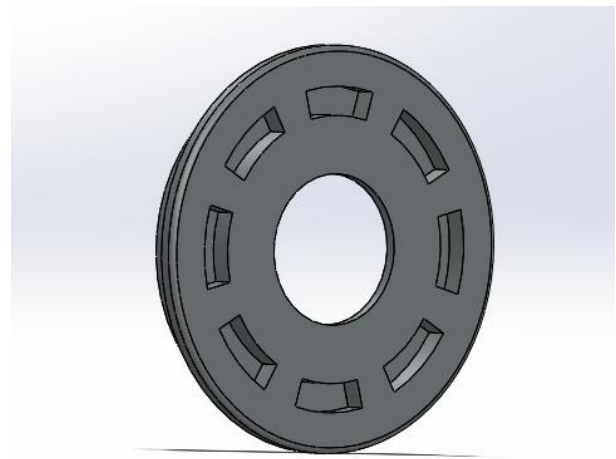


1. Filettatura per chiusura carter
2. Spallamento per cuscinetto
3. Foro per lubrificante
4. Spallamento per sistema di precarico

Il carter viene poi chiuso da ambo i lati tramite coperchi realizzati appositamente. Questi presentano delle sedi per essere serrati attraverso l'utilizzo di una chiave a castello.



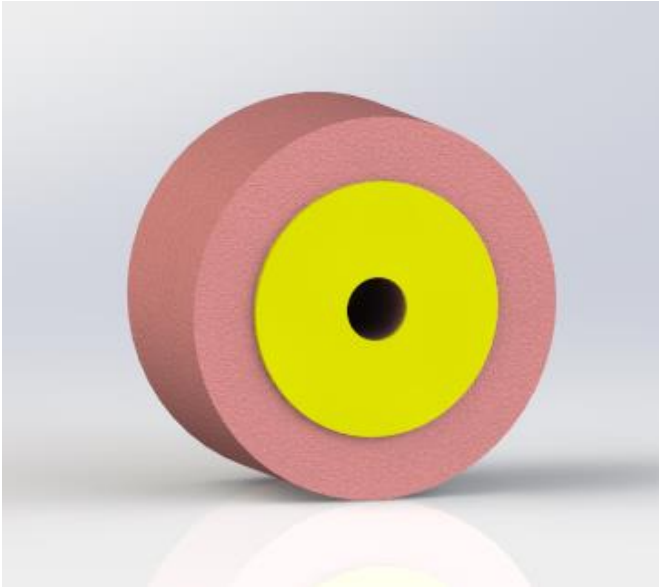
Chiave a castello



Coperchio con sedi per chiave a castello

MOLA

La mola è l'elemento che va a contatto con il pezzo, ed effettua la lavorazione. Dovendo rispettare i vincoli di progetto, non è stato possibile reperire sul mercato una mola con le caratteristiche richieste: quindi è stata contattata l'azienda specializzata *ATLANTIC-ABRASIVI*, in modo da produrne una su misura.



LEGANTE: A base di Silicato di Sodio e ossidi metallici.

ABRASIVO: Alundum (a base di ossido di alluminio).

In figura si possono anche osservare le guarnizioni (gialle). Esse costituiscono un "cuscino" fra le superfici portanti delle flange metalliche ed i fianchi della , onde distribuire uniformemente la pressione di serraggio tra le superfici

Mola a foro piccolo

BASAMENTO

Le macchine utensili di grande dimensioni di solito utilizzano bancali costituiti da un unico basamento mentre le macchine medio - piccole sono caratterizzate da bancali costituiti da più pezzi. Per quanto riguarda il fissaggio del bancale al pavimento nel caso delle macchine di grandi dimensioni, il basamento viene solitamente vincolato con dei tasselli a terra in modo ridurre al minimo la trasmissione di vibrazioni dalla macchina verso il pavimento e viceversa. In particolare questo tipo di soluzione è implementato nelle macchine ove il bancale e il mandrino sono montati direttamente per terra e non fra loro, e nelle fresatrici a braccio traslante quando il bancale è molto lungo.



Per quanto invece riguarda le macchine di media e piccola dimensione, queste sono di solito appoggiate al pavimento e provviste di blocchi isolanti. Essi minimizzano la trasmissione delle vibrazioni emesse dalla macchina stessa oltre che livellarla correttamente.

MATERIALI COMUNEMENTE UTILIZZATI NEI BASAMENTI

Sia il basamento che i componenti strutturali devono essere rigidi, leggeri e facili da produrre. Sono principalmente quattro gruppi di materiali adatti ai requisiti sopra elencati: ghisa grigia, acciaio, calcestruzzo polimerico e granito.

La **ghisa grigia** è il materiale più diffuso grazie alla sua stabilità, facilità di colata, grande capacità di smorzamento e bassi costi di lavorazione. In alternativa è utilizzata anche la ghisa duttile (o sferoidale), quando si vuole aumentare la rigidità di alcuni componenti ad esempio le teste portapezzi.

L'**acciaio** è usato per realizzare telai saldati, molto utilizzati quando ci sono delle difficoltà di colata a causa delle grandi dimensioni del pezzo da realizzare, quando il costo per la produzione di uno stampo non trova giustificazione economica o quando il tempo d'approvvigionamento del pezzo è molto ridotto. Il problema principale legato all'utilizzo dei telai saldati è la mancanza di smorzamento delle vibrazioni, che talvolta può essere risolto con l'aggiunta di riempitori come la sabbia o dei polimeri. Un altro problema invece è dato dalle tensioni interne residue nelle zone di saldatura e dal comportamento non strutturalmente omogeneo dei cordoni di saldatura.

Il **calcestruzzo polimerico** è utilizzato per produrre i bancali di torni e fresatrici soltanto d'alcuni anni. Questo materiale ha un alto coefficiente di smorzamento ma una bassa conduttività termica. In alcuni casi questo materiale è utilizzato come rinforzo ai particolari colati in ghisa.

Il **granito** è un materiale impiegato da alcuni produttori di torni speciali, di rettifiche e di altre macchine di finitura ad alta precisione ad esempio nel campo della lavorazione e della rifinitura vetro.

I materiali più diffusi per la realizzazione dei componenti strutturali delle macchine utensili sono senza dubbio l'acciaio e la ghisa. L'acciaio è utilizzato normalmente negli elementi saldati, la ghisa grigia o sferoidale, ottenuta da fusioni colate a terra, per il bancale o grandi componenti poco sollecitati mentre alcuni componenti come le casse dei mandrini sono fatti di acciaio fuso. I principali vantaggi di questi materiali sono il basso costo, la buona lavorabilità e le alte tolleranze dimensionali e geometriche raggiungibili.

L'acciaio si distingue per i suoi valori di modulo elastico e per l'eccellente rapporto massa/rigidità. La ghisa invece è molto apprezzata per il rapporto materiale/smorzamento, specialmente rispetto all'acciaio.

Lo svantaggio principale per entrambi i materiali sono gli alti valori di dilatazione termica e per l'acciaio la bassa capacità di smorzamento. La tabella mostra principali valori per i parametri che descrivono le proprietà di acciaio e ghisa.

	Acciaio	Ghisa Grigia	Ghisa Sferoidale
Modulo di Young	210 Gpa	80-148 Gpa	160-180 Gpa
Densità	7850kg/m ³	7100-7400kg/m ³	7100-7400kg/m ³
Fattore di Smorzamento	0.0001	0.0001	0.0002-0.0003
Coeff. di Espansione Termica	0,000011/K	0,0000115/K	0,0000115/K

Nel settore delle macchine utensili per i componenti strutturali tutti i materiali diversi da acciaio o ghisa sono considerati come non tradizionali. Esempi invece di materiali considerati innovativi nel campo delle macchine utensili sono alluminio, granito e calcestruzzo polimerico, materiali rinforzati con fibre di carbonio e materiali ibridi.

Il calcestruzzo polimerico è una combinazione di riempitivi minerali classificati secondo la loro distribuzione dimensionale (sabbia e altre granulometrie). Sono legati insieme utilizzando una resina conglomerante. I componenti realizzati con i calcestruzzi polimerici dotati di bassa conduttività termica sono adatti per macchine di precisione. Ottima anche la capacità di smorzamento per questo materiale, sono raggiunti i valori capacità di smorzamento della ghisa. Inoltre, gli elementi realizzati con questo materiale sono resistenti agli oli, liquidi refrigeranti e altri liquidi aggressivi. Questo materiale comprende diversi tipi di composti e nuovi sono in corso di sviluppo, per l'utilizzo nelle macchine utensili.

