

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI
BOLOGNA**

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA**

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE
in INGEGNERIA MECCANICA Classe LM- 33**

Sede di Forlì
TESI DI LAUREA
in

Principi e Metodologie della Progettazione Meccanica

**STUDIO E SVILUPPO PROGETTUALE DI UN SISTEMA DI
CAMBIO UTENSILE PER UNA MACCHINA CNC**

CANDIDATO
Luca Fabbri

RELATORE
Dario Croccolo

Anno Accademico 2010/ 2011
Sessione III

INDICE

INDICE	1
INTRODUZIONE	3
PRESENTAZIONE DELL' AZIENDA	5
1. STATO ATTUALE DELL'ARTE	8
1.1 MACCHINE A CNC	9
1.2 PORTAUTENSILE.....	10
1.3 CAMBIOUTENSILE	15
1.4 MAGAZZINO UTENSILE.....	18
2. SOFTWARE DI DISEGNO	20
2.1 COCREATE	21
2.2 PECULIARITÀ DEL SOFTWARE DI DISEGNO	24
3. PROGETTAZIONE DELLA PINZA.....	28
3.1 PREMESSA.....	29
3.2 ANALISI DEL CONTESTO	29
3.3 MATRICE MORFOLOGICA.....	36
3.4 MATRICE DECISIONALE.....	42
3.5 DIMENSIONAMENTI:.....	43
3.5.1 Molla a tazza.....	47
3.5.2 Cilindro:	52
3.5.3 Maglia di giunzione:.....	55
3.5.4 Collegamento della chela	57
3.5.5 Viti del corpo pinza:	60
3.5.6 Viti del cilindro	66
3.5.7 Tirante	68
3.5.8 Viti a chiusura del cilindro	70
3.5.9 Stelo del cilindro.....	70
3.5.10 Verifiche F.E.M.....	72
4. CONCLUSIONI	82

INTRODUZIONE

La redazione di questo trattato di tesi si basa sul lavoro svolto presso lo studio Phizero di Castelbolognese. L'attività svolta riguarda la progettazione e realizzazione di un sistema di cambio utensile in una macchina CNC.

La macchina in questione è una vecchia fresalesatrice CNC Mandelli Regent 1000/P di notevoli dimensioni e con ottime caratteristiche strutturali di rigidità e precisione.



Figura .1 Fresalesatrice orizzontale Mandelli Regent 1000/P

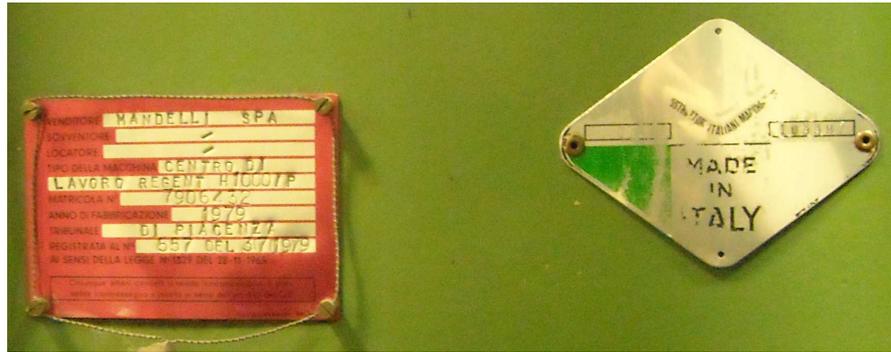


Figura .2 Mandelli Regent 1000/P anno 1979

L'acquisto di un moderno impianto di fresalesatura con caratteristiche strutturali confrontabili e sistema di cambio utensile incorporato comporterebbe dei costi estremamente elevati, quindi l'azienda committente ha deciso di ammodernare la macchina realizzando un sistema di cambio utensile "custom".

Il progetto è stato svolto prestando attenzione anche al costo dei componenti e del prodotto finale. E' stato utilizzato un braccio rotante molto efficiente e di provata affidabilità ed un sistema di afferraggio altrettanto efficace a pinza radiale.

Le fasi di svolgimento del progetto si possono riassumere in alcuni punti salienti:

- Studio della filosofia aziendale di progettazione e dei software utilizzati per questi scopi.
- Studio del settore "macchine utensili" e delle caratteristiche meccaniche e di affidabilità che devono possedere i loro componenti.
- Analisi delle richieste esplicite e implicite del cliente per ricavare quali siano le caratteristiche principali che deve avere il dispositivo.
- Stesura di varie bozze in 3D ricercando le migliori soluzioni costruttive tramite matrice morfologica e in accordo con il cliente.
- Progetto di dettaglio e messa in tavola dei disegni costruttivi per la realizzazione del sistema di cambio utensile.

Presentazione dell'azienda

Phizero srl è una struttura che studia, progetta e realizza soluzioni per l'automazione industriale nei settori alimentare, medicale e del packaging.

Il risultato è caratterizzato dal massimo livello di automazione compatibile con gli obiettivi e le esigenze di costo del committente, in un'ottica integrata di concurrent engineering.

Phizero studia di volta in volta il problema sottoposto con sofisticate attrezzature (analisi estensimetrica, analisi dinamiche, controllo dimensionale, analisi elementi finiti, rilievo delle caratteristiche di produzione, ecc...).

Il Team studia soluzioni di macchine speciali su specifica richiesta, per il confezionamento, dosaggio, posizionamento, manipolazione, e per le lavorazioni meccaniche di prodotti di design. In sintesi può studiare problematiche funzionali, di sicurezza, e di design su macchine e prodotti in autonomia o collaborazione stretta con i clienti.

Phizero quindi progetta le possibili soluzioni scegliendo la migliore tramite applicazione di strumenti obiettivi quali Matrice Morfologica o Valutazione delle funzioni e sviluppandola con i metodi propri della Lean Design

Il servizio e la fornitura del progetto sono completate dagli sviluppi dei disegni di particolari, degli assiemi di montaggio e redazione della distinta-base.

In seguito si realizza e concretizza la soluzione individuata fino ad arrivare all'installazione chiavi in mano di impianti di produzione sartoriali, studiati e progettati sulle specifiche esigenze dei clienti e in armonia con la direttiva macchina, offrendo servizio di assistenza post-installazione.

Phizero è presente sul mercato dal 2006, è costituita da un nucleo centrale di quattro soci, tre ingegneri meccanici ed uno elettronico, supportati da periti ed ingegneri, tutti dedicati all'attività di progettazione e consulenza oggetto della mission aziendale, mentre le altre funzioni aziendali sono relegate in outsourcing.

L'esperienza nel campo della progettazione 2D/3D, dell'analisi FEM lineare, non lineare e dell'analisi dinamica, ha reso possibile la realizzazione di diversi componenti per prodotti industriali ed apparati per linee automatiche di grandi dimensioni.

Phizero offre servizi di progettazione meccanica attraverso l'ausilio di tecnologie CAD 3D/2D quali Cocrete Modeling, SolidEdge, SolidWorks in primis.

Grazie al modulo "PM3 Dynamics" Phizero realizza rendering video ad alta qualità grafica utili per presentazioni fieristiche o per la valutazione del design e della funzionalità di nuovi prodotti.

Phizero pone al centro della propria progettazione il raggiungimento della tensione al limite che è una prerogativa comune a diversi settori industriali, come nei seguenti esempi.

In Automazione Industriale si ricerca spesso la massima velocità e quindi la minor inerzia possibile dei diversi componenti in movimento a parità di resistenza meccanica.

Nella carpenteria pesante si ricerca invece la minore deformabilità delle strutture con la minor quantità di materiale possibile, il che si traduce nella ricerca della geometria che renda uniforme e minima la sollecitazione.

Nello studio dell'affidabilità dei componenti plastici è necessario prevedere la possibile deformazione permanente per creep durante il ciclo vita.

Phizero inoltre offre servizio di consulenza per chi possiede macchinari obsoleti dal punto di vista produttivo (motorizzazione, controllo assi, ciclo produttivo da ottimizzare...) o non in linea con le vigenti norme in materia di sicurezza (caratteristiche non idonee, assenza di barriere fotoelettriche, mancato rispetto delle distanze di sicurezza...).

Il servizio prevede:

- analisi dello stato attuale della macchina;
- individuazione degli interventi necessari alla riqualificazione;
- riprogettazione meccanica, elettronica della componentistica da implementare;
- installazione della nuova componentistica sulla macchina;
- intervento per l'aggiornamento del software della macchina se necessario.

E' proprio su questi punti che si è sviluppato il progetto di questo sistema di cambio utensile.

1. Stato attuale dell'arte

1.1 Macchine a CNC

Le prime macchine utensili a controllo numerico (NC) furono introdotte dalla Parson's Company e MIT nel 1952 per soddisfare le esigenze di lavorazione dei profili di parti complesse degli aerei e delle matrici di formatura. Quelle di prima generazione, le *hardwired* NC, si basavano su circuiti digitali e non sui minicomputer che sono stati utilizzati, come unità di controllo, dagli anni '70 in poi portando alla realizzazione delle CNC (*Computer Numerically Controlled*) capaci di consentire lavorazione e controllo del pezzo on-line senza l'ausilio di operai.

Le CNC sono costituite da tre unità principali:

- l'unità meccanica
- l'unità di potenza (motori e amplificatori di potenza)
- l'unità a controllo numerico.

Un'unità CNC è composta da uno o più processori, dispositivi di input/output, dispositivi di interfacciamento, controllori logici. È dalla quantità di operazioni richieste che dipende il numero delle CPU impegnate.

Ad esempio, una fresa, la più semplice, a tre assi, richiede contemporaneamente un controllo della velocità di alimentazione, un controllo di posizione preciso di tutti e tre gli assi e un controllo di velocità angolare. Tra il computer centrale e le unità individuali in genere esiste un collegamento che permette la comunicazione continua tra di loro riguardo ai programmi da eseguire, ai piani e ai tempi di produzione. Tali sistemi sono detti *distribuiti* (DNC). Tuttavia per eliminare il rischio di mancato collegamento con l'unità centrale, ogni unità dispone di dispositivi periferici per un uso stand-alone della macchina. Nelle unità programmabili a controllo logico (PLC) vengono caricati i programmi, opportunamente testati, scritti in codici che fanno corrispondere alle funzioni implementate determinate operazioni che le macchine devono svolgere. Ogni macchina è altresì dotata di comandi manuali di emergenza e di interruttori per un eventuale uso manuale.

I vantaggi di una macchina utensile a controllo numerico sono molteplici. In primo luogo troviamo una riduzione del tempo di ciclo di un pezzo dovuta al

minor tempo di attrezzaggio della macchina e di posizionamento del pezzo. Infatti una macchina CNC riesce a svolgere più lavorazioni complesse senza prevedere lo spostamento del pezzo, grazie ai numerosi assi disponibili. Si può quindi parlare di “rendimento” di una macchina utensile quando si parla dei tempi persi per l’attrezzaggio, il cambio pezzo, eventuali scarti, i guasti, controllo pezzo, ecc.. Una macchina CNC è molto più performante di una macchina tradizionale in questi termini garantendo:

- Fermo macchina minori per festività
- Completo utilizzo su 3 turni di lavoro
- Minori guasti o rotture di utensili
- Veloce messa a punto della macchina e veloce controllo pezzo
- Rapido cambio utensile
- Veloce carico e scarico pezzo
- Facile evacuazione del truciolo.

Il tempo di lavorazione di un pezzo è notevolmente diminuito grazie alla migliorata qualità dei taglienti degli utensili e quindi maggiore durata degli stessi, e per l’aumentata velocità di asportazione. Si cerca ora di ridurre, nel ciclo lavorativo, la durata dei tempi passivi, e cioè: il tempo per il cambio utensile, il carico e lo scarico pezzo, il controllo dimensionale del pezzo, e la velocità di avanzamento in rapido.

1.2 Portautensile

Nelle macchine a utensile ruotante, il mandrino è la parte terminale dell’asse della testa motrice.

Ha la sede conica ISO che fa da guida per l’innesto del portautensile o dell’utensile; all’esterno presenta due tenoni che si incastrano nella corrispondente sede del portautensile e che trasmettono a questo il moto.

All’estremità conica interna vi è un dispositivo per il bloccaggio automatico del codolo del portautensile al mandrino formato da una serie di molle a tazza o elicoidali che, una volta azionate, esercitano sul portautensile una forza di tenuta di circa 1000-1500Kg.

Lo sbloccaggio dell’utensile è in genere idraulico o pneumatico.

Il portautensile è l'elemento di unione fra il mandrino e l'utensile. Esso è generalmente costituito in acciaio 18 Ni Cr Mo, cementato, temprato e rettificato. I portautensili sono unificati e la loro dimensione varia a seconda della conicità.

Il portautensile è composto dalle seguenti parti:

- *cono di incastro nel naso del mandrino.*

Il codolo conico assicura il portautensili al mandrino macchina. Gli standard definiscono sei misure di codolo conico base comprese fra #30, #35, #40, #45, #50, e #60. Su macchine utensili più grandi si usano portautensili di grandezze superiori. Il cono del codolo è in rapporto 3.5 pollici/piede (o 7:24).

Per ogni macchina si adotta il codolo conico più appropriato:

#60 macchine grandi

#50 macchine di media grandezza

#40 macchine piccole

#30 macchine molto piccole

- *collare di aggancio nella pinza del cambio utensile*

La flangia fa sì che il portautensili venga bloccato da una pinza o dal mandrino della macchina. Due sono i tipi di flangia più comuni: flangia a V e BT.

I supporti delle flange BT hanno filetti metrici per il prigioniero, ma i relativi adattatori possono essere progettati per l'inserimento di una vasta gamma di utensili da taglio con dimensioni in pollici. I supporti delle flange BT sono largamente usati sui centri di lavoro di produzione giapponese ed europea.

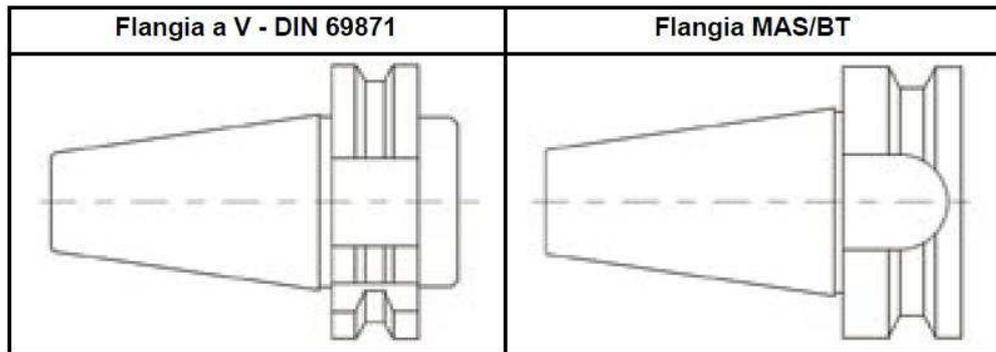


Figura 1.1 Tipi di flangia del portautensile

- *due incastri di traino*

L'utensile può essere trainato in diversi modi: con chiavetta, con dente frontale, con dente frontale e chiavetta o bloccato con vite trasversale

- *codolo di bloccaggio*

Il perno di guida fa sì che la barra di chiusura del mandrino fissi saldamente il portautensile nel mandrino e lo rilasci automaticamente. I perni di guida possono essere di varie forme e misure. E' consigliabile usare solo prigionieri raccomandati dal produttore della macchina.

- *stelo per il fissaggio dell'utensile*

Vi sono quattro diversi sistemi di serraggio:

- Pinze DIN 6388 e DIN 6499
- Mandrini Idraulici
- Mandrini di calettamento a caldo
- Sistemi Weldon e Whistle Notch



Figura 1.2 Tipi di serraggio dell'utensile sul portautensile

Nel portautensile si possono inserire (mediante bussole, pinze o mandrini) punte a centrare, a forare, maschi, alesatori, ecc. con gambo cilindrico o cono Morse.

Alcuni portautensile sono provvisti di condotti interni per l'adduzione di refrigerante che può avvenire o all'esterno oppure attraverso l'utensile, quando anch'esso sia provvisto di condotti per la refrigerazione. Con l'utilizzo di coni di riduzione è possibile fissare in un naso di mandrino di una data conicità un utensile di conicità inferiore.

Tipi di attacco:

- *Cono a forte rastremazione (CAT, BT, TC, ISO).*

Il codolo viene afferrato dal dispositivo di trazione posto all'interno del mandrino per trattenere in posizione il portautensile nel mandrino.

La trasmissione della coppia durante il taglio avviene grazie a due scanalature sulla flangia e all'accoppiamento con un dente di trascinamento presente sulla parte anteriore del mandrino.

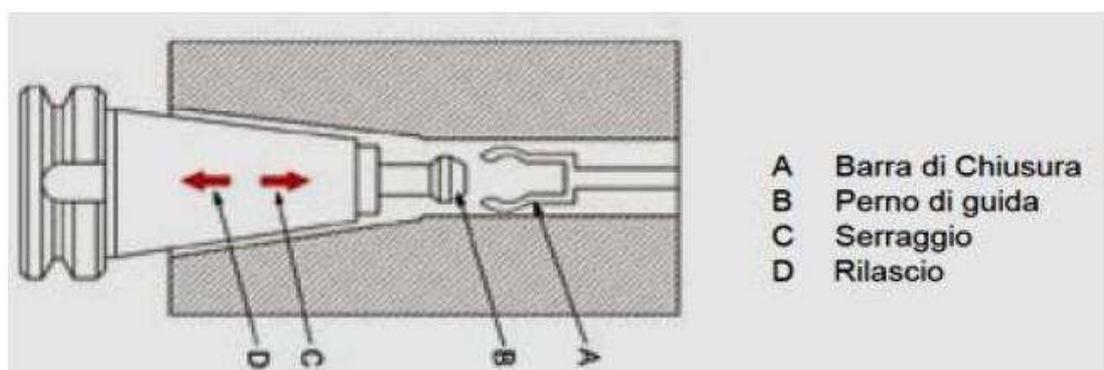


Figura 1.3 Cono ISO

- *HSK (Rastremazione esterna e codolo cavo all'interno)*

L'acronimo deriva da "Hohl Shaft Kegel" ossia "attacco conico cavo".

Esistono 6 tipi di attacchi HSK, designati con le lettere dalla A alla F: i tipi da A a D sono per applicazioni a bassa velocità, mentre i tipi E e F per alte velocità.

L'attacco HSK è più rigido, preciso, leggero, sicuro operativamente e adatto alle lavorazioni ad alta velocità rispetto a quello ISO, possiede una posizione assiale stabilita dal contatto tra mandrino e un'apposita superficie di battuta presente sul portautensile.

Il dispositivo di ritenzione agisce entro la cavità del portautensile dall'interno verso l'esterno.

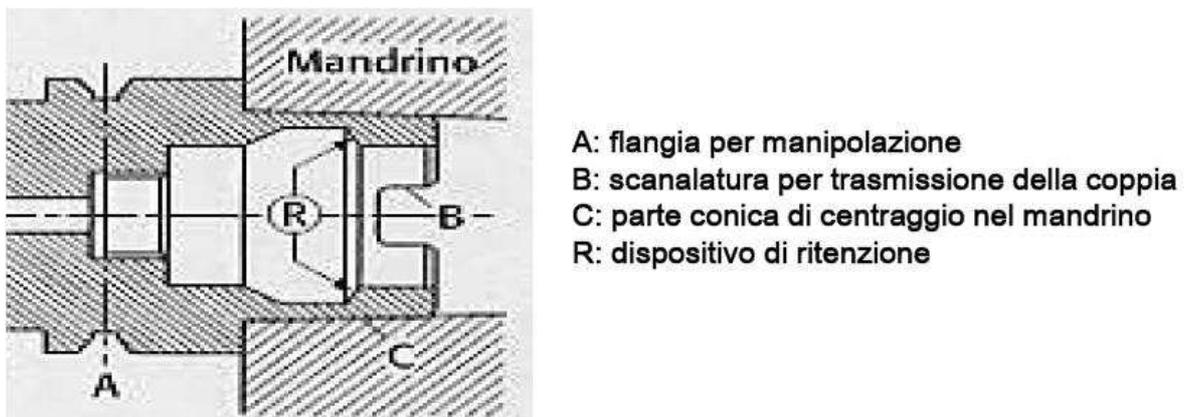


Figura 1.4 Cono HSK

- Altri (*Cono Morse, Codolo Automotive (a codolo filettato), ecc..*)

Sia le macchine a controllo manuale che CNC usano portautensili rettificati con precisione con un cono maschio che aderisce perfettamente al cono femmina della macchina.

1.3 Cambioutensile

Quattro sono gli aspetti fondamentali di un cambio automatico degli utensili (ATC= Automatic Tool Changer):

- 1- il meccanismo (o dispositivo) di scambio;
- 2- il sistema di selezione degli utensili;
- 3- la capacità del magazzino;
- 4- il tempo di cambio utensile.

Lo scambio dell'utensile fra mandrino e magazzino avviene per afferraggio e trasferimento del portautensile su cui è montato l'utensile da sostituire

È questo un primo e significativo ruolo del portautensile che a questo scopo è dotato di opportuna zona di presa costituita, in genere da una flangia; flangia dotata di riferimenti (incavi) per un esatto posizionamento rispetto al mandrino,

Di seguito si trovano i moti più ricorrenti con cui può avvenire lo scambio.

- Scambio tramite rotazione semplice della torretta (Fig 1.5)

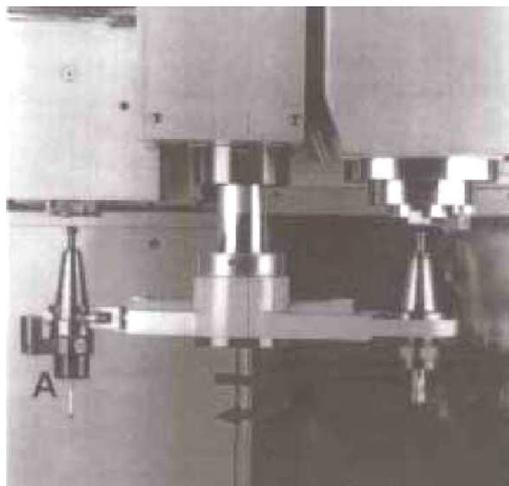


Figura 1.5 Scambio per rotazione della torretta

- Scambio tramite braccio rototraslante (fig. 1.6)

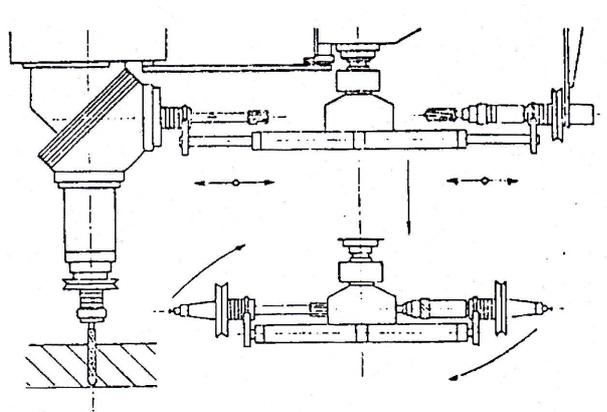


Figura 1.6 Scambio con braccio rototraslante

- Scambio mediante rotazione del magazzino e movimento combinato con il canotto del mandrino.
- Scambio con braccio scambiatore a bordo testa, navetta di trasferimento fuori campo macchina e secondo braccio traslante per un ulteriore trasferimento dal magazzino alla catena.

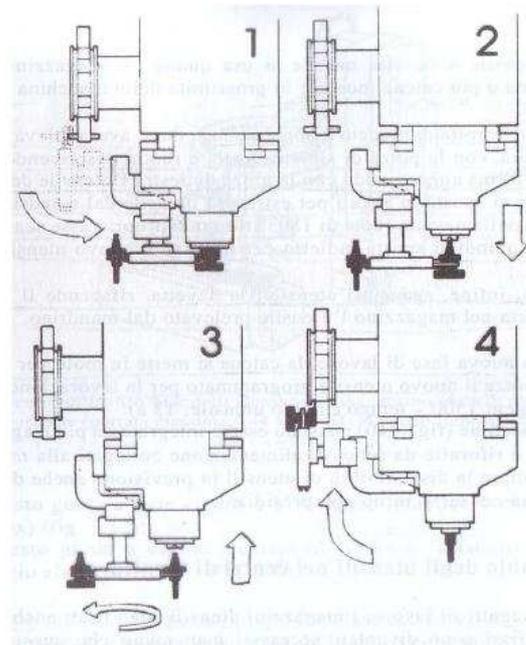


Figura 1.7 Scambio tramite torretta mobile

- Scambio senza braccio scambiatore; con rotazione del magazzino e movimento combinato con il mandrino o con la testa.

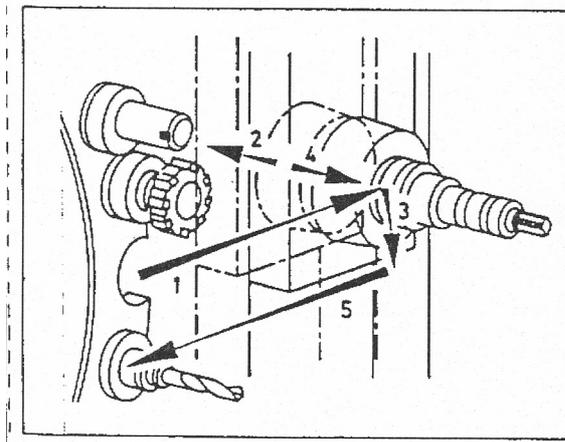


Figura 1.8 Scambio senza braccio scambiatore

- Scambio con braccio dotato di estremità inizialmente in posizione ad angolo perfetto per l'afferraggio dei portautensili da scambiare. Queste estremità divaricandosi ne effettuano l'estrazione. Lo scambio avviene con rotazione di 180° e manovra inversa.

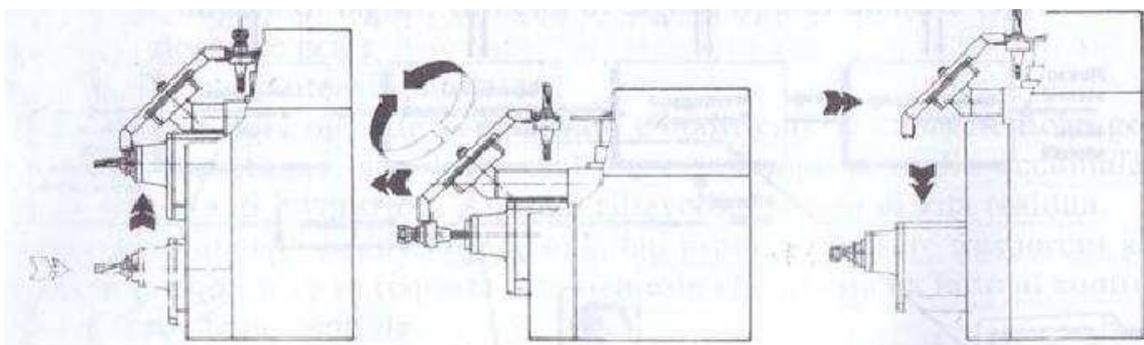


Figura 1.9 Scambio con braccio flessibile ad angolo

1.4 Magazzino utensile

Gli utensili sono contenuti in magazzini disposti accanto, sopra o dentro la macchina, a seconda del progetto costruttivo ed in funzione delle necessità di esercizio. I magazzini possono essere a catena, a giostra (disco), ecc.. e in essi gli utensili possono essere disposti o secondo l'ordine di lavorazione o a caso. Ogni utensile è codificato e quindi identificato dal CNC a seconda delle sue caratteristiche geometriche e tecnologiche; viene poi prelevato a seconda delle necessità nel ciclo di lavoro.

La maggior parte delle CNC dispone di magazzini ad accesso casuale (random), in cui ogni utensile non occupa sempre lo stesso posto da cui è stato prelevato ma il primo che si rende disponibile nel magazzino.

La capacità del magazzino utensili viene espressa dal numero di utensili che possono trovare posto in esso (si può arrivare a 150-200).

Un parametro molto importante è il tempo di cambio utensile, dipende dal tipo di magazzino e di dispositivo scambiatore (si può arrivare a valori dell'ordine di 2-3 s).

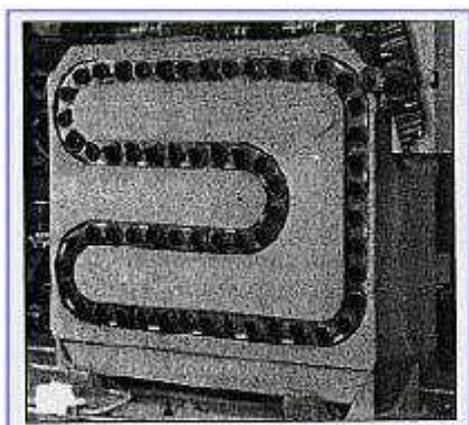


Figura 1.10 Magazzino a catena

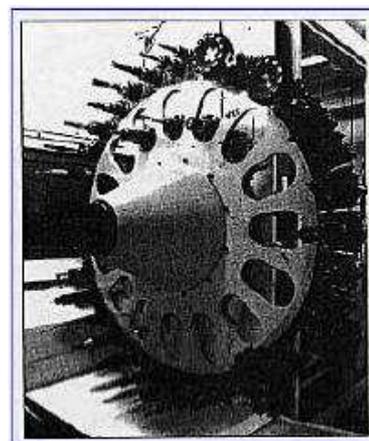


Figura 1.11 Magazzino a tamburo o disco

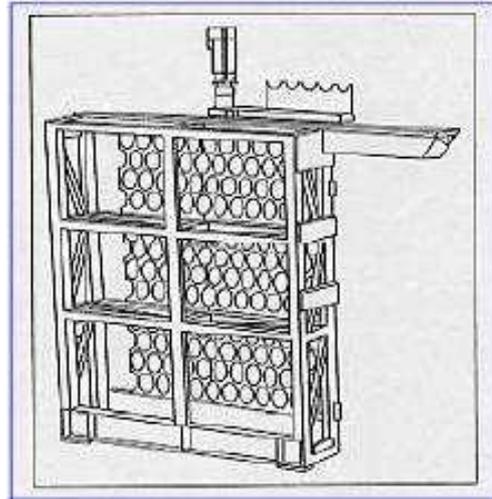


Figura 1.12 Magazzino a rastrelliera

2. Software di disegno

2.1 Cocreate

Creo Elements/Direct è un software dedicato alla progettazione meccanica di enorme potenzialità. Infatti, a differenza della maggior parte dei software in commercio, è basato su una struttura non parametrica cioè esplicita.

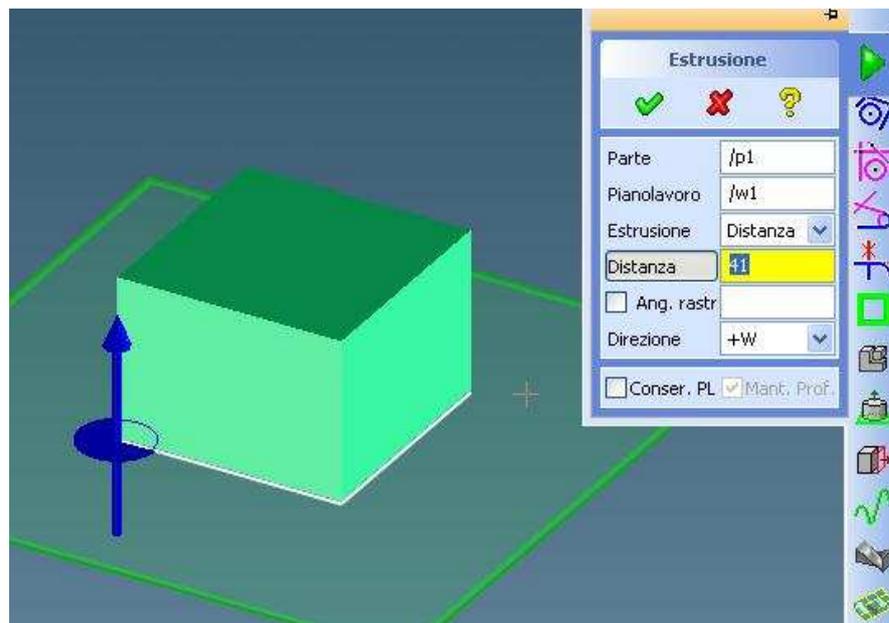


Figura 2.1 Modellazione esplicita

In questo modo è molto più flessibile tutto il procedimento di modellazione, perché le modifiche risultano immediate e poco laboriose. Nei tradizionali programmi di modellazione 3D invece, per effettuare una semplice modifica è necessario aprire la parte, accedere tramite l'albero delle feature allo schizzo relativo alla parte da modificare ed effettuare la modifica. In CoCreate invece è sufficiente selezionare la faccia in questione e "trascinarla" o comunque modificarla in qualunque modo.

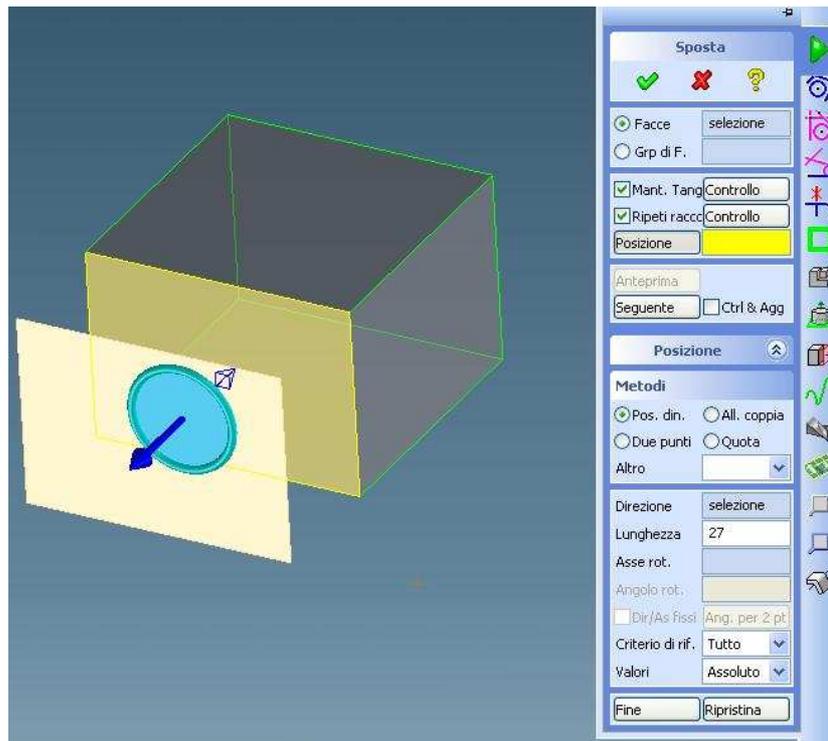


Figura 2.2 Trascinamento di facce su CoCreate

Grazie a queste caratteristiche Creo Elements/Direct si rivela il software certamente più efficace nella progettazione da zero, garantendo un processo di progettazione semplificato basato su un approccio diretto al CAD 3D che consente di inserire facilmente modifiche impreviste e radicali alla progettazione.