Analogamente al materiale precedente, anche il granito grazie alla eccellente stabilità delle sue proprietà nel tempo e della sua buona capacità di smorzamento è adatto a macchine molto precise come ad esempio fresatrici ad alta precisione e macchine di misura.

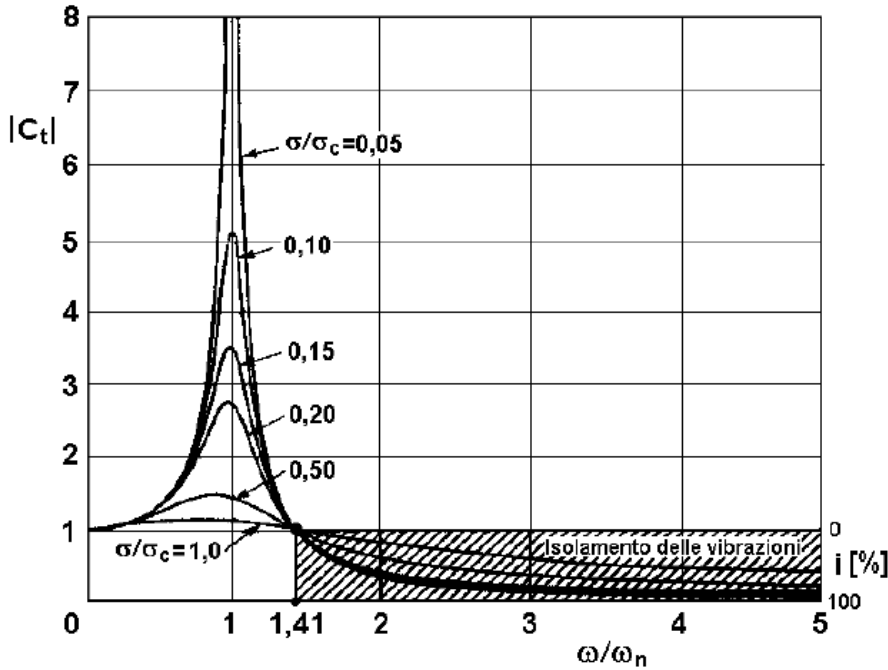
	Calcestruzzo Polimerico	Granite
Modulo di Young	400-500 Gpa	470 Gpa
Densità	2300-2600kg/m ³	2850kg/m ³
Fattore di Smorzamento	0,002-0,03	0,03
Coeff. di Espansione Termica	0,000011/K	0,0000115/K

I componenti strutturali realizzati con materiali ibridi sono generalmente sviluppati e progettati per utilizzi specifici. Pertanto, è importante conoscere prima le funzionalità delle parti che devono essere sviluppate per trovare poi l'adeguata combinazione di materiali con cui realizzare i componenti. Solitamente si usano grandi quantità di materiali a basso costo come l'acciaio o la ghisa e solo una minima quantità di materiali costosi. Per regolare le proprietà del nuovo materiale si realizzano analisi computazionali. Nel campo dei componenti strutturali delle macchine utensili sono state sperimentate le seguenti strutture ibride strutture d'acciaio saldate con calcestruzzo polimerico e strutture d'acciaio con riempimento di schiume d'alluminio

Una macchina utensile con strutture d'acciaio saldate con calcestruzzo polimerico è stata realizzata dal costruttore spagnolo di macchine utensili Nicolas Correa. In questo caso è stata sviluppata una fresatrice a struttura aperta con dei "sandwich" d'acciaio e calcestruzzo polimerico. Dai diagrammi di stabilità a lobi si può vedere la maggior capacità di smorzamento acquisita con l'uso del materiale ibrido. Inoltre anche la conduttività termica della macchina è stata ridotta considerevolmente. In aggiunta anche se il rapporto massa rigidità del polimero è peggiore di quello dell'acciaio, è stato possibile ridurre del 20% la massa totale per mezzo di regole di ottimizzazione topologica. Dallo stesso costruttore spagnolo di macchine utensili è stata anche sviluppata una fresatrice a struttura aperta d'acciaio e schiume d'alluminio. Questa struttura ha dimostrato una capacità di smorzamento maggiore rispetto a quelle realizzate con

materiali tradizionali e leggermente minore rispetto a quella realizzata con il polimero in calcestruzzo.

Quindi il basamento oltre all'importanza nel sorreggere la struttura serve anche a smorzare le vibrazioni prodotte dalla lavorazione. Affinchè avvenga l'isolamento dalle vibrazioni deve accadere che:



$$i = \frac{F_0 - T_0}{F_0} 100 = (1 - C_t) 100$$

dove abbiamo che:

F_0 = forza impressa

T_0 = forza trasmessa

C_t = trasmissibilità (il rapporto fra l'ampiezza T_0 della forza trasmessa alla struttura e quella F_0 della forza impressa)

i = isolamento delle vibrazioni

Sistema di Supporto:

Nelle mole da rettifica per interni, il braccio che ha la funzione di supportare la testa riveste un ruolo molto importante. Esso garantisce la rigidità alla testa e deve limitare le vibrazioni di tutto il sistema durante il movimento. Inoltre non deve subire flessioni troppo elevate per non incidere sulla precisione della lavorazione.

Generalità e scelte tecnologiche:

Prima di procedere con le scelte tecniche è stato effettuato uno studio delle soluzioni più utilizzate in passato fino alle moderne mole presenti nei centri di lavoro.

Le rettificatrici per interni nel passato adottavano una trasmissione a cinghia e avevano bassa flessibilità riguardo ai cicli di lavoro, in quanto il sistema non permetteva molte modifiche sui parametri di taglio. Con l'evoluzione delle rettificatrici è venuta a crearsi la possibilità di cambiare la parte terminale della testa in modo da avere più flessibilità per quanto riguarda le dimensioni dei diametri lavorabili.

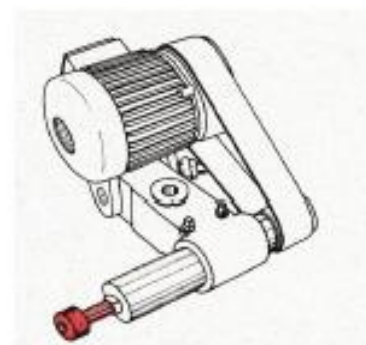
Il braccio che supporta la testa è una estensione della base su cui viene poggiato il motore in modo tale da facilitarne il montaggio sulla slitta e rendere la progettazione dei due sistemi (slitta e testa), per quanto possibile indipendenti.



Rettificatrice Tripet MAR 200 del 1983

Negli anni successivi le rettificatrici più economiche e soprattutto quelle da officina, hanno conservato questa forma.

Il braccio è molto spesso, in modo da smorzare parte delle vibrazioni del motore, reggere parte della tensione della cinghia (si cerca di renderlo più possibile parallelo al suo asse) e, ovviamente, sostenere la testa.

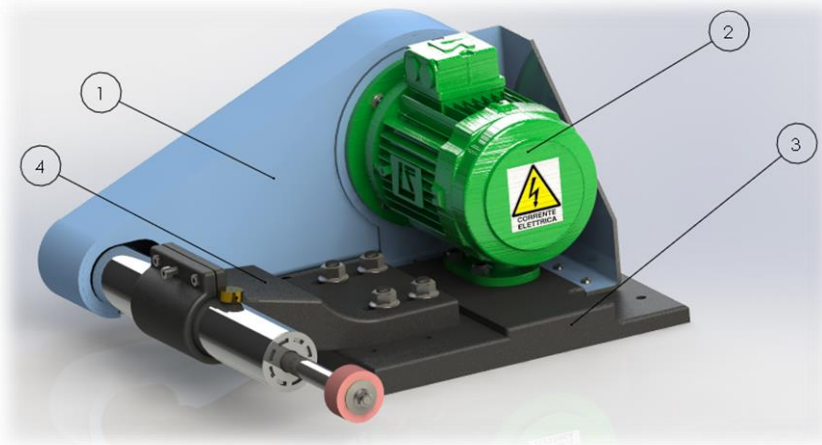


I centri di lavoro moderni, grazie allo sviluppo che la motoristica ha subito in questi anni, sono forniti di elettromandri dove non vi è bisogno di trasmissione a cinghia, bensì il motore è reso coassiale all'albero della mola. L'elevata flessibilità è garantita anche dalla rapida intercambiabilità degli utensili per la lavorazione.