Per la sua facilità di apprendimento e utilizzo, Creo Elements/Direct consente agli ingegneri di ridurre notevolmente i tempi. La velocità della progettazione 3D e la curva di apprendimento ridotta di CoCreate Modeling consentono di superare la concorrenza e ridurre le pianificazioni dei progetti di settimane o addirittura mesi. Quando si utilizza il sistema CAD 3D esplicito CoCreate è possibile riprendere facilmente una progettazione dal punto in cui era stata interrotta da altri, così come si può aprire un documento di Microsoft Word esistente e proseguire immediatamente il lavoro. Infatti non è necessario conoscere l'albero delle feature per effettuare modifiche.

Se si desidera massima facilità e flessibilità nella creazione di progettazioni uniche o nel radicale riciclo dei progetti esistenti, un approccio di

“modellazione esplicita” alla progettazione 3D rappresenta la soluzione ideale. La maggior parte delle aziende aggiunge la modellazione 3D al proprio processo di progettazione per superare le crescenti pressioni nel settore manifatturiero, quali il time-to-market ridotto, la richiesta di nuovi prodotti da parte dei clienti e requisiti sempre più complessi dei clienti. CoCreate consente di risolvere queste problematiche con funzionalità di CAD 3D esplicito, gestione dei dati di prodotto e collaborazione in grado di fornire il livello ottimale di flessibilità di progettazione.

La combinazione di CoCreate con altre soluzioni software PTC fornisce un Sistema di sviluppo prodotto (PDS) integrale che consente alle aziende manifatturiere di ottimizzare i propri processi di sviluppo prodotto. Creo Elements è infatti integrabile con altre applicazioni Creo a valle, quali Creo Simulate e Creo Parametric, per eseguire attività di progettazione aggiuntive.

CoCreate è un programma estremamente leggero, cattura una minore quantità di informazioni di definizione del modello, offrendo in esclusiva un processo di progettazione dei prodotti realmente leggero e flessibile.

L'utente interagisce in modo intuitivo con la geometria del modello tramite interazioni “al volo” dirette. Le progettazioni possono evolversi liberamente senza che i progettisti siano costretti a prevedere le modifiche di progettazione a valle o a gestire logica di progettazione incorporata. Di conseguenza, la geometria leggera del modello è essenziale ai fini della flessibilità del sistema CAD 3D esplicito CoCreate.

Le dimensioni dei file di modellazione esplicita risultano mediamente di un terzo rispetto a quelle dei file di modellazione parametrica e ciò facilita l'accesso, la modifica, l'archiviazione e la condivisione dei modelli.

CoCreate Modeling offre flessibilità a diversi altri livelli, garantendo la possibilità di gestire modifiche impreviste e radicali alle progettazioni dei prodotti, di reagire a cambiamenti nella composizione del team di progettazione e di utilizzare facilmente i dati di progettazione di qualsiasi sistema CAD 3D o 2D come se si trattasse di dati di progettazione nativi. Infatti grazie anche alla sua enorme flessibilità sui formati accettati è

immediato aprire e modificare progetti redatti con i più disparati programmi. Creo Elements/Direct trasforma i solidi da altre fonti in insiemi di facce, consentendone il riconoscimento e la modifica immediata.

2.2 Peculiarità del software di disegno

Modellazione esplicita:

È possibile creare progettazioni 3D in modo semplice e rapido tramite interazioni al volo dirette con la geometria del modello. L'approccio esplicito, flessibile e di facile utilizzo, rappresenta la soluzione ideale per le aziende che creano prodotti unici o altamente personalizzati. Ad esempio PhiZero, progettando su commessa, e quindi esaudendo ogni volta le richieste del cliente con modifiche custom al progetto si avvale con successo di CoCreate.

CoPiloti 3D e 2D di facile utilizzo:

È possibile guidare graficamente con facilità i comandi di creazione, modifica e posizionamento delle progettazioni 2D e 3D. I CoPiloti calcolano in tempo reale e in modo intuitivo le condizioni di allineamento e le dipendenze geometriche, mentre gli utenti possono gestire una griglia su schermo adattiva e immettere rapidamente valori indipendentemente dai menu.

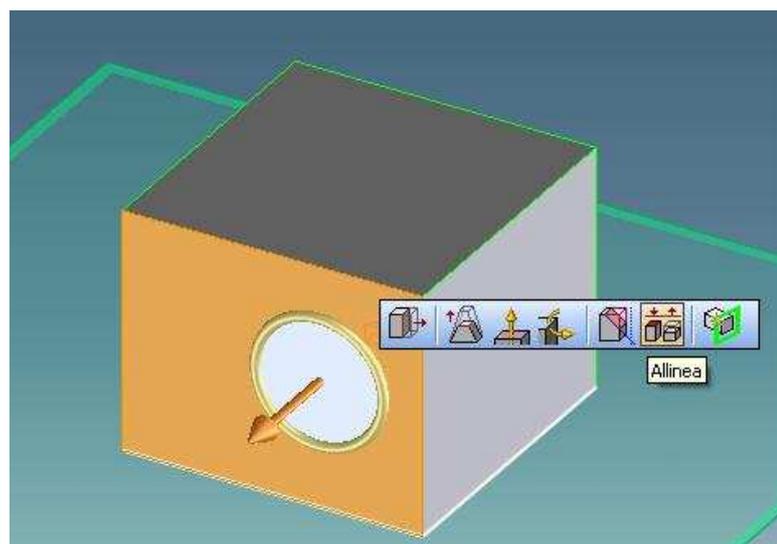


Figura 2.3 Copilota 3D

Gestione degli assiemi:

È possibile gestire parti e assiemi con funzionalità simili a quelle di Esplora risorse di Microsoft Windows. È sufficiente trascinare parti e assiemi in base alla struttura di prodotto della distinta base. È possibile eseguire facilmente la progettazione nel contesto dell'assieme, anche in caso di prodotti contenenti centinaia di migliaia di parti, nonché espandere la memoria fisica e incrementare le prestazioni con l'elaborazione a 64 bit e rappresentazioni grafiche leggere nell'ambito del sistema operativo Windows.

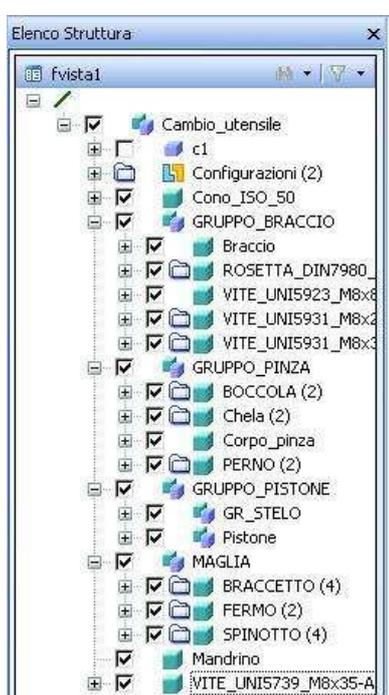


Figura 2.4 Struttura ad elenco degli assiemi

Annotazione:

È possibile creare disegni associativi 3D-2D sincronizzati con la parte o l'assieme 3D principale. Le modifiche 3D si estendono automaticamente ai disegni quotati, eliminando errori comuni del disegno 2D.

Analisi delle interferenze e del confronto tra le parti:

L'utilizzo di funzionalità di sviluppo prodotto digitale consente di ridurre tempi e costi. È possibile individuare i conflitti degli assiemi in anticipo

rispetto ai prototipi fisici e comprendere le differenze tra due parti simili utilizzando un'analisi visiva con codifica a colori.

Rendering foto realistico:

È possibile creare immagini con un rendering fotorealistico delle progettazioni dei prodotti, con un catalogo completo di schemi di rendering, sorgenti di luce, texture e materiali reali.

Progettazione in sezione trasversale:

È possibile spingersi fino al cuore di una progettazione, soprattutto per assiemi simmetrici, e guidare modifiche in sezione trasversale 3D come in caso di progettazione in 2D.

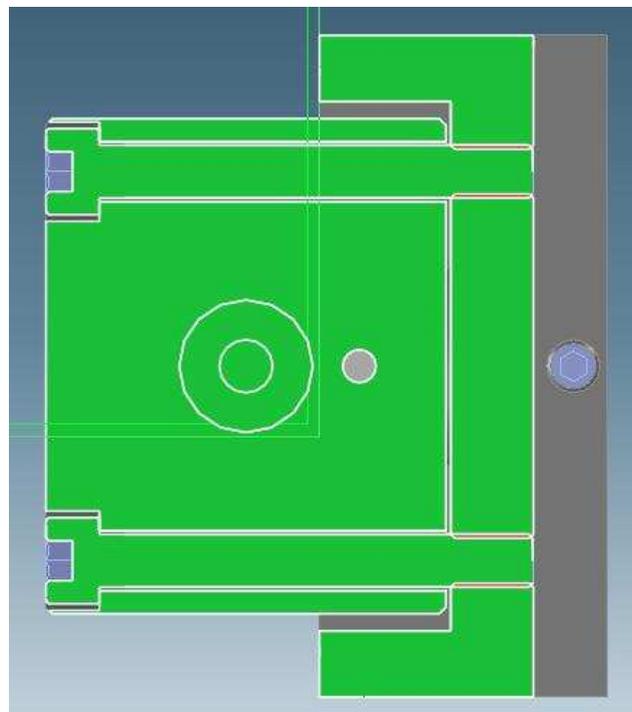


Figura 2.5 Vista in sezione di componenti (in rosso e interferenze)

Q&T e informazioni sul prodotto e la produzione:

È possibile catturare e passare le finalità di progettazione e le informazioni sul prodotto e la produzione tramite quote e tolleranze geometriche (Q&T) 3D complete, simboli di produzione, note e contenitori di utensili per parti e assiemi.

CoCreate Drafting: progettazione e disegno CAD 2D a livello professionale:

Le aziende che utilizzano un sistema CAD 2D per i processi di progettazione concettuale, visiva e dettagliata possono trarre vantaggio da CoCreate Drafting. Sviluppato esclusivamente per ingegneri meccanici e progettisti, CoCreate Drafting consente di raggiungere nuovi livelli di produttività con funzionalità innovative per parti e assiemi e potenti comandi 2D.

3. Progettazione della pinza

3.1 Premessa

Il progetto di questo sistema di cambio utensile si articola in 5 fasi principali:

- Analisi delle richieste del cliente.
- Scelta della tipologia di sistema da utilizzare.
- Redazione di una bozza di progetto.
- Discussione dei vari risultati con il cliente e scelta della variante ottimale.
- Realizzazione del progetto di dettaglio.

3.2 Analisi del contesto

Un sistema di cambio utensile è un insieme di dispositivi atti a prelevare un utensile dal magazzino della macchina, posizionarlo sul mandrino e contemporaneamente prelevare un eventuale utensile dal mandrino riposizionandolo nel magazzino.

Questa procedura non è di semplice realizzazione perché le forze in gioco sono notevoli (per la macchina in questione si parla anche di utensili pesanti 10-12 Kg a sbalzo) e la precisione richiesta è elevata.

Principalmente un sistema di cambio utensile è formato da tre gruppi: il magazzino degli utensili, il modulo di movimentazione e la pinza di afferraggio.

Le consistenti dimensioni del piano di lavoro di questa fresalesatrice richiedono un notevole spazio attorno al mandrino, impedendo quindi di utilizzare le configurazioni che occupano spazio nella zona di lavoro.

Si è optato per una configurazione di cambio utensile con magazzino decentrato a lato della testata motrice. E' stato necessario adottare una navetta che colleghi la zona mandrino con la zona di cambio utensile.



Figura 3.1 Vista frontale

Dall'analisi delle richieste del cliente è emerso anche il fattore economico. La tendenza al risparmio ha portato ad optare per il riciclo di un altro sistema di cambio utensile e per l'adattamento di esso alla fresalesatrice in questione. Il modulo di movimentazione ad angolo di 90° che va dal magazzino al mandrino è già stato montato dal cliente sulla fresalesatrice.

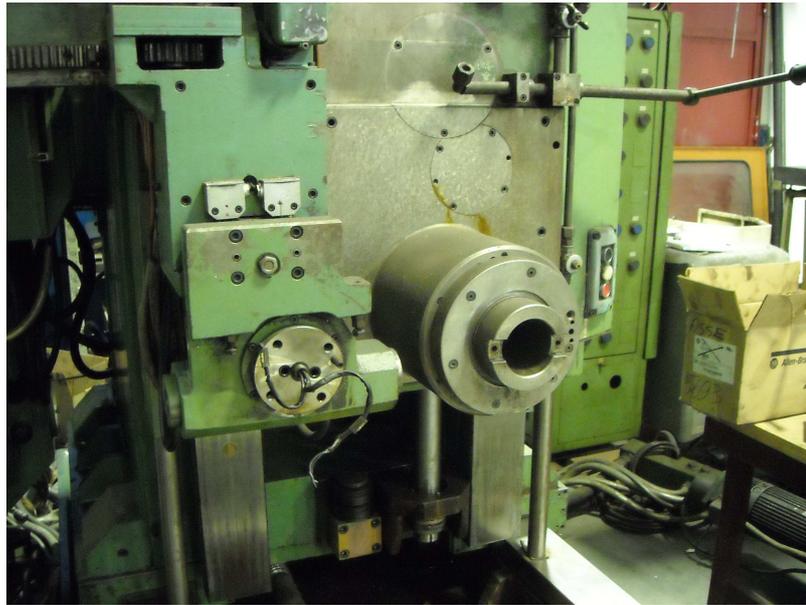


Figura 3.2 Navetta a bordo testa montata sulla macchina

Si rende quindi necessario rilevare le dimensioni e gli ingombri delle posizioni raggiunte dalla navetta per stabilire i punti cardinali fissi di partenza, attorno ai quali modellare la forma del braccio, la disposizione della pinza e tutti i suoi cinematismi. Inoltre sarà necessario dimensionare anche il magazzino degli utensili, sempre basandosi sulle posizioni raggiunte dalla navetta.

Questa procedura può sembrare limitativa della libertà di scelta degli azionamenti e dei movimenti ottimali, ma avanzando nel corso del progetto si è dimostrata molto utile, infatti il numero di variabili fra cui scegliere si è rivelato estremamente alto pur avendo già fissato quelle relative al modulo navetta.

La scelta di utilizzare un sistema di scambio con braccio scambiatore a bordo testa, navetta di trasferimento fuori campo macchina e posizionamento nel magazzino sempre tramite il braccio scambiatore si è rivelata quasi obbligata. Questo per non ingombrare la zona di lavoro con magazzini utensile in loco o con bracci di scambio invasivi. Tale soluzione risulta la più efficace perché in posizione di riposo il braccio di scambio e annessa navetta si portano dietro la testata motrice, in una zona a ridosso del magazzino utensile dove non intralciano nessun movimento di lavoro.

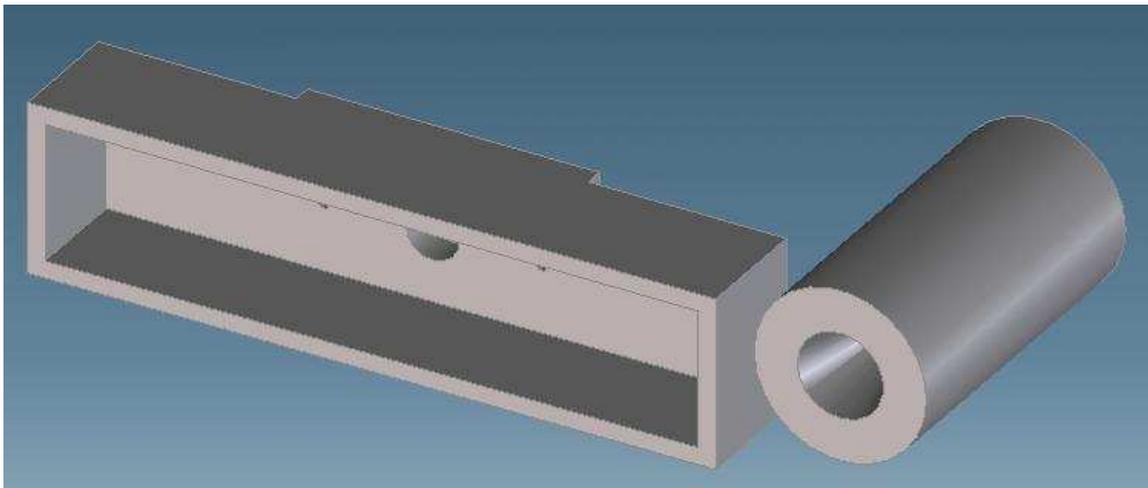


Figura 3.3 Geometrie e ingombri rilevati sulla macchina

Questa è la configurazione di partenza, cioè la disposizione del braccio in posizione cambio utensile rispetto alla posizione del mandrino.

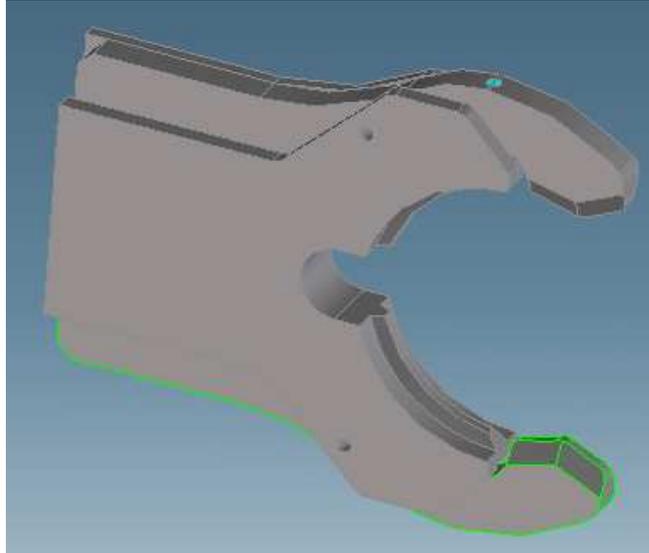


Figura 3.4 Architettura della pinza portautensile

Questa è la pinza portautensile da cui si è partiti per la modellazione. E' un tipo di pinza molto utilizzato negli ultimi tempi. Precedentemente venivano utilizzati dispositivi ad afferraggio laterale, che non richiedevano particolari scanalature nel portautensile, ma di maggior ingombro assiale. Questa tipologia invece permette di contenere notevolmente gli ingombri assiali garantendo un contatto tangenziale sul cono nelle apposite scanalature. Inoltre è molto più sicura rispetto alle tipologie precedenti.

Queste pinze di movimentazione utensili si trovano ad operare a notevoli velocità, con conseguenti elevate forze inerziali. Si rende quindi necessario dimensionare opportunamente gli organi di presa affinché resistano a forze molto maggiori rispetto al semplice peso dell'utensile. Inoltre per rispettare le normative di sicurezza è necessario effettuare la presa del portautensile in passivo, cioè attraverso la forza di una molla, in modo che in casi di emergenza non venga rilasciato l'utensile. E' previsto un eventuale cilindro pneumatico o idraulico che scarica la molla per favorire l'apertura della pinza.

Nella pinza in questione la molla è contenuta all'interno del corpo pinza, lato torretta, è una molla a compressione che mantiene la spinta sulle chele, in modo che esse siano normalmente chiuse. In questo tipo di pinza non è previsto un dispositivo di sbloccaggio, l'afferraggio avviene forzando la pinza sul portautensile fino a che non viene vinta la forza della molla. Grazie agli

smussi il portautensile può allargare le chele e inserirsi in posizione di sicurezza.

Il deposito in magazzino avviene con procedura inversa, cioè la pinza si allontana dal portautensile, e questo essendo impegnato saldamente nel magazzino riesce a vincere la forza delle chele e a sfilarsi.

Una volta stabilito il contesto ed acquisite le informazioni iniziali è opportuno ai fini di una corretta progettazione avere chiaro quali sono le caratteristiche di primaria importanza da considerare per lo sviluppo del sistema. Si cerca, tra queste, di evidenziare quelle che risentono meno della dipendenza dalle altre (e quindi risultano essere quelle più incisive sulla buona realizzazione del progetto).

Grazie a una matrice di correlazione causa/effetti che abbia le stesse voci sia in riga sia in colonna si assegna un punteggio diverso a seconda della dipendenza di una voce rispetto all'altra. Infine si fa il totale di ogni colonna e si isolano le variabili che più influenzano le altre.

Punteggio:

1 = l'elemento di riga dipende debolmente da quello in colonna;

3 = l'elemento di riga dipende mediamente da quello in colonna;

9 = l'elemento di riga dipende fortemente da quello in colonna;

Le cause e gli effetti sono le caratteristiche che deve avere il prodotto per soddisfare il cliente. Esse generalmente possono riassumersi in:

1. Sicurezza
2. Versatilità
3. Rigidezza
4. Producibilità
5. Assemblabilità
6. Silenziosità
7. Ingombro
8. Manutenibilità
9. Design

10.Prestazioni

11.Costo (acquisto, manutenzione, esercizio)

12.Peso

La matrice di correlazione causa/effetto risulta pertanto:

Effetto \ Causa	Sicurezza	Versatilità	Rigidezza	Producibilità	Assemblabilità	Silenziosità	Ingombro	Manutenibilità	Design	Prestazioni	Costo	Peso
Sicurezza			9	1	9	1		9		1	1	0
Versatilità	3		1	1			9	3		9	3	3
Rigidezza	9	3				3	9	9	3	3	9	3
Producibilità	1										3	
Assemblabilità	3									1	3	
Silenziosità								1		3		
Ingombro	3	9	9	1	9			1	3		3	0
Manutenibilità	9	3	1		9		9			3	1	1
Design			3		1		3	3		1	1	0
Prestazioni	9	3	9				9	9	1		9	3
Costo	3	1	9	9	3	1	9	3		9		3
Peso			1	3	3		3	3	3			
TOTALE	40	19	42	15	34	5	51	41	10	30	33	13
TOTALE %	0,12	0,06	0,12	0,04	0,10	0,01	0,15	0,12	0,03	0,09	0,10	0,04

Tabella 3.1 Matrice di correlazione causa/effetto

Dalla matrice di correlazione si evincono le caratteristiche di maggiore importanza.

Come logico un sistema di cambio utensile deve essere rigido, sicuro, di facile manutenzione, poco costoso, facilmente assemblabile ma soprattutto di piccolo ingombro, per essere il meno invasivo possibile.

Si può iniziare la progettazione basandosi sul rispetto di queste principali caratteristiche.

Si deve realizzare un dispositivo robusto, rigido, ma con un riguardo particolare agli ingombri. Per esempio si cercherà di utilizzare strutture

massicce e rigide e contenute. Dal momento che il peso dei componenti ha un importanza relativamente bassa, non si andranno ad effettuare eventuali fresature o forature di alleggerimento molto costose. Infatti dalla tabella si evince che il peso dei componenti ha un importanza relativa minore rispetto alla rigidità e al costo, quindi si preferisce investire su questi due anziché sul contenimento delle masse.

Si cercherà di contenere il più possibile gli ingombri e di effettuare solo le lavorazioni necessarie per creare gli spazi utili all'assemblaggio e alla manutenzione, dal momento che questi hanno un valore relativo superiore ai costi.

3.3 Matrice morfologica

Sulla base di queste linee guida si può iniziare a ideare il dispositivo di cambio utensile partendo dai componenti base ed effettuando le modifiche necessarie.

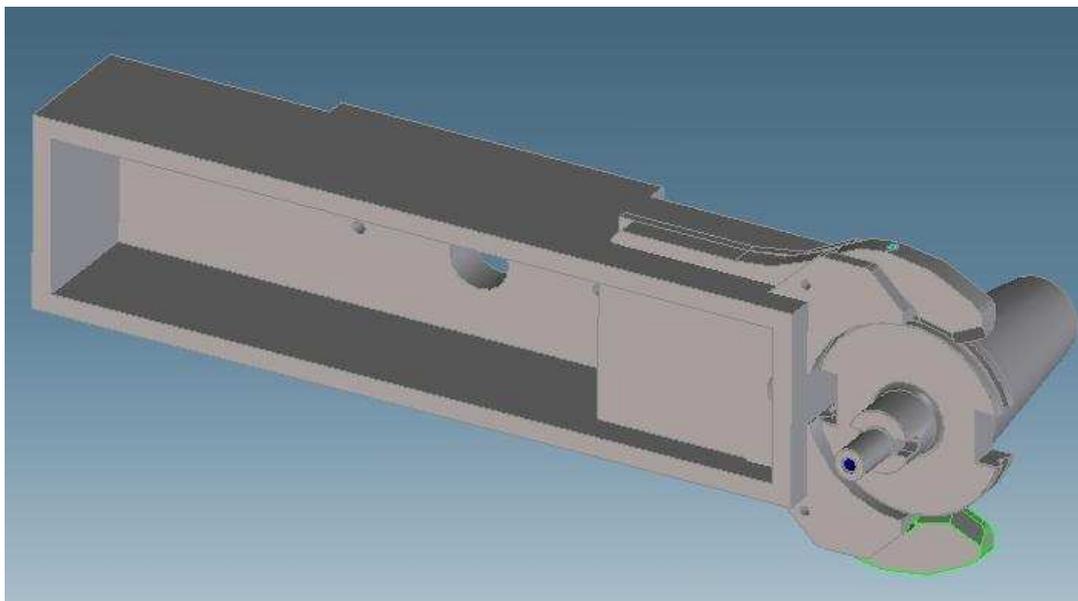


Figura 3.5 Braccio e pinza originali

Si nota da subito che la pinza ha un ingombro troppo elevato, è quindi da modificare il sistema di chiusura per contenere le sue dimensioni in lunghezza, inoltre sarà necessario accorciare leggermente il braccio sempre per una questione di ingombri radiali. E' evidente che le pinze saranno due, disposte esattamente alle due estremità del braccio. Per comodità nel disegno ne è stata modellata una sola prestando però attenzione a non superare la mezzeria del braccio con l'ingombro della pinza, in modo da non creare interferenze tra le due parti.

Soluzioni \ Funzioni	1	2	3	4
Articolazione principale	Camma punteria	Camma rotella a/a	Camma rotella inc.	Maglia di giunzione
Apertura pinza	Meccanica (urto)	Oleodinamica	Pneumatica	
Tipo di molla	Elicoidale	A tazza	Ad anelli	
Arresto cilindro	Con cappuccio	Con ghiere autofrenanti	Con ghiere tradizionali	Con battuta nel cilindro

Tabella 3.2 Matrice morfologica

Grazie alla matrice morfologica risulta più semplice stilare una lista di varianti costruttive del dispositivo di afferaggio del portautensile. In tabella sono riportate alcune delle funzioni basilari che il sistema deve compiere e a fianco sono riportati alcune possibili soluzioni". Collegando le varie soluzioni tra loro ne conseguono diverse architetture costruttive del cambio utensile. Di seguito sono riportate le solidificazioni delle variati ritenute più valide.

Variante 1

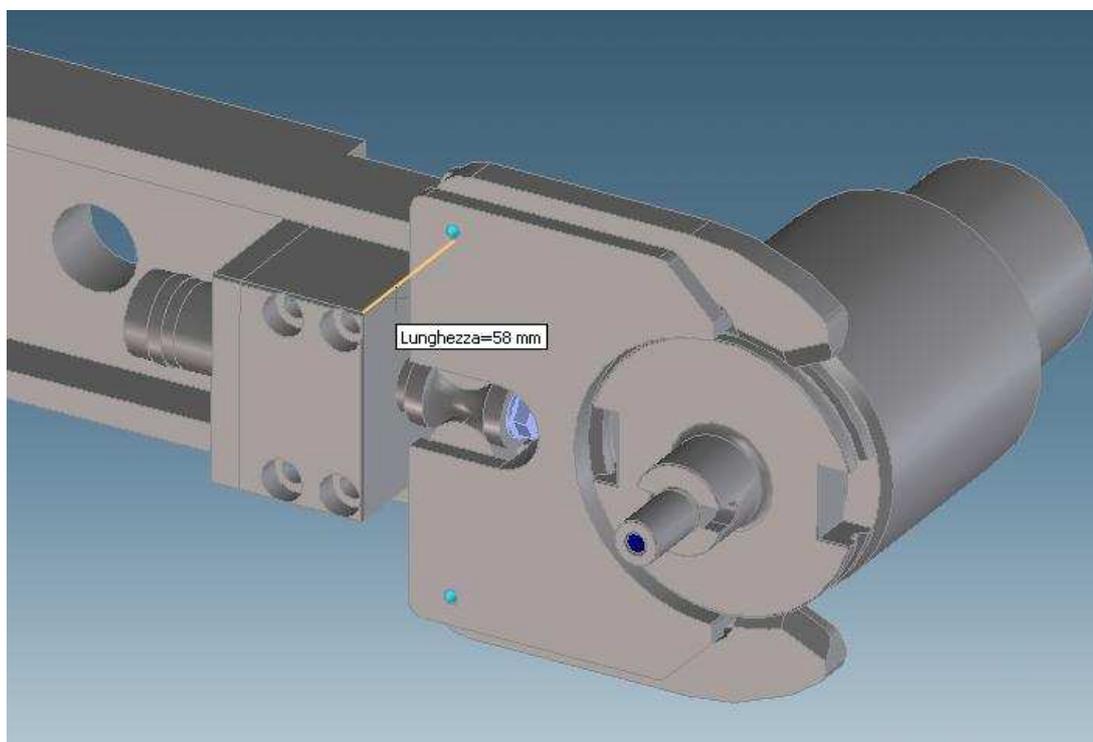


Figura 3.6 Variante 1: Pinza con camma strisciante

Sulla base delle ipotesi di partenza è stato modellato il dispositivo in figura. Per contenere gli ingombri si sono modificate la forma delle chele, del corpo pinza e del braccio della pinza di partenza. Ora le chele sono movimentate tramite una camma comandata da una molla posta dietro al cilindro. Il cilindro è stato inserito per facilitare l'afferraggio e lo sgancio del portautensile. Esso grazie alla pressione dell'olio comprime la molla e libera le chele, che così sono in grado di aprirsi facilmente. Questa soluzione si è resa necessaria in quanto dovendo trasportare utensili di massa considerevole, dai calcoli risulta una molla molto robusta che renderebbe particolarmente difficoltoso l'afferraggio e il rilascio forzato, sottoponendo ad elevato stress meccanico ed usura le parti interessate da strisciamenti relativi. In questo modo rilasciando la forza della molla le chele sono libere di aprirsi e di accogliere il portautensile. La camma è solidale allo stelo del cilindro tramite una vite. Il cilindro viene fissato al braccio tramite quattro viti.

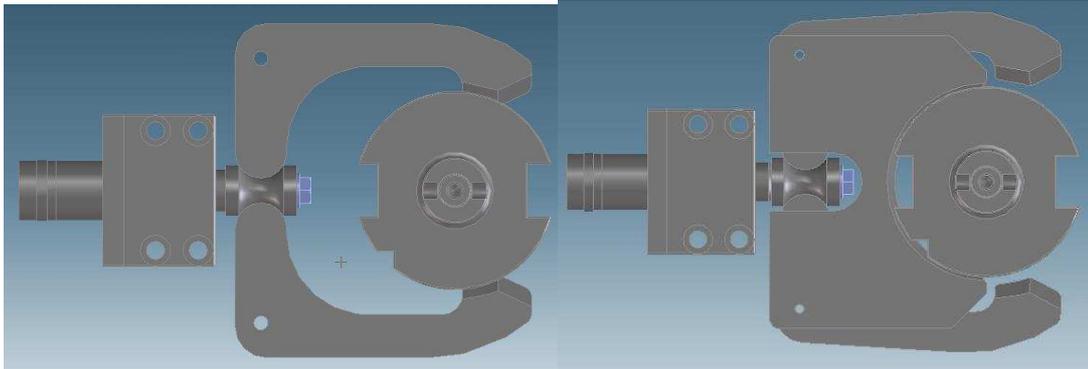


Figura 3.7 Particolari della pinza chiusa e aperta

Un sistema camma punteria acciaio su acciaio come questo richiede una certa durezza sui due componenti. Per quanto riguarda la camma risulta abbastanza semplice effettuare un trattamento di tempra dopo la tornitura, per quanto riguarda invece le chele, una lavorazione di profilatura su un materiale da tempra risulta molto più costosa. Inoltre una tempra su particolari di discrete dimensioni potrebbe produrre significative distorsioni.

E' importante sottolineare che un contatto strisciante acciaio su acciaio può produrre facilmente usure e quindi giochi, in un settore dove la precisione è molto importante, pena il danneggiamento di macchinari da molte migliaia di euro.

Variante 2

Si è pensato quindi di sostituire la punteria con un cuscinetto, cioè di effettuare una contatto camma rotella.

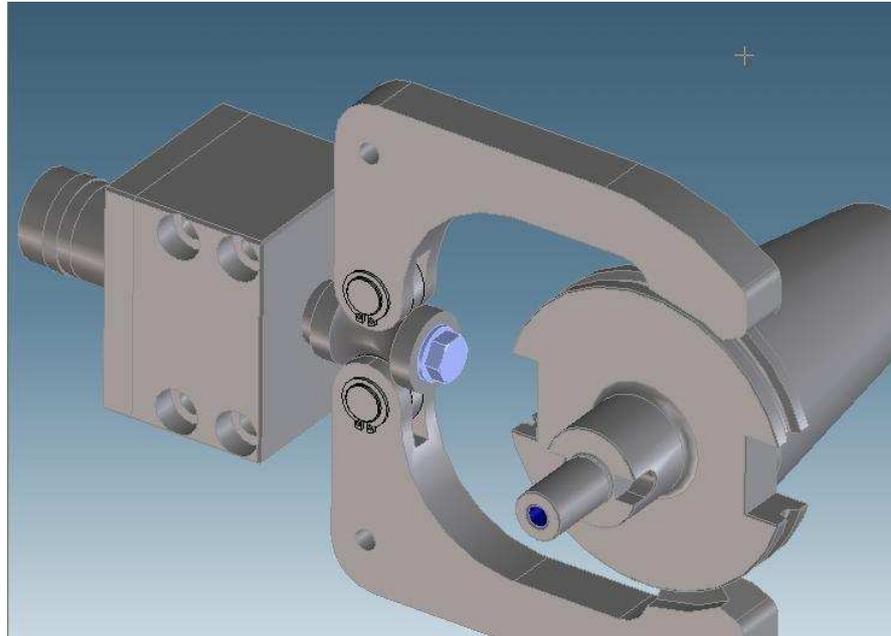


Figura 3.8 Variante 2: Pinza con camma cuscinetto centrato

Il cuscinetto scelto è di dimensioni sufficienti a resistere alle forze in gioco in carico statico. Pur adottando la soluzione di minor spessore si è reso necessario allargare la chela per alloggiare il cuscinetto. Questa soluzione comporta un aumento dell'ingombro assiale della pinza che risulta incompatibile con gli spazi a disposizione sulla macchina. Infatti la pinza urterebbe il mandrino nell'operazione di avvicinamento al portautensile. Purtroppo fare le chela asimmetrica con il profilo di aggancio utensile sagomato spostato dalla parte del mandrino risulterebbe troppo costoso.