Scelte adoperate:

Tutto il sistema completo si presenta come in foto:



1. Sistema copri cinghia.
2. Motore AC.
3. Piastra di fissaggio per slitta.
4. Braccio di supporto per la testa porta mola.

Braccio:

Il braccio è stato realizzato in ghisa. Esso presenta delle asole (figura 4) dentro cui scorrono dei perni prigionieri permettendo il montaggio della cinghia e la sua messa in tensione. Sulla faccia inferiore le asole sono smussate per facilitarne l'inserimento nei perni. Il carter della testa viene bloccato tramite l'attrito tra il braccio e il carter stesso (figura 5).

La pressione è generata dalle viti presenti sul braccio mentre lo smontaggio e quindi l'apertura della sede è garantito dalla vite centrale non passante.

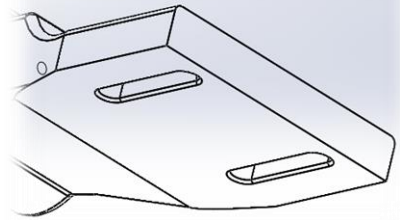


Figura 3

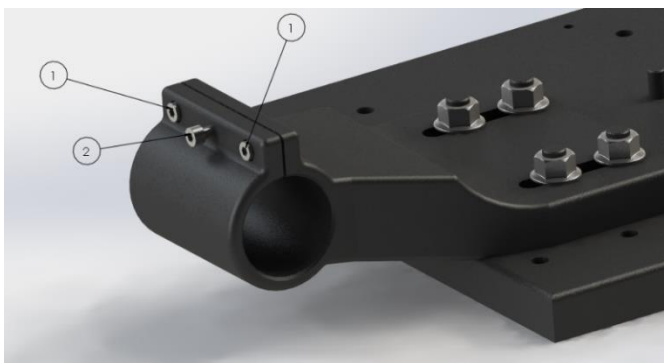


Figura 4

1. Viti di chiusura
2. Vite per apertura della sede

Piastra di fissaggio:

La piastra di base presenta dei perni prigionieri sia per il braccio che per il motore. Sono stati praticati inoltre dei fori per il fissaggio della base sulla slitta e della copertura per la cinghia.

1. Perna per il braccio (M16)
2. Fori per slitta (M12)
3. Fori per copertura (M8)
4. Perna per motore (M12)

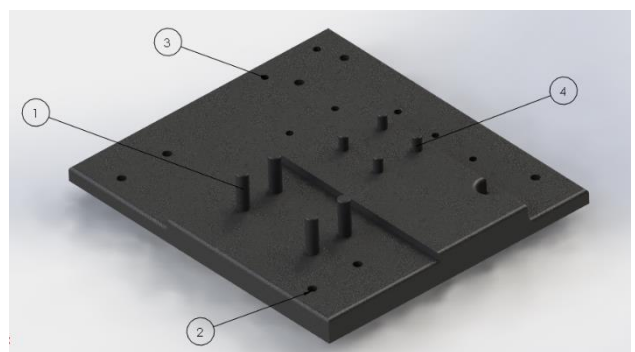
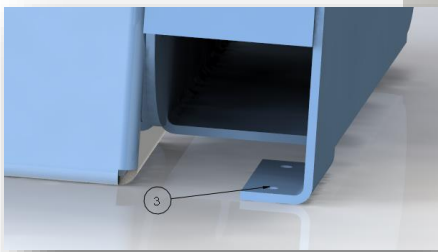


Figura 5

Copertura Cinghia:

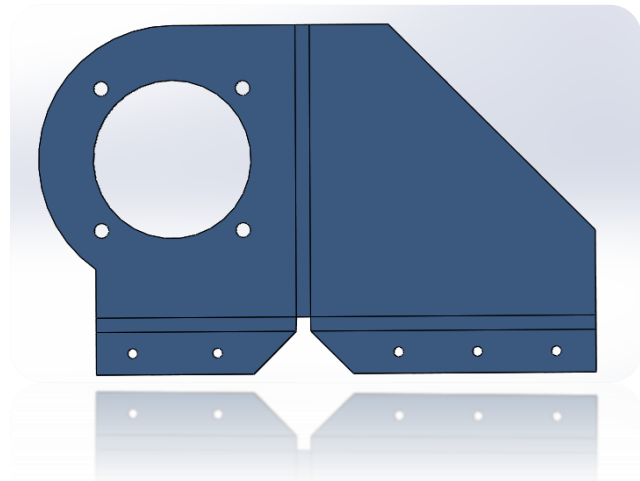
Il sistema di copertura della cinghia è realizzato in lamiera attraverso un processo di taglio, piegatura e foratura. Il suo scopo è quello di proteggere gli operatori dalle parti in movimento ed evitare problematiche per una eventuale rottura degli stessi.

1. Asola per la tensione della cinghia
2. Fori passanti per motore (M12)
3. Fori per Fissaggio su piastra di base (M8)



Fori piastra posteriore

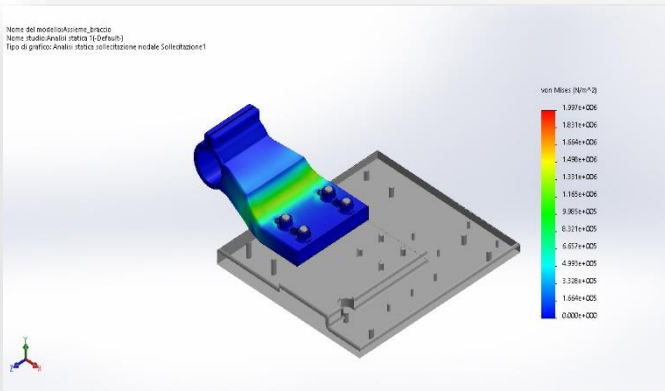
A destra è riportato un esempio di schema di taglio, da effettuare prima della fase di piegatura, ottenuto grazie al software.



Verifiche con calcolatore:

Per una verifica generale della flessione del braccio, sono state effettuate simulazioni con software “Solidworks Simulation”

sovradimensionando la forza agente sullo stesso a 1300 N. I file dell’analisi statica sono forniti a corredo con il CD. Di seguito è riportata un’anteprima dei grafici risultanti:



Si rileva uno spostamento massimo di 8 μ m

SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE – SLITTA PORTAUTENSILE

Data la lavorazione da effettuare si è resa necessaria la progettazione di un sistema per imporre il moto di appostamento dell'utensile.

Dopo un'analisi dei vari metodi, presenti nel settore industriale, si è scelto di utilizzare una guida capace di sopportare un peso elevato (peso della macchina utensile) e che offre al tempo stesso un grado elevato di precisione per imporre la profondità di passata.

L'apparato di movimentazione della macchina utensile consiste in una slitta poggiata a due guide lineari tramite opportuni supporti, con una superficie ridotta per diminuire le forze di attrito, e mossa da un sistema “vite senza fine”.

Il produttore scelto è la NEFF, un'azienda con sede in Germania che offre diverse soluzioni per viti a ricircolo di sfere ad elevata precisione.

In particolare la vite presenta una filettatura a profilo gotico, che offre maggiore precisione rispetto la filettatura trapezoidale, e inoltre dà la possibilità di utilizzare un sistema a ricircolo di sfere, presente nelle flange installate sulla slitta, che permette di poter muovere carichi elevati con un grado alto di precisione e al tempo stesso ridurre l'usura dei componenti.