Variante 3

Un'ulteriore variante adotta sempre un cuscinetto a contatto con la camma.

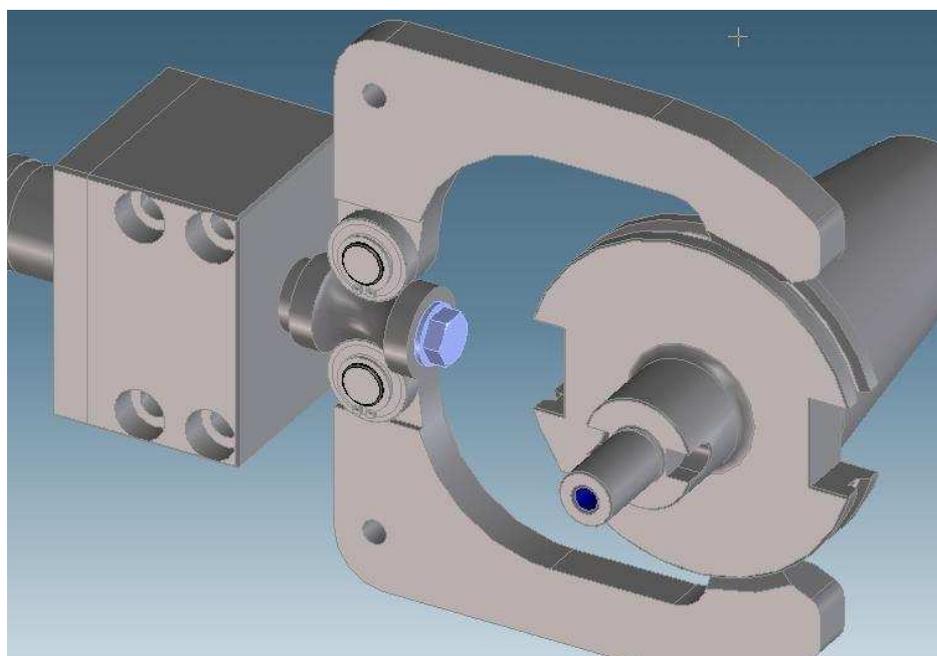


Figura 3.9 Variante 3: Pinza con camma cuscinetto laterale

In questo caso il cuscinetto non è imperniato sulla pinza tramite un accoppiamento a forcina ma tramite un perno a sbalzo. In questo modo l'ingombro assiale della pinza risulta contenuto nei valori prestabiliti e la camma viene a contatto con il cuscinetto. L'unico svantaggio si ha nella rigidità del sistema dato che un perno a sbalzo è molto meno rigido di un perno appoggiato appoggiato.

Un cuscinetto per quanto affidabile è pur sempre un componente dinamico, formato da numerose parti in moto relativo fra loro. L'applicazione standard di un cuscinetto prevede la rotazione continua tra le parti, in modo da distribuire i carichi su tutta la circonferenza della sede delle sfere. Lavorando in maniera statica il carico che possono sopportare risulta inferiore di quello in movimento. Inoltre un cuscinetto è pur sempre un componente abbastanza costoso.

Variante 4

Si pensato di sostituire il contatto camma rotella con un sistema articolato come quello di figura.

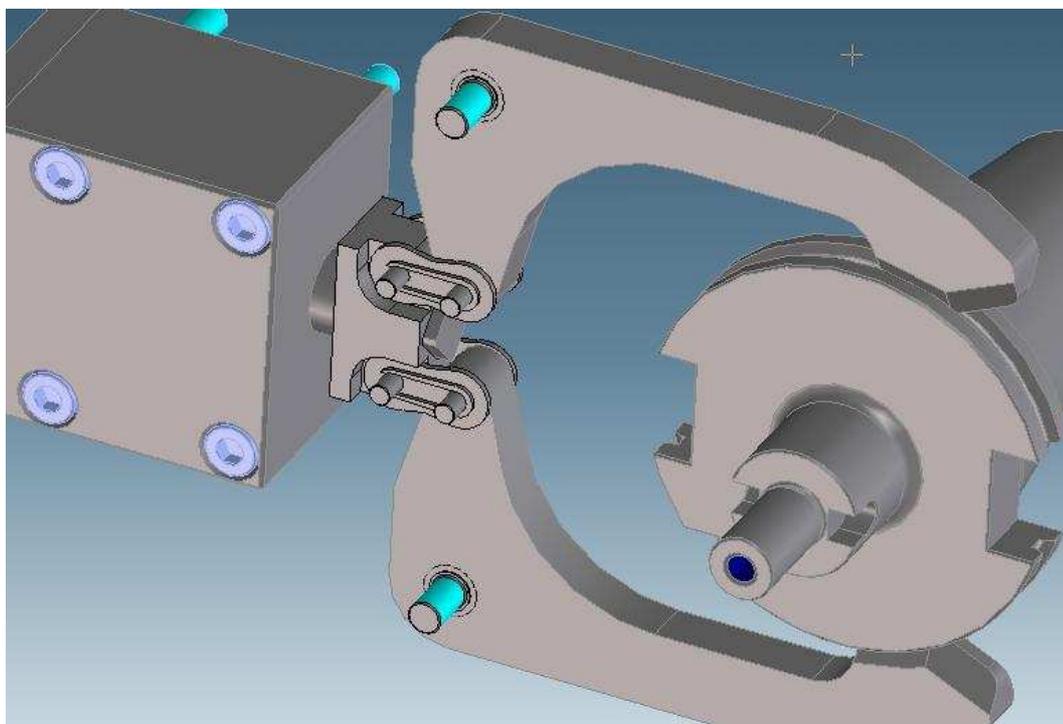


Figura 3.10 Variante 4: Pinza con articolazione a maglia

I collegamenti dell'articolazione si possono realizzare tramite una maglia di giunzione di una catena.. esso è un componente estremamente economico e di grande resistenza meccanica. In questa configurazione è necessario creare un blocchetto di collegamento tra lo stelo del cilindro e le due maglie di giunzione.

Una volta ideate le varianti possibili si deve scegliere fra di esse la soluzione migliore, cioè quella soluzione che nel complesso soddisfa al meglio le caratteristiche del cliente.

3.4 Matrice decisionale

La tecnica dell'analisi del valore consente di attribuire un punteggio ad ogni variante in base a quanto essa soddisfa le caratteristiche ritenute importanti.

		Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4	
Criteri tecnici	Import %	Voto	Voto pesato						
Sicurezza	0,13	7	0,91	8	1,04	7	0,91	9	1,17
Rigidezza	0,14	8	1,12	7	0,98	5	0,7	9	1,26
Assemblabilità	0,04	7	0,28	7	0,28	6	0,24	6	0,24
Ingombro	0,16	9	1,44	5	0,8	8	1,28	9	1,44
Manutenibilità	0,13	5	0,65	8	1,04	8	1,04	7	0,91
Prestazioni	0,1	7	0,7	7	0,7	6	0,6	9	0,9
Costo	0,13	7	0,91	8	1,04	8	1,04	9	1,17
Totale			6,01		5,88		5,81		7,09

Tabella 3.3 Matrice decisionale

I voti sono indicativi dell'indice di soddisfazione che ogni variante assicura per la relativa funzione. Moltiplicando i voti per l'importanza relativa della caratteristica si ottengono i punteggi parziali. Sommando tali punteggi si ottiene il punteggio totale di quella variante. La variante con il punteggio più elevato è la soluzione che meglio soddisfa le caratteristiche richieste.

La scelta è ricaduta sulla variante numero 4 perché ha ottenuto un punteggio superiore alle altre.

3.5 Dimensionamenti:

Affinché il progetto risulti valido è necessario dimensionare alcuni organi meccanici come gli accoppiamenti con perni o boccole, il dimensionamento del cilindro, quello della molla, ecc..

Per poter dimensionare correttamente questi organi è necessario conoscere le gli sforzi che devono sopportare. Essi derivano dalle condizioni operative, per la precisione per il dimensionamento della pinza è necessario conoscere le masse da trasportare e le accelerazioni in gioco. Da queste si ricaveranno le forze inerziali da vincere per tenere in posizione il portautensile durante il movimento.

I sistemi utensile-portautensile da movimentare hanno masse diverse a seconda della dimensione dell'utensile montato. Considerando che gli utensili più pesanti che si possono montare sulla macchina in questione sono i barenì che possono arrivare a pesare anche 10-11[Kg]. Per i calcoli si è considerata una massa massima di 12[Kg].

Si è calcolata una massa del portautensile ISO 50 di 2.9[Kg], per cui la massa totale da movimentare risulta pari a 14.9[Kg] \approx 15[Kg]

Il peso dell'utensile e la sua accelerazione centrifuga si andranno a sommare nel punto più basso della rotazione per separare il portautensile dalla pinza.

La condizione critica di movimento è la rotazione del braccio per effettuare la sostituzione dell'utensile in quanto dovrà essere svolta nel minor tempo possibile per aumentare la produttività.

Si è supposto un tempo di rotazione di 0.5[s] che può apparire alto per un cambio utensile ma considerando le elevate masse degli utensili da trasportare risulta adatto.

La velocità angolare media di rotazione per una rotazione di 180° in 0.5[s] risulta pari a

$$\omega = \frac{\pi}{0.5} = 6.28[\text{rad/s}]$$

Il raggio di rotazione dell'utensile vale 250[mm]

La forza centrifuga dell'utensile e portautensile risulta pari a

$$F_c = m_{\text{tot}}\omega^2 \cdot r = 220[\text{N}].$$

Questo valore sarà da moltiplicare per un coefficiente di sicurezza di 1.5 in modo da considerare che il moto di rotazione non è a velocità costante ma è un moto accelerato e per altre eventuali incertezze. Si ottiene una forza centrifuga pari a 331[N], che sommata alla forza peso dell'utensile origina una forza totale di

$$F_{\text{tot}} = F_p + F_c = 478[\text{N}].$$

Questa è la forza che dovrà garantire la pinza in chiusura per mantenere in posizione il portautensile durante la rotazione nel caso più critico.

Mantenendo l'architettura del sistema di afferraggio della pinza di partenza si ottiene lo schema seguente.

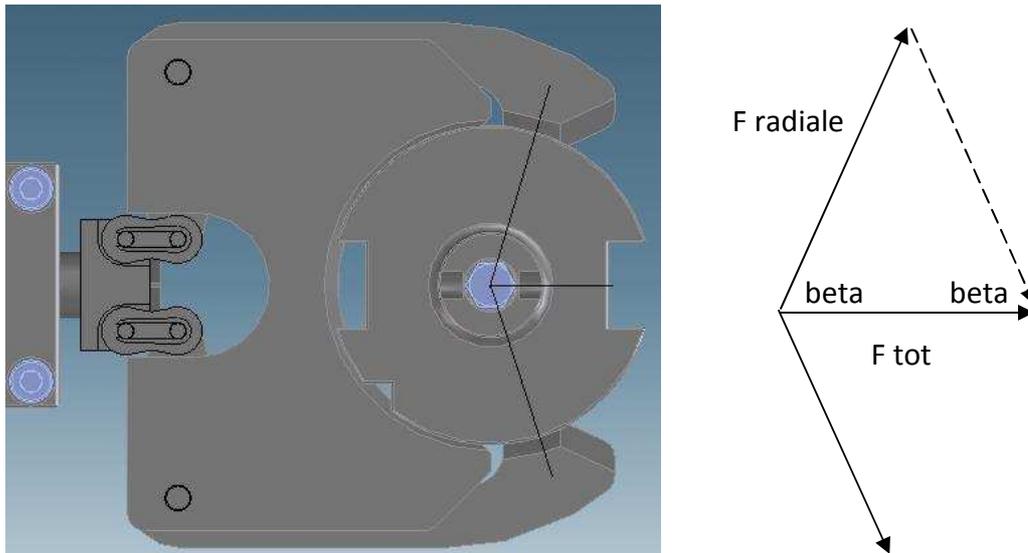


Figura 3.11 Analisi delle forze sulla chela

Ne consegue che la forza radiale di afferraggio da esercitare con la pinza vale:

$$F_{rad} = F_{tot} \cdot \left[\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \right] = 922[N]$$

A questo punto per calcolare la forza necessaria alla molla per garantire il serraggio del portautensile è sufficiente scrivere l'equazione di equilibrio di una chela e moltiplicare per due il risultato

.

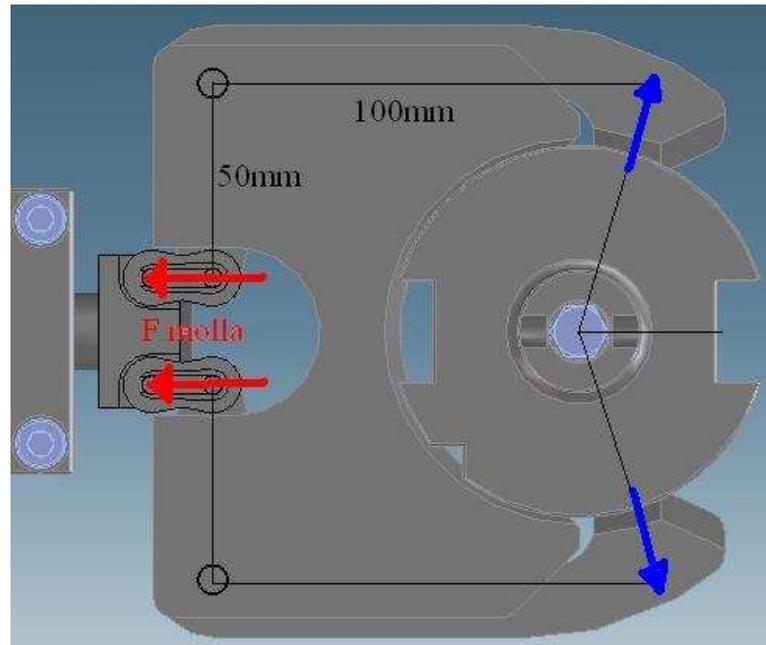


Figura 3.12 Analisi delle forze di equilibrio sulla pinza

Si scompone innanzitutto la F_{rad} nelle due componenti x e y:

$$F_x = F_{rad} \cdot \sin(15) = 922 \cdot \sin(15) = 239[N]$$

$$F_y = F_{rad} \cdot \cos(15) = 922 \cdot \cos(15) = 890[N]$$

Ora si può impostare il sistema di equilibrio della chela:

$$\begin{array}{l} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum F_x = 0 \end{array} \rightarrow \begin{array}{l} F_x - R_{ax} - F_m = 0 \\ F_y - R_{ay} = 0 \\ F_y \cdot 100 - F_m \cdot 50 = 0 \end{array} \rightarrow \begin{array}{l} R_{ax} = F_x - F_m = -1541 \\ R_{ay} = F_y = 890N \\ F_m = F_y \cdot \frac{100}{50} = 1780N \end{array}$$

La F_m trovata è relativa ad una sola chela quindi va moltiplicata per due.

La forza della molla reale varrà:

$$F_{molla} = F_m \cdot 2 = 3560[N].$$

La R_{ax} va nel verso opposto a quello ipotizzato.

La risultante di R_{ax} e R_{ay} è la forza con cui verrà dimensionato il collegamento tra la chela e il corpo pinza.

$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = 1971[N]$$

3.5.1 Molla a tazza

Ora che si conoscono le sollecitazioni a cui è sottoposto il sistema è semplice scegliere le dimensioni dei componenti da utilizzare.

Considerando una rotazione della pinza di 3.37° che risulta sufficiente per una agevole evacuazione dell'utensile si risale ad una corsa del cilindro pari a 3mm.

Il dimensionamento della molla si basa su questi due dati: corsa utile $c = 3[\text{mm}]$, forza di precarico da garantire quando rilasciata $F_u = 3560[\text{N}]$.

Vista la discreta forza in gioco e tenuto conto della necessità di contenere gli ingombri, utilizzare una molla di torsione elicoidale è sconsigliato.

Una corsa così breve può far ricadere la scelta su un tipo di molla a tazza.

Le molle a tazza sono costituite da una rondella conica su cui agisce la forza F come forza di imbutitura inversa. Il coefficiente di utilizzazione è ottimale per $D_i/D_e = 0,5 \dots 0,65$. La sua curva caratteristica può essere fortemente influenzata con la scelta del rapporto tra l'altezza h_T della tazza non caricata e lo spessore della tazza, s_T , sono possibili curve caratteristiche linearmente ascendenti, a tratti costanti, o addirittura decrescenti, e con una sovrapposizione di concavità opposta di tazze di spessore diverso o di pacchi con numero diverso di tazze uguali anche curve caratteristiche "progressive".

Le molle a tazza si impiegano in quei casi in cui con grandi forze si desiderano piccole frecce, e/o si preferiscono le loro particolari curve caratteristiche.

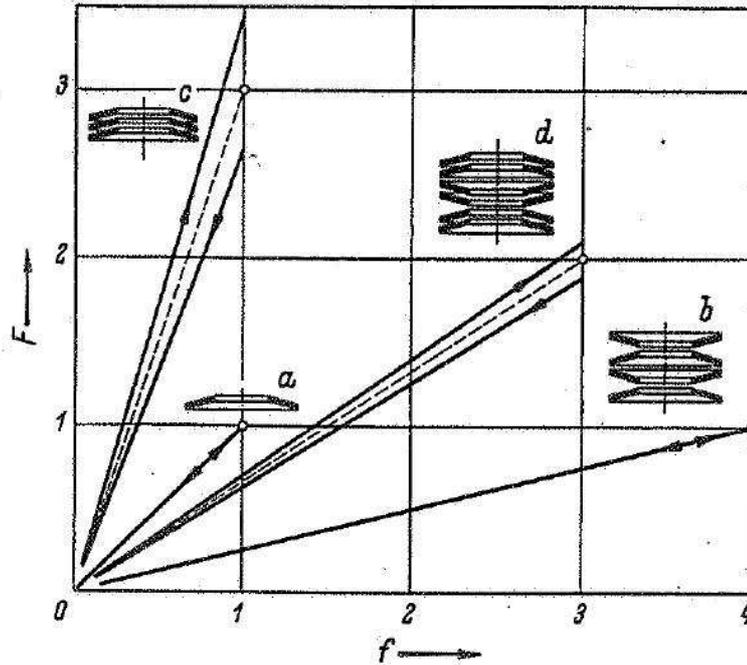


Figura 3.13 Caratteristiche delle molle a tazza

Con la sovrapposizione di tazze in senso uguale ("pacchi di molle") si ottengono rigidzze e smorzamenti superiori. Con l'attrito tra i dischi, il 3...6% dell'intero lavoro è convertito in calore (in funzione della superficie e della lubrificazione). Con la sovrapposizione di tazze di convessità contraria (inserimento in serie) la reazione elastica diminuisce; con la combinazione delle due sovrapposizioni in colonne a tazze sono possibili tutti i valori intermedi. Le serie di molle sono guidate da sedi cilindriche con $D = D_i - 1 \text{ mm}$ e nello stato di riposo non devono superare la lunghezza di $3D_e$.

Dal catalogo SPEC in allegato si sceglie per l'applicazione una molla a tazza con le sopraindicate caratteristiche.

D_i [mm]	D_e [mm]	spess t[mm]	l_0 [mm]	l_1 [mm]	P_1 [N]	SPEC
20,4	40	1	2,3	1,33	1016	S4322
20,4	40	1,5	2,65	1,79	2620	S4323
20,4	40	2	3,1	2,28	5698	S4324
20,4	40	2,25	3,15	2,48	6497	S4325
20,4	40	2,5	3,45	2,74	9384	S4326

Tabella 3.4 Catalogo SPEC: molle a tazza

La più indicata è la molla SPEC S4324 che grazie alle sue caratteristiche meglio si adatta all'applicazione in esame.

A questo punto è sufficiente calcolare quante tazze occorrono per coprire una corsa di 3[mm].

Con la differenza tra la lunghezza a riposo e la lunghezza alla massima forza di compressione P_1 si calcola la freccia massima $f_1 = l_0 - l_1 = 0.82[\text{mm}]$

Con il carico massimo P_1 e la freccia massima f_1 si calcola la costante elastica k della molla S4324

$$k = \frac{P_1}{f_1} = 6950[\text{N} / \text{mm}]$$

La costante elastica della molla si può considerare costante se si contiene la corsa entro i valori prestabiliti, cioè se non si supera la compressione massima l_1 . Non è consigliato superare l_1 altrimenti si rischia di deformare permanentemente la molla.

Nota la costante elastica si calcola la freccia a cui precaricare la molla per avere un precarico F_u di 3560[N].

$$f_u = \frac{F_u}{k} = 0.518[\text{mm}]$$

La differenza fra la freccia di precarico f_1 e la freccia massima f_u è la freccia che mi permette di coprire i 3[mm] di corsa del cilindro. La molla è precaricata con 3560[N] e viene ulteriormente schiacciata di 3[mm] per permettere alla pinza di aprirsi. E' necessario prestare attenzione a non superare la freccia massima f_1 per non danneggiare la molla, quindi si rende necessario inserire un numero di tazze in serie sufficiente affinché per una corsa di 3mm ogni tazza non si comprima più di 0.82mm. La freccia di precarico vale 0.518mm, quindi la freccia di compressione ulteriore consentita vale $f' = f_1 - f_u = 0.302[\text{mm}]$

La copertura di una corsa di 3mm considerando che ogni tazza può ulteriormente deformarsi di 0.302mm richiede 9.93 tazze in serie. Naturalmente si prenderanno 10 tazze, in questo modo è garantita la forza di precarico di 3560[N] e al contempo è garantita la corsa di apertura della pinza di 3mm.

La lunghezza della molla a riposo L_0 vale:

$$L_0 = l_0 \cdot n_{\text{tazze}} = 31[\text{mm}]$$

Essa non super la quantità di $3 \cdot D_e$, quindi si può considerare correttamente dimensionata la molla.

Queste sono le condizioni della molla nelle tre condizioni di lavoro:

	ΔL	L_0	corsa	Forza
Riposo	0mm	31mm	0mm	0N
Precaricata	0.518mm	25.8mm	5,2mm	3560N
Sotto carico	0.82mm	22.8mm	8,2mm	5614N

Tabella 3.5 Condizioni di lavoro della molla a tazza

Per la sua ubicazione si è pensato di inserirla all'interno del cilindro come in qualsiasi cilindro a semplice effetto così da andare a occupare uno spazio altrimenti inutilizzato.

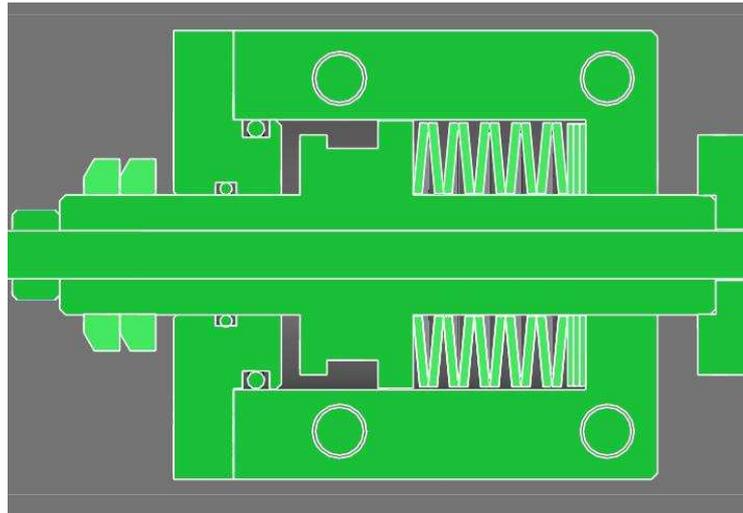


Figura 3.14 Molla a tazza con pinza chiusa (solo precarico)

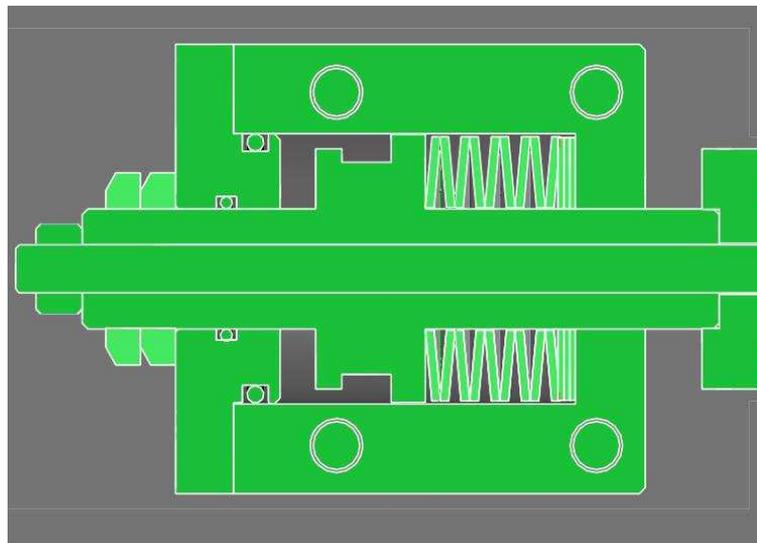


Figura 3.15 Molla a tazza con pinza aperta (massima freccia)

3.5.2 Cilindro:

Il cilindro per alloggiare la molla deve avere una dimensione sufficiente. La molla ha come ingombro esterno $D_e=40\text{mm}$ il cilindro è stato realizzato con $D_i = 45\text{mm}$ per consentire l'alloggiamento della molla e della sua relativa espansione radiale a seguito della compressione assiale. Il diametro dello stelo vale 20mm e consente alla molla di restare in guida perfettamente.

Note le dimensioni del cilindro si può calcolare la forza che esso genera in spinta per verificare se la molla ne risulta danneggiata.

La pressione massima dell'impianto oleodinamico si aggira intorno ai 200bar che si convertono in 20Mpa .

La forza che sviluppa il cilindro a 20Mpa vale:

$$F_{\max} = P \cdot A_{\text{cil}}$$
$$A_{\text{cil}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{cil}}^2 - d_{\text{stelo}}^2)}{4} = 1276[\text{mm}^2]$$

La forza sul cilindro vale quindi:

$$F_{\max} = 25525[\text{N}]$$

Per evitare che la molla vada a pacco a seguito della grande spinta del cilindro con conseguente danneggiamento della stessa si è creata una battuta per l'arresto della corsa dello stelo tramite il sistema a ghiera e controgghiera posto dietro al cilindro. Le ghiera sono a posizione regolabile e consentono di registrare la corsa.

La filettatura realizzata sullo stelo è $M20 \times 1$, che garantisce tranquillamente di sopportare la forza idraulica del cilindro grazie alle due ghiera di spessore 8mm ciascuna.

La sezione della chela è stata dimensionata seguendo l'andamento del diagramma del momento flettente.

L'accoppiamento tra lo stelo del cilindro e le due chele è stato eseguito tramite due maglie di giunzione per catena. Come si può notare dal catalogo in allegato la forza che possono trasmettere è notevolmente superiore a quella della molla. Questa tipologia di collegamento risulta molto più economica di una camma con cuscinetto o senza, ed inoltre è molto più resistente.

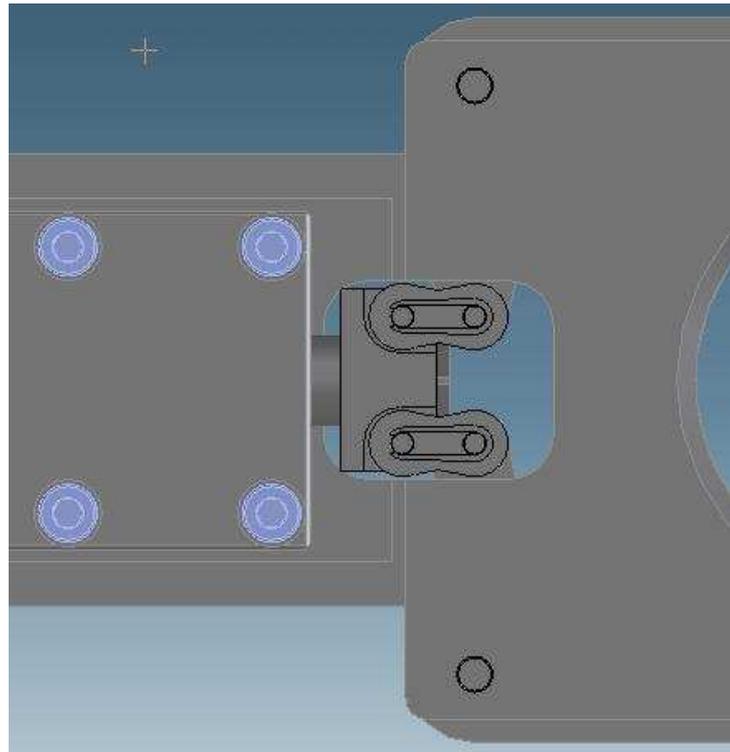


Figura 3.16 Particolare del collegamento tra stelo e chele

Come si nota dall'immagine è stato realizzato un pratico scavo nel braccio portapinza e nel corpo della pinza stessa per alloggiare le due maglie di giunzione e per facilitarne il montaggio. Lo scavo sul braccio infatti permette di avere accesso alla zona di montaggio delle due maglie di giunzione anche dall'altro lato del braccio, in modo da inserire facilmente le maglie nelle loro sedi.

Per realizzare l'interfaccia di collegamento tra le maglie e lo stelo si è costruito un semplice blocchetto. Esso ha due fori per l'alloggiamento del perno della maglia e un imbocco dall'altro lato per un facile montaggio e centraggio sullo stelo.

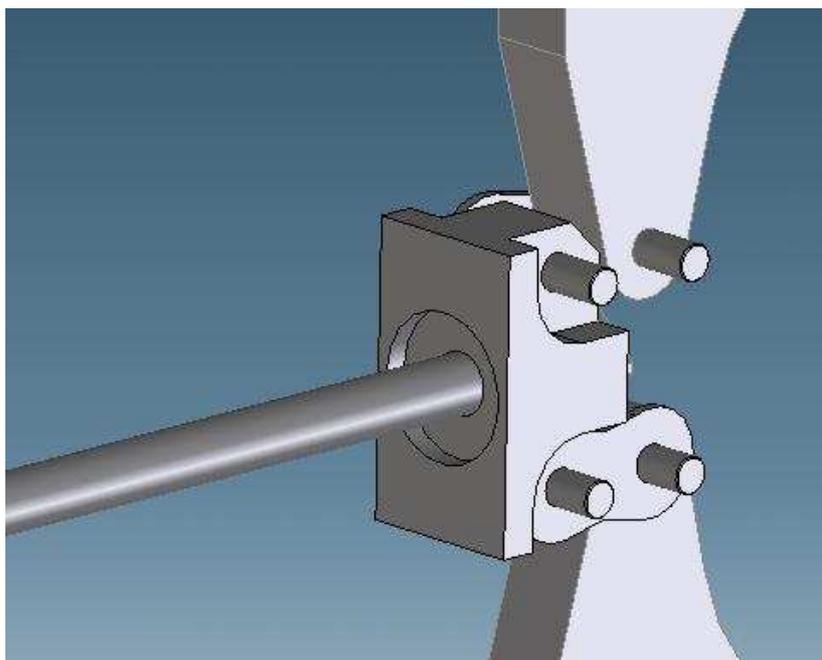


Figura 3.17 Sede cilindrica per lo stelo sul blocchetto

Il blocchetto viene fissato al cilindro tramite un tirante che si serra dietro al cilindro tramite un dado in modo da semplificare la manutenzione. Infatti è più semplice raggiungere la parte posteriore del cilindro che presenta meno impedimenti anziché la parte anteriore dove gli spazi ristretti renderebbero difficoltose le manovre di montaggio.

Sulla faccia anteriore del blocchetto è stata realizzata una fresatura quadrata per impedire la rotazione del tirante in fase di serraggio del dado di arresto.

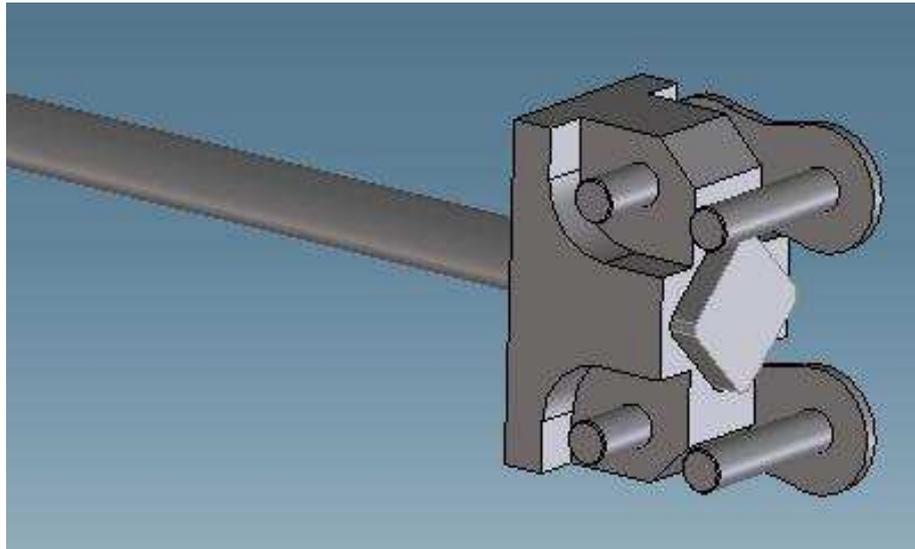


Figura 3.18 Particolare della testa quadra del tirante.

3.5.3 Maglia di giunzione:

La maglia di giunzione è stata dimensionata, oltre che sulla forza trasmissibile da essa, anche sulla pressione che esercitano i suoi perni sulla sede nella chela e sulla sede nel blocchetto.

Infatti se si fosse proceduto con un semplice dimensionamento basato sulla forza da trasmettere sarebbe bastata una catena molto più piccola. Date le ridotte dimensioni dei perni la pressione sulle sedi nel blocchetto e nella chela sarebbe stata troppo alta.