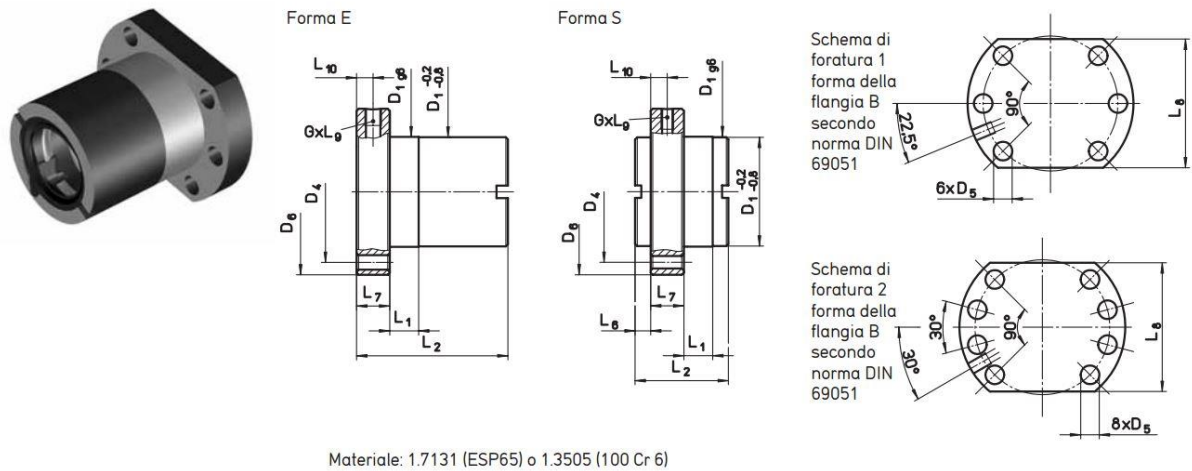
(figura 1)

Dal catalogo è stata scelta la vite KGS-4005 (tabella 1) con le seguenti caratteristiche tabellate:

Tipo Diametro in [mm] Passo in [mm]	Classe di precisione [µm/300mm]	Dimensioni [mm]				Massa della vite m'_{KGS} [kg/m]	Momento di inerzia superficiale I_y [10 ⁴ mm ⁴]	Momento di resistenza ²⁾ [10 ⁵ mm ³]	Momento inerziale di massa [kg m ² /m]
		d_0	d_1	d_2	$L_{max}^{1)}$				
KGS-1205	50	12	11,5	10,1	1300	0,75	0,051	0,101	$1,13 \cdot 10^{-5}$
KGS-1605	50	16	15,5	12,9	5600	1,26	0,136	0,211	$3,21 \cdot 10^{-5}$
KGS-1610	50	16	15,4	13,0	5600	1,26	0,140	0,216	$3,21 \cdot 10^{-5}$
KGS-2005	50	20	19,5	16,9	5600	2,04	0,400	0,474	$8,46 \cdot 10^{-5}$
KGS-2020	50	20	19,5	16,9	5600	2,04	0,400	0,474	$8,46 \cdot 10^{-5}$
KGS-2050	50	20	19,1	16,5	5600	2,04	0,364	0,441	$8,46 \cdot 10^{-5}$
KGS-2505	50	25	24,5	21,9	5600	3,33	1,129	1,031	$2,25 \cdot 10^{-4}$
KGS-2510	50	25	24,5	21,9	5600	3,33	1,129	1,031	$2,25 \cdot 10^{-4}$
KGS-2520	50	25	24,6	22,0	5600	3,33	1,150	1,045	$2,25 \cdot 10^{-4}$
KGS-2525	50	25	24,5	22,0	5600	3,33	1,150	1,045	$2,25 \cdot 10^{-4}$
KGS-2550	50	25	24,1	21,5	5600	3,33	1,049	0,976	$2,25 \cdot 10^{-4}$
KGS-3205	50	32	31,5	28,9	5600	5,63	3,424	2,370	$6,43 \cdot 10^{-4}$
KGS-3210	50	32	32,7	27,3	5600	5,63	2,727	1,998	$6,43 \cdot 10^{-4}$
KGS-3220	50	32	31,7	27,9	5600	5,63	2,974	2,132	$6,43 \cdot 10^{-4}$
KGS-3240	50	32	30,9	28,3	5600	5,63	3,149	2,225	$6,43 \cdot 10^{-4}$
KGS-4005	50	40	39,5	36,9	5600	9,01	9,101	4,933	$1,65 \cdot 10^{-3}$
KGS-4010	50	40	39,5	34,1	5600	8,35	6,737	3,893	$1,41 \cdot 10^{-3}$
KGS-4020	50	40	39,7	35,9	5600	9,01	8,154	4,542	$1,65 \cdot 10^{-3}$
KGS-4040	50	40	38,9	36,3	5600	9,01	8,523	4,696	$1,65 \cdot 10^{-3}$
KGS-5010	50	50	49,5	44,1	5600	13,50	18,566	8,420	$3,70 \cdot 10^{-3}$
KGS-5020	50	50	49,5	44,1	5600	13,50	18,566	8,420	$3,70 \cdot 10^{-3}$
KGS-6310	50	63	62,5	57,1	5600	22,03	52,181	18,280	$9,84 \cdot 10^{-3}$

(tabella 1)

la flangia scelta per collegare la slitta alla vite è il tipo KGF-D (figura 2), le cui dimensioni sono tabellate in relazione al codice della vite (tabella 2)



(figura 2)

Tipo Diametro in (mm) Passo in (mm)	Forma Schema di foratura	Dimensioni (mm)													Foro di lubrificazione G	Gioco assiale max (mm)	Numero dei giri portanti	Valore di carico (kN)		
		D ₁	D ₄	D ₅	D ₆	L ₁	L ₂	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉	L ₁₀	C ²⁾	C ³⁾				C ₀ =C _{0a}		
KGF-D 1605 RH-EE	E 1	28	38	5,5	48	10	42	-	10	40	10	5	M 6	0,08	3	12,0	9,3	13,1		
KGF-D 1610 RH-EE	E 1	28	38	5,5	48	10	55	-	10	40	10	5	M 6	0,08	6	23,0	15,4	26,5		
KGF-D 2005 RH-EE	E 1	36	47	6,6	58	10	42	-	10	44	10	5	M 6	0,08	3	14,0	10,5	16,6		
KGF-D 2505 RH-EE	E 1	40	51	6,6	62	10	42	-	10	48	10	5	M 6	0,08	3	15,0	12,3	22,5		
KGF-D 2510 RH-EE	E 1	40	51	6,6	62	16	55	-	10	48	10	5	M 6	0,08	3	17,5	13,2	25,3		
KGF-D 2520 RH-EE	S 1	40	51	6,6	62	4	35	10,5	10	48	8	5	M 6	0,15	4	19,0	13,0	23,3		
KGF-D 2525 RH-EE	S 1	40	51	6,6	62	9	35	8	10	- ⁴⁾	8	5	M 6	0,08	5	21,0	16,7	32,2		
KGF-D 2550 RH-EE	S 1	40	51	6,6	62	10	58	10,0	10	48	8	5	M 6	0,15	5	22,5	15,4	31,7		
KGF-D 3205 RH-EE	E 1	50	65	9	80	10	55	-	12	62	10	6	M 6	0,08	5	24,0	21,5	49,3		
KGF-D 3210 RH-EE	E 1	53 ¹⁾	65	9	80	16	69	-	12	62	10	6	M 8x1	0,08	3	44,0	33,4	54,5		
KGF-D 3220 RH-EE	E 1	53 ¹⁾	65	9	80	16	80	-	12	62	10	6	M 6	0,08	4	42,5	29,7	59,8		
KGF-D 4005 RH-EE	E 2	63	78	9	93	10	57	-	14	70	10	7	M 6	0,08	5	26,0	23,8	63,1		
KGF-D 4010 RH-EE	E 2	63	78	9	93	16	71	-	14	70	10	7	M 8x1	0,08	3	50,0	38,0	69,1		
KGF-D 4020 RH-EE	E 2	63	78	9	93	16	80	-	14	70	10	7	M 8x1	0,08	4	44,5	33,3	76,1		
KGF-D 4040 RH-EE	S 2	63	78	9	93	16	85	7,5	14	- ⁴⁾	10	7	M 8x1	0,08	8	42,0	35,0	101,9		
KGF-D 5010 RH-EE	E 2	75	93	11	110	16	95	-	16	85	10	8	M 8x1	0,08	5	78,0	68,7	155,8		
KGF-D 5020 RH-EE	E 2	85 ¹⁾	103 ¹⁾	11	125	22	95	-	18	95	10	9	M 8x1	0,08	4	82,0	60,0	136,3		

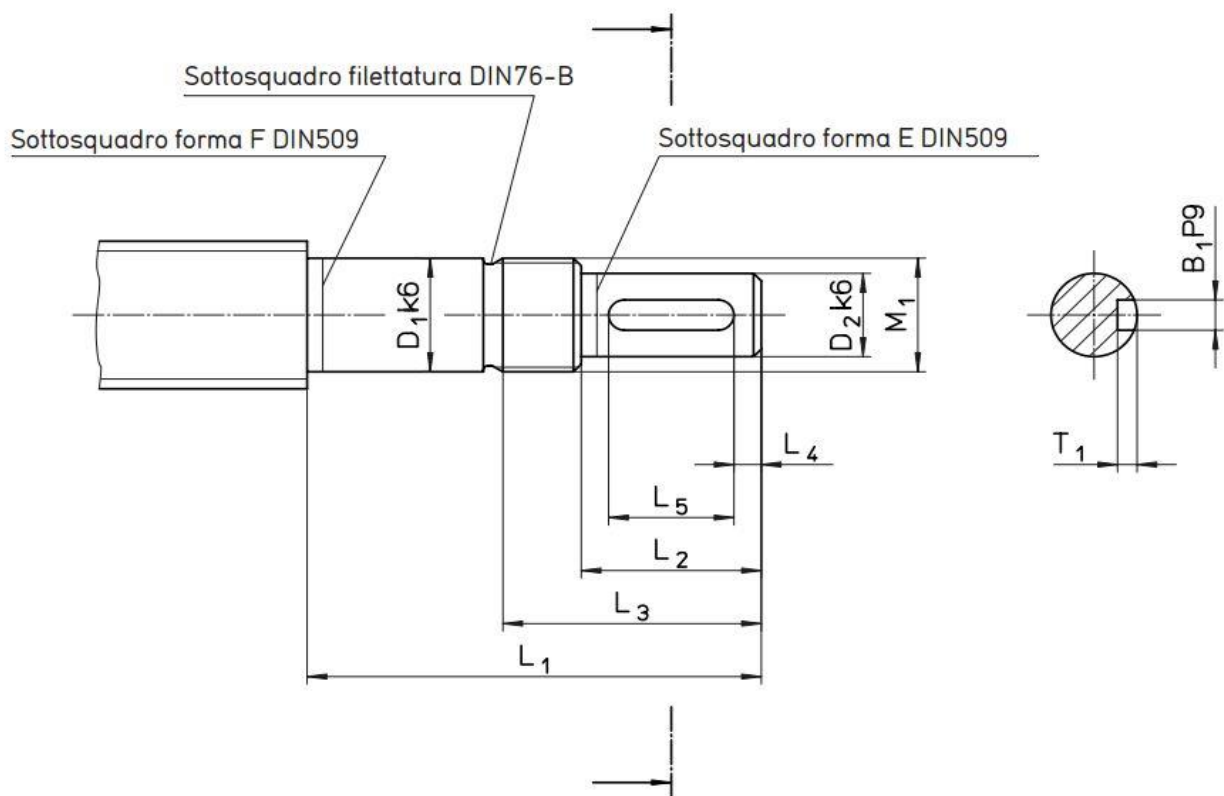
(tabella 2)

Per migliorare l'efficienza del sistema di movimentazione è necessaria un'opportuna scelta del cuscinetto e un corretto dimensionamento delle parti terminali della vite. Infatti il tipo di cuscinetto influenza la rigidità dell'intero azionamento nonché il comportamento alla flessione e alle oscillazioni torsionali. In base ai diversi tipi di cuscinetti vanno eseguite le lavorazioni dei terminali

della vite. La *tabella 3* riporta il dimensionamento (*figura 3*) relativo al codice della vite scelto e il cuscinetto consigliato.

Forma D KGT	Dimensioni (mm)									Cuscinetto ZKLF...2RS
	D ₁	D ₂	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	M ₁	B ₁ xT ₁	
1605, 1610	12	9	55	20	32	2,5	16	M 12x1	3x1,8	1255
2005, 2020, 2050	15	11	58	23	35	3,5	16	M 15x1	4x2,5	1560
2505, 2510, 2520, 2525, 2550	20	14	70	30	44	4	22	M 20x1	5x3	2068
3205, 3210, 3220, 3240	25	19	82	40	57	6	28	M 25x1,5	6x3,5	2575
4005, 4010, 4020, 4040	30	24	92	50	67	7	36	M 30x1,5	8x4	3080

(*tabella 3*)



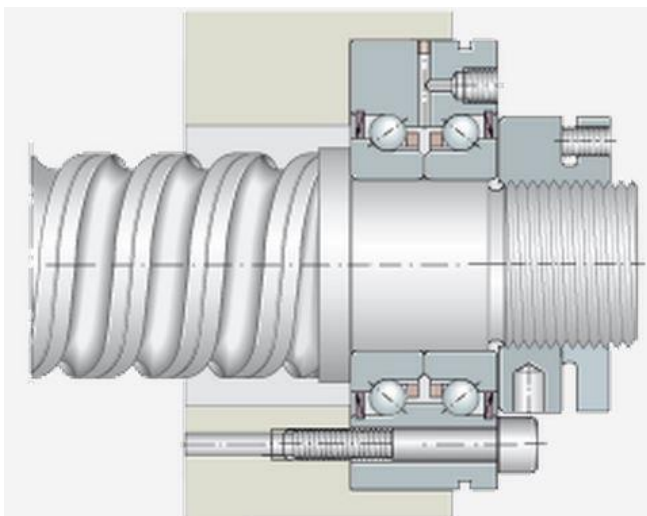
(*figura 3*)

Il cuscinetto utilizzato per la vite, come consigliato dalla NEFF, è un cuscinetto assiale a sfere a contatto obliquo, dato che le caratteristiche richieste ai sistemi di supporto per viti a ricircolo di sfere sono tali che spesso i cuscinetti tradizionali non possono soddisfarle in modo ottimale a causa della loro forma costruttiva. Proprio per la qualità e il compito unico che svolge ha un costo molto elevato.

Per la realizzazione di unità di supporto precise, con attrito ridotto, semplici da montare e con ridotta manutenzione per condizioni di funzionamento dinamiche vi è una grande scelta di questo tipo di cuscinetti. I cuscinetti assiali a sfere a contatto obliquo esistono come unità di supporto ad una, due o tre corone pronte per il montaggio. Esse non sono scomponibili e sono composte da anelli esterni a sezione spessa, con forma stabile, corone di sfere ed anelli interni singoli od in due parti. L'anello esterno ha fori passanti in molte serie costruttive per un fissaggio semplice del cuscinetto alla costruzione circostante mediante la flangia. Gli anelli dei cuscinetti sono selezionati in modo tale da ottenere il valore di precarico definito dopo il serraggio con la ghiera di precisione.

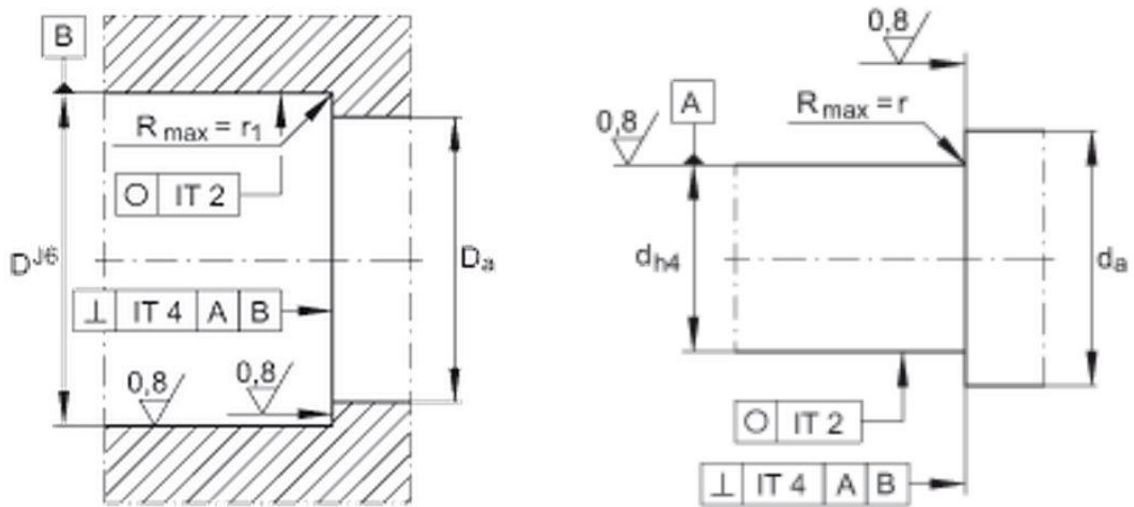


Il cuscinetto prescelto per il nostro sistema di movimentazione, consigliato dalla casa produttrice, è caratterizzato dal codice: ZKLF3080-2RS dall'azienda specializzata INA.