È stato necessario scegliere una maglia 10B-1 ISO 606-1994 con perni abbastanza grandi da distribuire la pressione in maniera accettabile sulle sedi ed un passo abbastanza alto da consentire di montarla sui due componenti (blocchetto e chela).

Il passo di questa catena vale 15.875mm compatibile con gli ingombri, mentre il diametro dei perni vale 5.08mm. La larghezza interna compresa fra le due piastra della maglia di giunzione vale 12.65mm perfettamente compatibile con le dimensioni della chela.

Tipo	Passo	Largh interna [mm]	Spess maglia [mm]	Diametro perno [mm]	L perno di giunzione [mm]	Carico di rottura[N]
08B-1	12,70	7,75	1,50	4,45	20	19000
10B-1	15.875	9.65	1.5	5.08	22.7	24000
12B-1	19.05	11.68	1.76	5.72	26.3	30500

Tabella 3.6 Catene A&S

La pressione sulla barra per un accoppiamento di questo tipo si calcola come:

$$P_{barra} = \frac{F}{b \cdot d}$$

Dove la F è la forza da trasmettere con il collegamento che in questo caso è metà della forza della molla dato che ci sono due maglie di giunzione, b è la larghezza della barra a contatto con il perno e d è il diametro del perno.

Per un fattore di sicurezza si è scelto di inserire la forza massima della molla e non quella di precarico, così nel caso si verificasse un inceppamento e la pinza restasse aperta con la molla tutta compressa il sistema resisterebbe tranquillamente.

Svolgendo i calcoli nei tre casi si ottengono i seguenti risultati:

Tipo	d perno [mm]	D est [mm]	l barra [mm]	b [mm]	Pressione barra[Mpa]	σ fless perno[Mpa]	τ taglio perno[Mpa]	Pressione forcella[Mpa]
08B-1	4,05	11,8	9,75	1,5	72	532	110	2462
10B-1	5,08	14,7	12	1,5	47	332	70	2244
12B-1	5,72	16,1	15,5	1,76	32	300	55	1812

Tabella 3.7 Scelta della catena

La pressione ammissibile sulla barra si ricava dalle proprietà del materiale della barra. Supponendo che il blocchetto di collegamento sia in St37 e la chela in C40 bonificato il valore della pressione ammissibile per un comportamento a fatica a ciclo pulsante vale per il peggiore dei due 65Mpa. Dalla tabella si evince immediatamente che la maglia da utilizzare è la 10B-1.

In tabella sono stati riportati anche i valori della flessione sul perno, della τ di taglio sul perno e della pressione sulle piastre e si nota quanto questi valori siano elevati rispetto ai valori ammissibili riportati sui manuali. Sicuramente i componenti commerciali della maglia di giunzione quali piastre e perni sono costituiti di materiale eccezionalmente duro e resistente ad usura.

3.5.4 Collegamento della chela

Anche il collegamento tra la chela e il corpo della pinza è stato dimensionato in maniera opportuna grazie alle formule di calcolo sopra riportate.

Qui la forza da sopportare è la reazione vincolare della chela sul supporto, e vale 1971[N].

Si è deciso di utilizzare una vite calibrata per la cerniera della chela per facilitare il montaggio e lo smontaggio per la manutenzione.

Inoltre verrà inserita una boccola in materiale antifrizione tra la parte calibrata della vite e la sede della chela in modo da evitare attriti o grippaggi dello snodo.

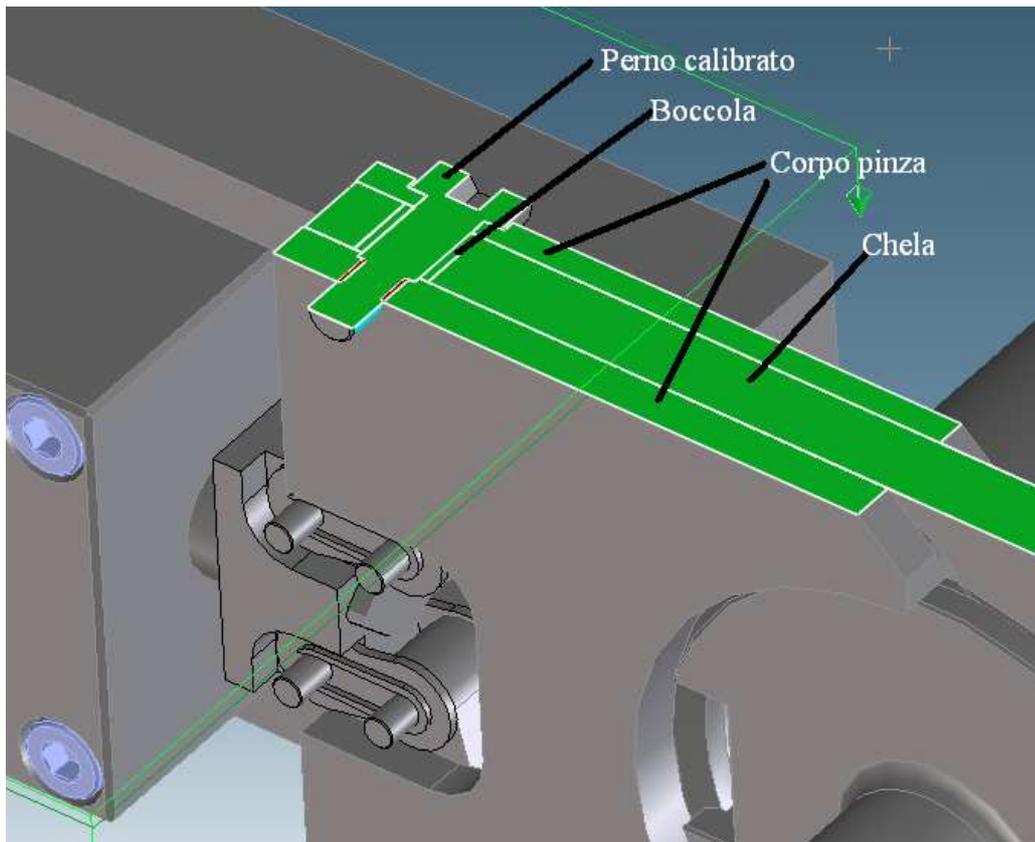


Figura 3.19 Particolare dello snodo della chela

	M10	M12
F_{reaz} [N]	1971	
D_{perno} [mm]	10	12
l_{barra} [mm]	12	12
b [mm]	6	6
σ fless [Mpa]	30,1	17,4
τ taglio perno [Mpa]	12,5	8,7
P_{boccola} [Mpa]	16,4	13,6
$p_{\text{forcella perno}}$ [Mpa]	98,5	80,1

Tabella 3.8 Scelta della vite calibrata.

Supponendo una pressione ammissibile per la boccola di 15Mpa il calcolo risulta verificato per la vite calibrata M10.

Considerando il corpo della pinza in C40 bonificato con R_m di circa 690Mpa e vite calibrata in 8.8 con carico di rottura pari a 800Mpa dalla tabella seguente

si possono stimare i valori ammissibili di pressione sui componenti. Per un C40 bonificato si può stimare circa 110Mpa di p_{amm} e per un perno con 800Mpa di carico di rottura si possono stimare s_b e t_{ab} rispettivamente di 115Mpa e 80Mpa.

Materiale componenti				
	GG	GS	St 37	St 50
p_{amm}	50	60	65	90
Materiale perno o spina con $\sigma_B =$				
	400	500	600	700
σ_b	55	80	95	105
τ_{ab}	40	50	60	70

Tabella 3.9 Valori della p_{amm} per alcuni materiali per ciclo a carico pulsante

Si deduce che la condizione peggiore è rappresentata dalla pressione sulla boccia che per una buona progettazione e per piccole rotazioni come in questo caso si può prendere pari a 15Mpa. Utilizzando una vite calibrata M12 questo valore risulta inferiore a quello ammesso dal materiale.

Per quanto riguarda il perno e la forcella (corpo pinza) invece non ci sono problemi in quanto i valori delle tensioni di lavoro sono molto inferiori a quelli ammissibili.

3.5.5 Viti del corpo pinza:

Anche le viti che sostengono il corpo della pinza potrebbero essere soggetta a notevoli tensioni dovute al tipo di sollecitazione (flessione sui due piani) date dal peso e dall'inerzia dell'utensile. E' opportuno eseguire il dimensionamento delle viti che collegano il corpo della pinza al braccio rotante

Innanzitutto è necessario conoscere il tipo di sforzo al quale sono sottoposte le viti, in questo caso dipenderà del peso dell'utensile e dalla sua inerzia durante la rotazione. E' necessario complicare ulteriormente il problema per avere una visione corretta della situazione. Risulta necessario verificare le viti in due condizioni standard di lavoro. La prima corrisponde alla posizione di aggancio utensile, dove le forze in gioco sono relative agli urti tra le parti e alla forza peso, la seconda configurazione è relativa alla fase di rotazione del braccio dove la forza peso e la forza centrifuga si sommano

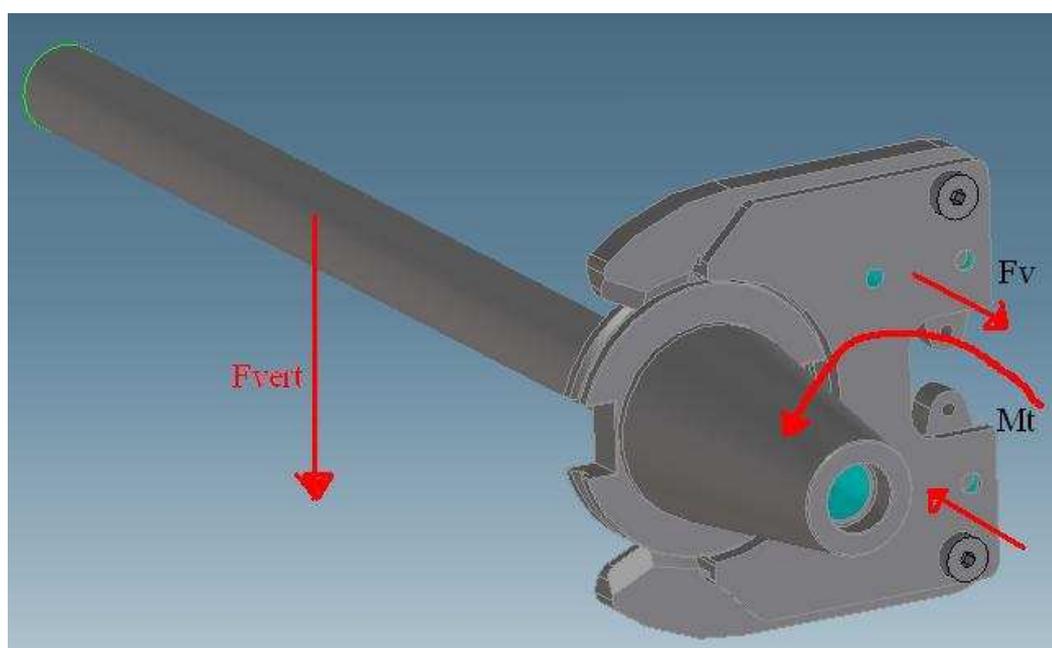


Figura 3.20 Condizione di afferaggio dell'utensile

Nella configurazione di afferaggio è presente la forza peso ed eventuali forze di contatto tra la pinza e il cono serrato nel mandrino che danno luogo ad un momento flettente attorno ad un asse orizzontale. E' presente anche un piccolo contributo di torsione sulle viti dato dalla distanza tra il baricentro del portautensile e quello del gruppo di viti che lo sostiene.

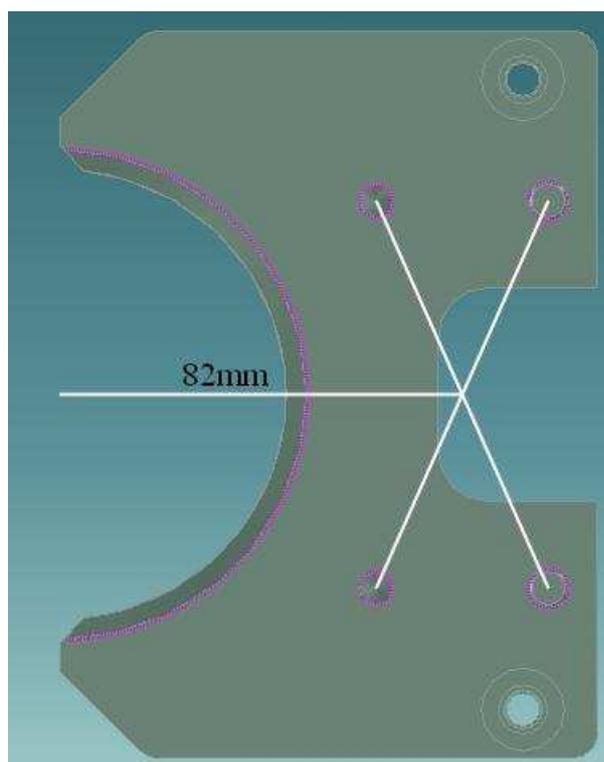


Figura 3.21 Vista frontale del corpo della pinza

Il Baricentro delle viti si trova ad una distanza di 82mm in direzione x dal baricentro dell'utensile, mentre in direzione z si è considerata una distanza pari a metà della lunghezza di un utensile tipo che corrisponde a circa 200mm .

Posto che la F_{vert} sia composta da F_{peso} e da un contributo che tiene conto di eventuali contatti tra portautensile e mandrino si può possono calcolare gli sforzi che le viti devono sopportare.

$$F_{\text{vert}} = F_{\text{peso}} + 5 \cdot F_{\text{peso}} = 877[\text{N}]$$

Il momento flettente risulta paria a

$$M_f = F_{\text{vert}} \cdot 200 = 175355[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Il momento torcente vale:

$$M_t = F_{\text{vert}} \cdot 85 = 71895[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

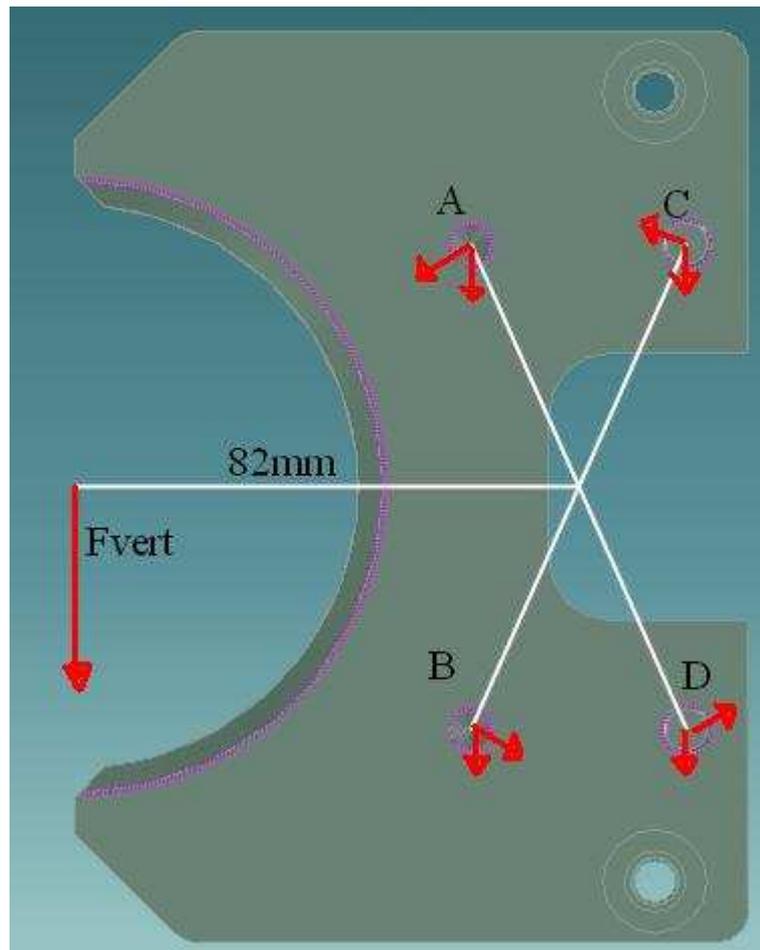


Figura 3.22 Bullone più sollecitato

Il bullone più sollecitato dalle tensioni di tipo τ è sicuramente uno dei due di sinistra, dove le forze si sommano. Considerando anche le tensioni di tipo σ si evince che il bullone più sollecitato è la vite A, dove la tensione è di trazione, mentre nella parte inferiore le tensioni sono di compressione, quindi non creano problemi alle viti.

La risultante delle componenti tangenziali date dal taglio e dal momento torcente lungo X e Y vale:

$$R_t = \sqrt{\left(\frac{F}{n} + \frac{M_t}{\sum r_i^2} \cdot x_A\right)^2 + \left(\frac{M_t}{\sum r_i^2} \cdot y_A\right)^2} = 538[N]$$

La risultante delle forze esterno, cioè la componente di tensione indotta da momento flettente vale:

$$F_e = \frac{M_f}{\sum y_i} \cdot y_A = 1096[N]$$

La forza che si scarica sul bullone più caricato durante l'esercizio vale:

$$F_b = C.S. \cdot \left(\frac{R_t}{\mu} + \frac{M_f}{\sum y_i} \cdot y_A \right) + 0.25 \cdot C.S. \cdot \left(\frac{M_f}{\sum y_i} \cdot y_A \right) = 14874[N]$$

Questo valore è stato calcolato supponendo un coefficiente di attrito tra vite e flangia pari a 0.15, che è il valore generalmente utilizzato per contatti acciaio acciaio.