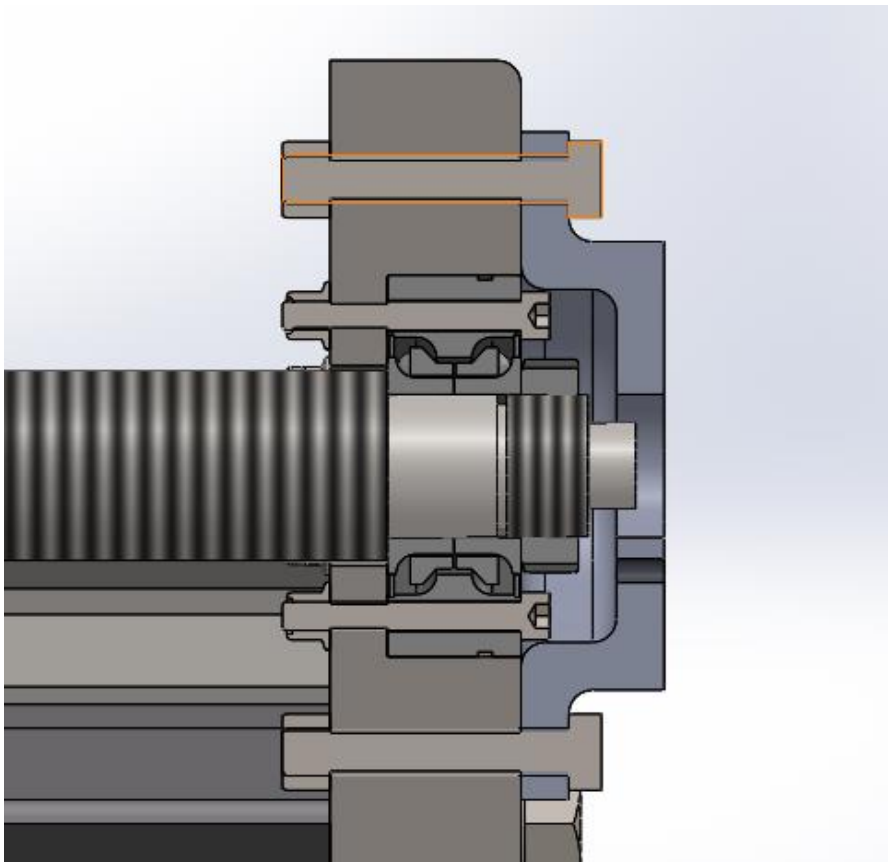


Lo schema è rappresentato in figura e da come è facilmente visibile si tratta di un cuscinetto inusuale. La sua struttura è stata concepita proprio per l'uso che se ne fa in questo progetto; non è quindi possibile rintracciare cuscinetti di questo genere in altri campi di utilizzo.

Nello studio di progetto è molto importante tenere conto delle dimensioni richieste dal produttore del sistema di movimentazione e dall'azienda che fornisce questo particolare cuscinetto in quanto le tolleranze sono molto ristrette (figura 4) per poter garantire qualità eccellente.



(figura 4)

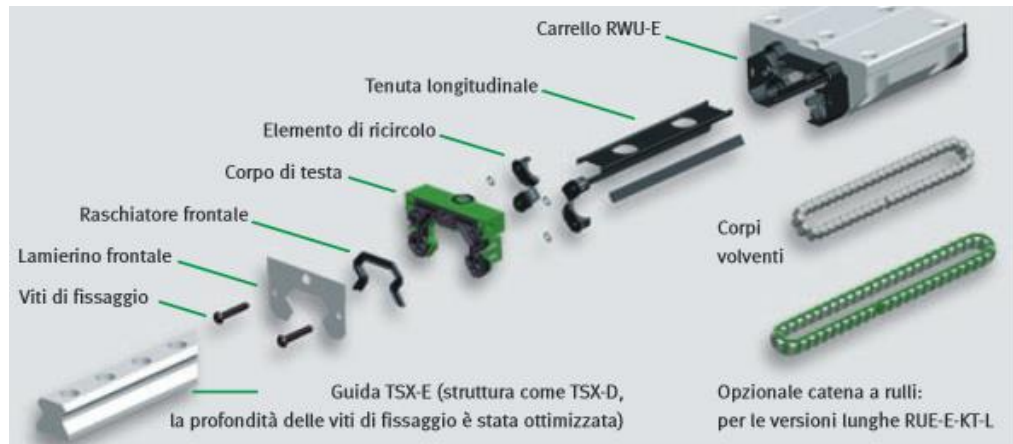


Sulla sinistra vi è una rappresentazione della soluzione applicata.

In esso si distinguono chiaramente alcune componenti quali la ghiera, il cuscinetto o la vite.

Scelta delle guide:

Nelle guide degli assi principali delle macchine utensili si sono affermate le unità a ricircolazione. Queste sono disponibili pronte al montaggio, precaricate e pertanto possono assorbire forze e momenti da tutte le direzioni. In questo caso, a causa del peso sempre maggiore dei pezzi, dei nuovi materiali di lavorazione e delle elevate forze di taglio, trovano applicazione principale le unità a ricircolazione di rulli della serie RUE, che offre un'elevatissima capacità di carico, una flessibilità ed un'integrazione funzionale elevata.



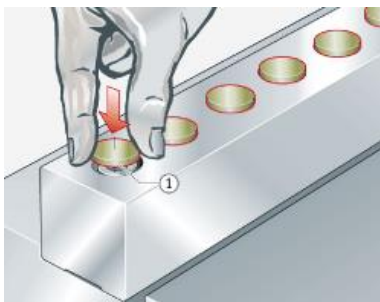
La scelta è ricaduta sull'unità RUE-55-E

I dati sugli elementi di fissaggio, sulle guide, sulle loro dimensioni, sul precarico e le tolleranze da utilizzare sono tutte indicate dettagliatamente dal produttore

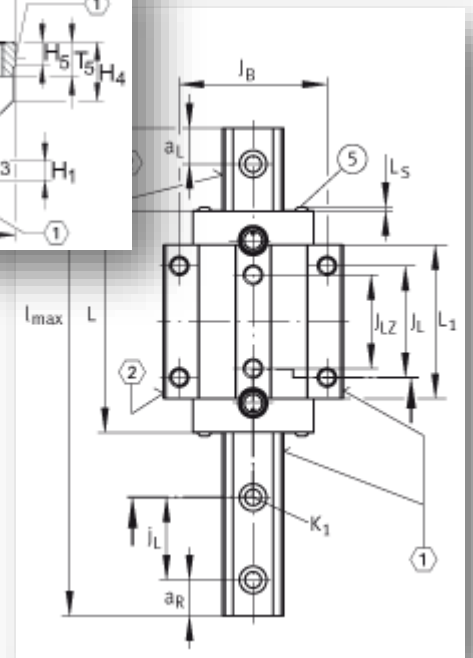
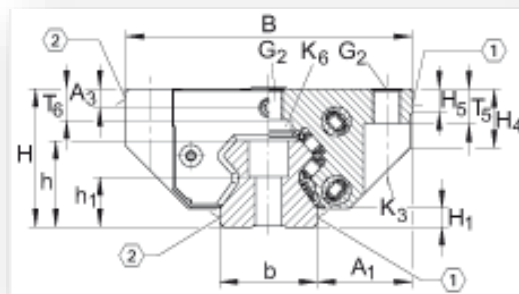
con disegni tecnici.

Guide:

Le guide sono montate direttamente nel basamento con viti a cava esagonale M16. Le viti sono protette da dei cappellotti di chiusura in ottone che rendono la superficie delle guide piana.



Da catalogo sono state scelte guide della lunghezza di 1000mm.



Montaggio:

In linea di massima i costi di montaggio sono determinati da:

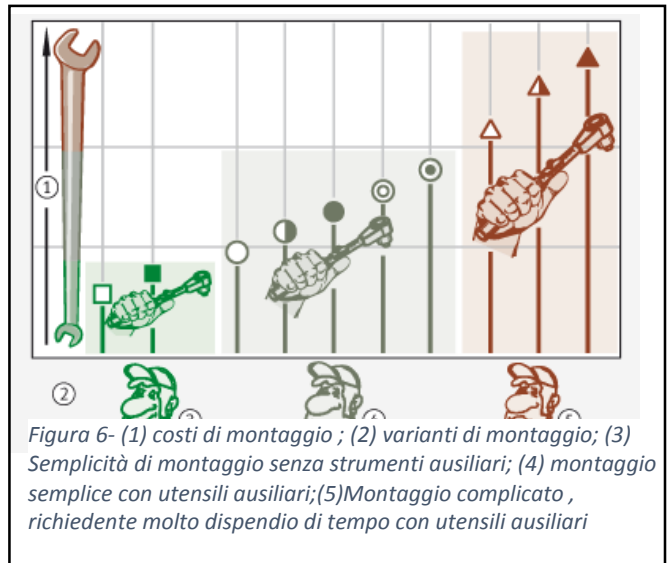
- la disposizione delle superfici di avvvitamento e di battuta di guide e carrelli
- L'accessibilità delle viti di fissaggio.

Secondo lo schema nella figura è possibile valutare i costi di montaggio (figura 1).

La struttura è crescente; descrive il costo secondo i seguenti criteri:

- semplicità di montaggio, senza strumenti ausiliari (3)
- montaggio semplice con utensili ausiliari (4)
- montaggio complicato, richiedente molto dispendio di tempo con utensili ausiliari (5)

Per motivi di tempo e di costo (costi di montaggio ridotti) è preferibile scegliere solo varianti da 3 a 4.



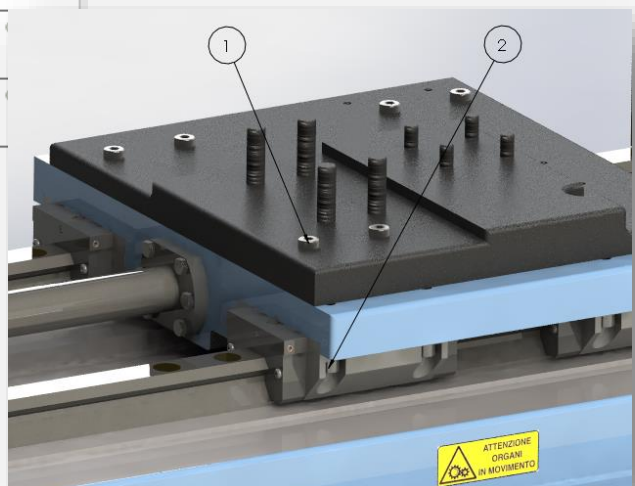
Rapporto tra slitta e lunghezza della guida	Esecuzione della costruzione circostante ¹⁾		Fissaggio di guida e carrello ²⁾			
	Pagina di riferimento	Lato opposto				
$L > 2X$ oder $L \leq X$						
			■	■	■	○
			■	■	■	○
			■	■	■	○
			■	■	■	○
			■	■	■	○

In tabella è presente (in giallo) la soluzione utilizzata per il montaggio.

Le viti che fissano l'unità alla slitta vengono avvitate dal basso (2-figura 3). Le viti che fissano la base in ghisa sono avvitate dall'alto (1) e passanti attraverso la slitta. La descrizione è compresa meglio dalla figura 3.

Inoltre per proteggere la slitta è stato posizionato un elemento di fine corsa in gomma, opportunamente sagomato, per proteggere anche gli estremi sporgenti delle viti.

Figura 3



Accessori:

La fase di montaggio del pezzo sulla macchina è molto importante per poter ottenere una corretta lavorazione; gli obiettivi da raggiungere sono:

- conoscere la posizione e l'orientamento del sistema di riferimento del pezzo rispetto a quello della macchina;
- mantenere la posizione durante la lavorazione;
- compensare le sollecitazioni che nascono durante la lavorazione.

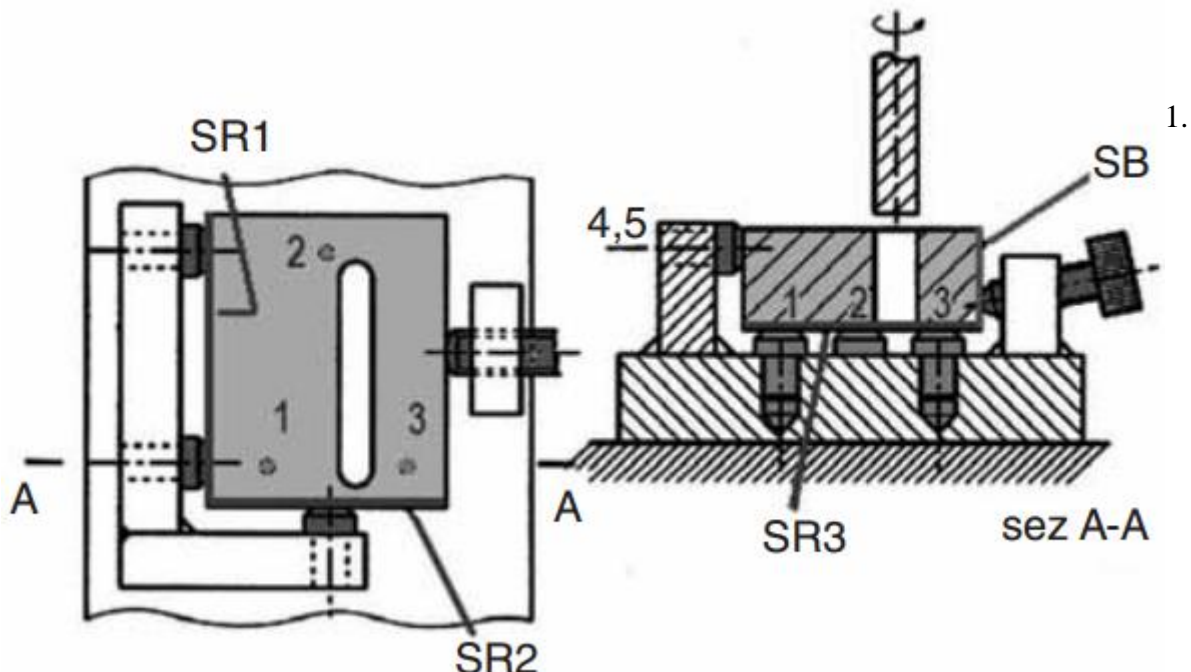
I sistemi di bloccaggio del pezzo da realizzare devono perseguire una molteplicità di obiettivi:

- riferire il pezzo nello spazio di lavoro della macchina;
- bloccarlo in posizione stabile e senza deformazioni.

La scelta dell'attrezzatura idonea deve essere tale da soddisfare le esigenze esplicitate dall'analisi delle superfici del pezzo, delle lavorazioni da effettuare in ogni fase e sottofase del processo, della precisione dimensionale e della tolleranza di lavorazione richiesta.

L'attrezzatura è dimensionata o progettata in base al principio del posizionamento isostatico. Ogni corpo nello spazio – e nel caso specifico si intende lo spazio di lavoro della macchina XYZ – ha 6 gradi di libertà; il principio consiste nell'eliminare i 6 gradi di libertà con il minimo numero indispensabile di punti di contatto tra pezzo e attrezzatura.

Diverse sono le superfici da prendere in considerazione (vedi figura):



superfici di bloccaggio SB - sono le superfici sulle quali agiscono i dispositivi di bloccaggio dell'attrezzatura;

2. superfici di appoggio SA - sono le superfici attraverso le quali si scaricano le sollecitazioni generate dalle forze di taglio;

3. superfici di partenza SP - sono le superfici del greggio di partenza che svolgono la funzione di superfici di riferimento (in genere durante la prima sotto-fase);

4. superfici di riferimento SR - sono superfici del pezzo dove sono localizzati i 6 punti, che entrano a contatto con gli elementi dell'attrezzatura.

Per quanto possibile devono coincidere con i riferimenti di quotatura.

Gli accessori, quindi, che ci permettono di ottenere un lavoro pulito e preciso sono:

- indicatori di posizione;
- blocco albero;
- pomello di manovra.

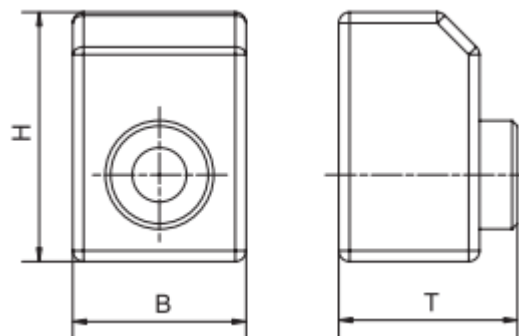


Indicatore di posizione

- contagiri in plastica per la lettura diretta degli spostamenti
- contatore a 4 cifre (cifre nere per i mm e cifra rossa per i decimi)
- senso di avanzamento: orario

Le dimensioni del misuratore scelto risultano essere nel nostro caso:

- $H = 46 \text{ mm}$
- $B = 32 \text{ mm}$
- $T = 31 \text{ mm}$

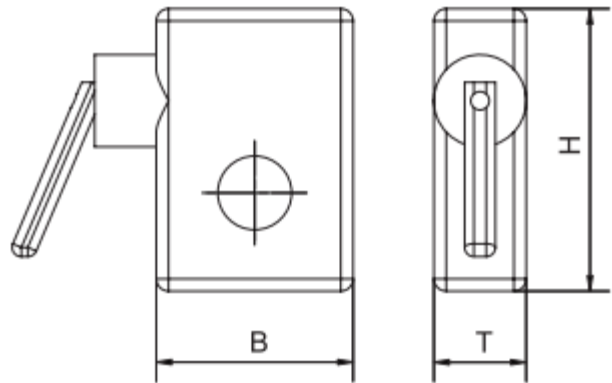


Blocco albero

- per il bloccaggio del sistema in una determinata posizione
- bloccaggio sicuro effettuato sulla vite di comando
- materiale: in acciaio

Le dimensioni nel nostro caso risultano essere:

- $B = 33 \text{ mm}$
- $T = 13 \text{ mm}$
- $H = 46 \text{ mm}$

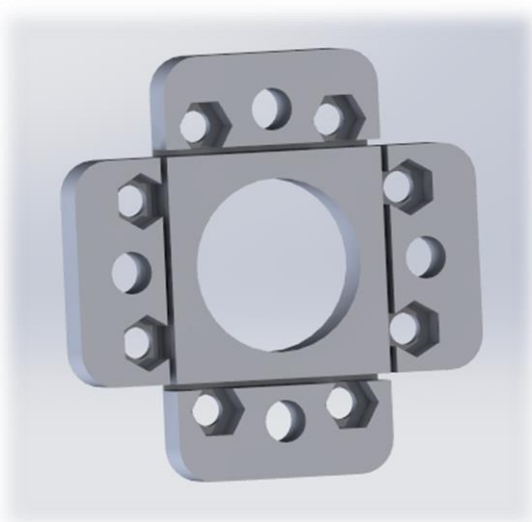
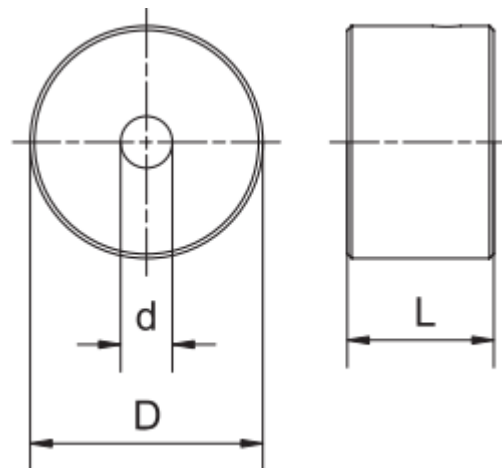


Pomello di manovra (volantino)

- pomello per la movimentazione manuale della vite
- materiale: Alluminio

Le dimensioni usate nel progetto sono pari a:

- $d = 18 \text{ mm}$
- $D = 125 \text{ mm}$
- $L = 29,5 \text{ mm}$



Piastra di fissaggio

- Per il fissaggio di indicatore di posizione e/o blocco albero

Calcolo superficie da verniciare:



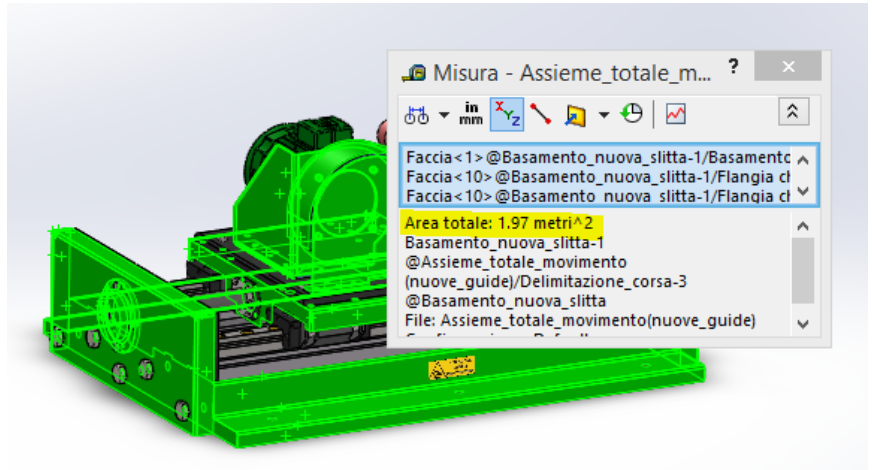
Tipo: Vernice spray effetto alluminio anodizzato – Blu

Scheda tecnica:

- Contenuto 150 ml (copertura 0,5 mq circa)
- Formula speciale a base metallica e plastica per verniciare parti interne in plastica, pelle e metallo

I mq sono stati calcolati grazie al software solidworks che rileva una superficie di 1.97 mq.

Si è scelto quindi di acquistarne 4 elementi.



Dimensioni Reali:

Prima di procedere al bilancio finale delle spese viene riportata una rappresentazione della macchina in un ambiente reale per dare l'idea delle dimensioni che, in scala reale, acquisirà il progetto.



Rappresentazione della macchina poggiata al suolo

Bilancio Spese totali:

ELEMENTO	NUMERO DI SERIE	QUANTITA'	PREZZO CADAUNO	PRODUTTORE
Cuscinetti albero	B7205-C-2RSD-T-P4S	4	37.20 €	Schaeffler
Ghiera	KM5	3	10.5 €	SKF
Rosetta di sicurezza	MB5	2	0.50 €	SKF
Tenute V-ring	VS5	2	1.10 €	SKF
Flange per mola		2	2.50 €	Su commissione
Anelli distanziali		4	5 €	Su commissione
Albero		1	100 €	Broc Metal
Carter		1	60 €	Su commissione
Coperchi carter		2	2 €	Su commissione
Ugello olio		1	12 €	SKF
Mola		1	30 €	Atlantic
Puleggia (180 mm)		1	55.40 €	Sapuppo
Puleggia (50 mm)		1	6.30 €	Sapuppo
Cinghia		1	4.15 €	Fimo
Motore elettrico	LSES 160 MR	1	854 €	Leroy Somer
Lamiere in acciaio (lavorate)		8 kg	15 € / kg	GFT srl
Elementi in ghisa (lavorati)		600 kg	1.6 € / kg	GFT srl
Chioccioline		2	130 €	Neff
Vite senza fine		1 m	130 € / m	Neff
Unità a ricircolo di rulli		4	150 €	Schaeffler
Guide lineari		2 m	59 € / m	Schaeffler
Cuscinetti (vite senza fine)	KLF 3080-2RS	2	403 €	Schaeffler
Ghiera (vite senza fine)	ZM30	2	35 €	Schaeffler
Bulloneria			100 € (totale stimato)	
Sistema precarico		1	250 €	Su commissione
Vernice	212811ampa	4	22.6€	Pilot

Prezzo totale stimato (esclusa manodopera) = 4750 €