Considerando una vite di media resistenza (8.8) che ha un S_p pari a 600Mpa si ottiene una area resistente del bullone di:

$$A_t = \frac{F_b}{S_p} = 24,79[\text{mm}^2]$$

Si sceglie un bullone che abbia una A_t uguale o maggiore a quello calcolato. Per la precisione si dovrebbe scegliere un M7 che ha un A_t pari a $28,9\text{mm}^2$. Una vite M7 è molto difficile da reperire, sono molto più comuni viti M8, Si sceglie quindi di utilizzare un M8 che ha un A_t di 36.6mm^2

La coppia di serraggio vale

$$M_s = 0.2 \cdot F_s \cdot d = 22484[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

La coppia di serraggio si calcola tramite una formula sperimentale che tiene conto di un attrito tra la testa della vite e il corpo sulla quale si avvita di 0.15.

Allo stesso modo si procede per il secondo caso operativo.

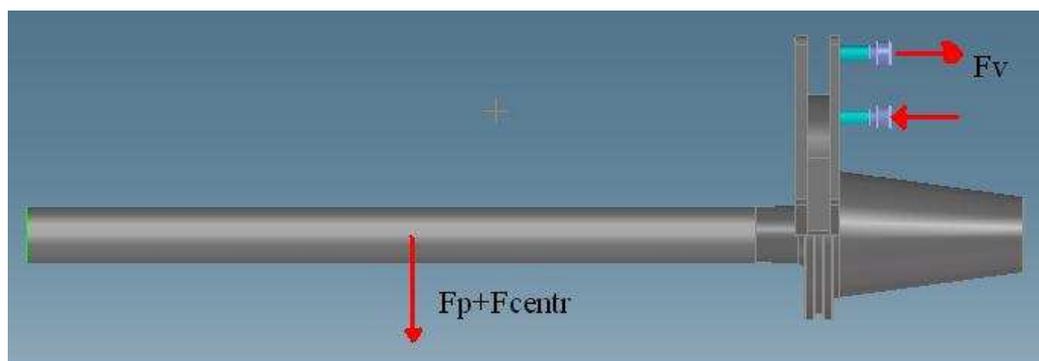


Figura 3.23 Condizione di rotazione del braccio

Utilizzando le formule opportune si è giunti alla conclusione che serve una vite M6

Nella tabella di seguito riportata si trovano tutti i valori calcolati per i due casi operativi per raggiungere il corretto dimensionamento della vite

	Fase afferraggio	Fase rotazione
$F_{\text{peso ut.}} [\text{N}]$	146,13	146,13
$F_{\text{urti}} [\text{N}]$	730,65	
$F_{\text{centr}} [\text{N}]$		330,79
$F_{\text{tot}} [\text{N}]$	876,78	476,92
$L_{\text{sbalzo}} [\text{mm}]$	200,00	200,00
$D_{\text{utensile-G}_{\text{viti}}} [\text{mm}]$	82,00	
$M_f [\text{N}\cdot\text{mm}]$	175355,71	95383,88
$M_t [\text{N}\cdot\text{mm}]$	71895,84	
$T [\text{N}]$	876,78	476,92
n_{viti}	4	4,00
$R_t [\text{N}]$	538,22	119,23
$F_e [\text{N}]$	1095,97	1324,78
$F_i [\text{N}]$	14052,23	6358,93
$F_b [\text{N}]$	14874,21	7352,51
$S_p [\text{N}/\text{mm}^2]$	600,00	600,00
$A_t [\text{mm}^2]$	24,79	12,25
Bullone	M7 → M8 con $A_t=36,6$	M5 con $A_t=14,9$
$M_s [\text{N}\cdot\text{mm}]$	22483,57	

Tabella 3.10 Riepilogo dimensionamento delle viti a sostegno del corpo pinza

Visti i risultati il caso peggiore per le viti di sostegno del corpo della pinza è durante l'afferraggio, dove eventuali imprecisioni del centraggio, o piccoli urti tra le parti possono insidiare la resistenza delle viti. Si sceglie quindi di utilizzare quattro viti M8. Si rende necessario prestare attenzione alla profondità dei fori filettati che si trovano di fronte alla sede di scorrimento della chela. Essi possono alloggiare una vite di lunghezza ridotta in quanto se la vite fosse troppo lunga andrebbe ad interferire con la chela in movimento.

La profondità minima di avvitamento di una vite 8.8 che si inserisce su acciaio da bonifica è circa una volta il suo diametro. In questo caso si richiede una profondità del filetto almeno pari a 8mm. Nel corpo della pinza sono disponibili circa 9.5mm che sono più che sufficienti per un corretto avvitamento.

Si effettua la verifica di resistenza delle viti nel caso esse si allentassero e invece di lavorare per attrito si trovassero a lavorare per ostacolo.

Nella fase di afferraggio esse devono resistere ad una forza tagliante pari a R_t e ad una forza di trazione pari a F_e . La τ di taglio sarà quindi:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_t}{A_t} = 19,6[Mpa]$$

Mentre la σ di trazione sulla vite data dal momento flettente varrà:

$$\sigma = \frac{F_e}{A_t} = 30[Mpa]$$

La tensione equivalente calcolata secondo Von Mises risulta:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 45,3[Mpa]$$

Nel caso della rotazione del braccio le forze saranno diverse, in particolare troveremo una F_e maggiore ed una R_t minore.

Svolgendo gli stessi calcoli si ottiene una σ_{eq} pari a 48.3Mpa.

In tabella vengono riportati i risultati intermedi per i due casi:

	Fase afferraggio	Fase rotazione
τ [Mpa]	19,6	4,3
σ [Mpa]	30	36,2
σ_{eq} [Mpa]	45,3	36,97
σ_{amm} [Mpa]	330	330

Tabella 3.11 Riepilogo dei risultati sulla resistenza delle viti allentate

Si nota immediatamente che le viti resistono dal momento che nel caso peggiore la tensione vale circa 45Mpa e le viti raggiungono tranquillamente 330Mpa.

3.5.6 Viti del cilindro

E' utile dimensionare le quattro viti che fissano il cilindro al braccio. Esse sono sottoposte ad una forza tangenziale di 3650[N] data dal tiro della molla sulle chele.

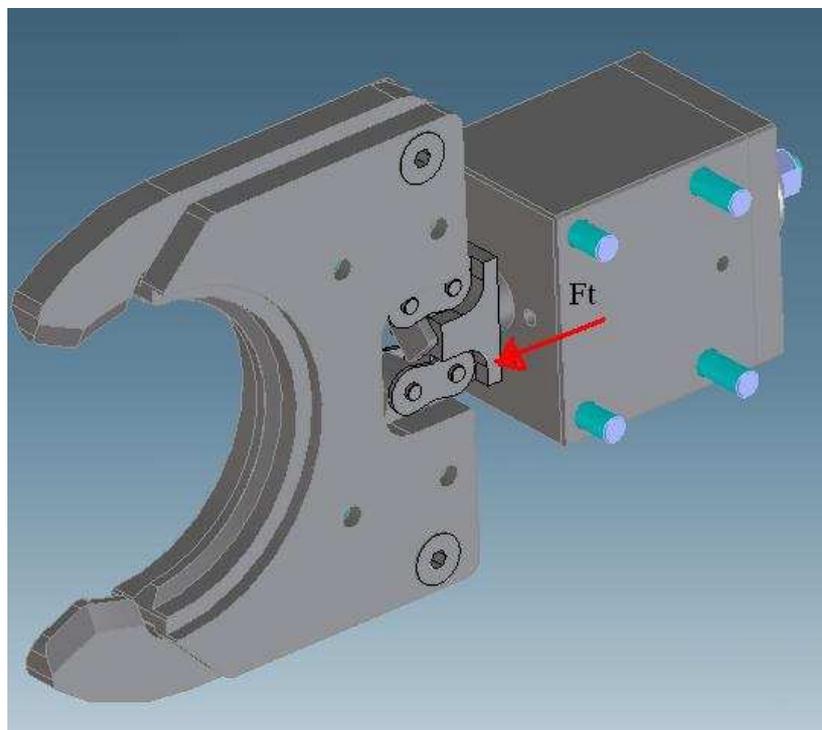


Figura 3.24 Forza tangenziale che agisce sulle viti del cilindro

Per comodità e vista la piccola entità del momento flettente, questo viene trascurato per il calcolo della resistenza delle viti.

La forza iniziale di serraggio per queste viti vale:

$$F_i = \frac{C.S.}{\mu} \cdot \frac{F_t}{n} = 18250[\text{N}]$$

La vite che può resistere a tale forza considerando una classe di resistenza 8.8 con $S_p = 600\text{Mpa}$ è sempre un M8 con una A_t pari a 36.6mm^2 .

La coppia di serraggio vale:

$$M_s = 0.2 \cdot F_s \cdot d = 31622[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Con F_s calcolata come:

$$F_s = 0.9 \cdot S_p \cdot A_t = 19765[\text{N}]$$

F_t [N]	3650
n	4
F_i [N]	18250
S_p [Mpa]	600
A_t [mm ²]	30,4
Viti M8 con F [N] _s	19764
M_s [N•mm]	31622

Tabella 3.12 Riepilogo del dimensionamento delle viti per il cilindro

Si ritiene utile eseguire la verifica delle viti ad un eventuale allentamento. Le viti in questione si troverebbero a lavorare a taglio.

Da risultati riportati in tabella ottenuti mediante le formule sopra risulta che anche in questo caso le viti si trovano in una condizione di sicurezza rispetto all'allentamento.

τ [Mpa]	33,2
τ_{amm} [Mpa]	190,5

Tabella 3.13 Resistenza delle viti del cilindro a seguito di un allentamento

3.5.7 Tirante

E' opportuno dimensionare il tirante che fissa il blocchetto di collegamento allo stelo. Esso è stato inserito per facilitare le operazioni di montaggio e manutenzione sul dispositivo, in quanto la vite di manovra per il fissaggio del blocchetto viene così riportata dietro al cilindro in una posizione facilmente accessibile. Se la vite di fissaggio fosse stata sul davanti sarebbe stato molto più difficile raggiungerla, in quanto vi si trovano le maglie di giunzione ed il corpo pinza che ostacolano i movimenti. Inoltre la testa del tirante è molto meno ingombrante della testa di una vite, in questo modo si contengono gli ingombri in una zona dove è di vitale importanza ridurre gli spazi occupati.

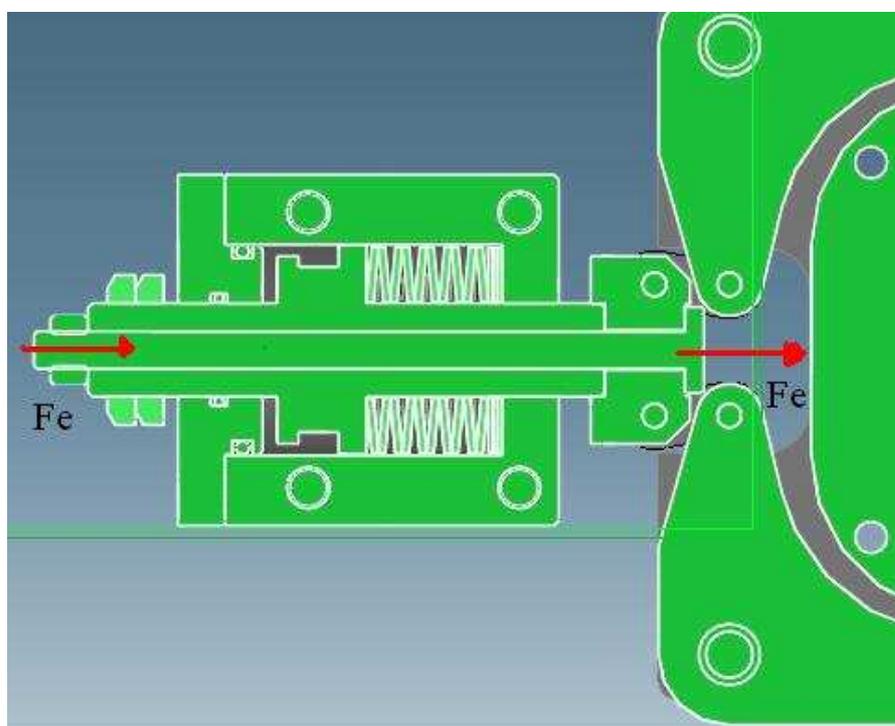


Figura 3.25 Forze agenti sul tirante

Il tirante è sottoposto alla sola forza della molla, applicando un coefficiente di sicurezza $C.S. = 3$ per considerare eventuali impuntamenti della pinza si ottiene una forza di serraggio iniziale F_i pari a:

$$F_i = F_e = \frac{F_t}{n} \cdot C.S. = 10950[N]$$

La forza massima che si scarica sul bullone in condizioni di esercizio, considerando le rigidezze di bullone e blocchetto vale:

$$F_b = F_i + 0.25 \cdot F_e = 1.25 \cdot F_i = 13688[\text{N}]$$

L'area minima necessaria alle vite per resistere alla forza F_b vale:

$$A_t = \frac{F_b}{S_p} = 22.8[\text{mm}^2]$$

Ne consegue una filettatura M8 con una A_t pari a 36.6mm² che verrà serrata con una forza di serraggio pari ad F_i . Il momento di serraggio M_s vale:

$$M_s = 0.2 \cdot F_s \cdot d = 17520[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Nella tabella seguente sono riportati i valori delle grandezze sopra calcolate:

F_e [N]	3650
S_p [Mpa]	600
F_i [N]	10950
F_b [N]	13687,5
A_t [mm ²]	22,8125
A_t M8 [mm ²]	36.6
M_s [N•mm]	17520

Tabella 3.14 Riepilogo dei risultati sul calcolo del tirante

Il tirante possiede una testa quadra che si innesta in una sede sempre quadra sul blocchetto in modo da impedirne la rotazione durante il serraggio. Questa risulta una soluzione un po' costosa in quanto prevede operazioni di fresatura sul tirante, ma si rivela necessaria dal momento che sarebbe impossibile inserire una chiave dalla parte della testa del tirante per bloccarlo durante il serraggio.

3.5.8 Viti a chiusura del cilindro

E' bene dimensionare correttamente anche le viti che serrano il coperchio di chiusura del cilindro. Esse sono sottoposte alla spinta idrostatica dell'olio in pressione e devono resistere solo ad una forza normale. Grazie alle formule precedentemente utilizzate per il tirante si ricava una vite M6 che resiste tranquillamente alla forza idraulica del cilindro. In tabella si trovano i risultati intermedi che hanno portato a questa conclusione.

F_c [N]	25500
S_p [Mpa]	600
F_i [N]	15937,5
F_b [N]	19921,8
A_t [mm ²]	33,2
A_t M8 [mm ²]	36.6
M_s [N•mm]	25500

Tabella 3.15 Riepilogo dimensionamento delle viti del fondello del cilindro

3.5.9 Stelo del cilindro

Si verifica infine il tratto di stelo posto tra le ghiera di arresto della corsa e lo stantuffo. Questo tratto è sottoposto a tutta la forza del cilindro quando questo arriva a fine corsa.

Si tratta di una semplice verifica a trazione ma si considera anche la resistenza a fatica. Essa entra in gioco dal momento che si suppone che il dispositivo lavori per 20 anni, 350 giorni all'anno, per 16 ore/giorno ed esegua circa una media di 15 cambi utensile all'ora. Ne risultano $1680000 \approx 2000000$ di cicli che inducono un dimensionamento a fatica a vita infinita.

Si ricava un K_{fG} per un perno con intaglio da filettatura paria circa 1,8 da tabella, il K_d vale 1.1 per un perno con dimensione massima di 20mm ed il K_f si trova da tabella e corrisponde a 1.15 per una ottima finitura superficiale richiesta per lo stelo del cilindro.

Utilizzando un acciaio da bonifica che sostenga facilmente un'operazione di rettifica superficiale e abbia al contempo ottime caratteristiche meccaniche si sceglie un C40 bonificato con un R_m pari a 640Mpa ed un σ_{D-1} di 320[Mpa]

A questo punto si calcola facilmente $\sigma_{f\ traz}$ come:

$$\sigma_{f\ traz} = \frac{\sigma_{D-1}}{K_f \cdot K_d \cdot K_l} = 140[Mpa]$$

Si ricava quindi $\sigma_{k\ traz}$ come:

$$\sigma_{k\ traz} = \sigma_{f\ traz} \cdot K_k \cdot K_n \cdot K_t = 183[Mpa]$$

A questo punto resta da confrontare la tensione presente sul materiale con quella ammissibile dal pezzo, tramite la seguente formula si verifica quanto sopra:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{k\ traz}} \leq \frac{1.1}{\gamma_k^2} \Rightarrow \frac{\frac{F_{cilindro}}{(\pi \cdot (D^2 - d^2)/4)}}{\sigma_{k\ traz}} \leq \frac{1.1}{\gamma_k^2} \Rightarrow 0.51 \leq 0.89$$

Si dimostra così che lo stelo resiste alla trazione pulsante.

In tabella si trovano i risultati intermedi per la verifica corretta a vita infinita:

Verifica a fatica a trazione pulsante:	
$K_{f\sigma}$	1,8
K_d	1,1
K_l	1,15
K_k	1,67
K_t	0,8
c	5,5
c'	11
σ_{D-1} [Mpa]	320
$\sigma_{f\ traz}$ [Mpa]	140.1
$\sigma_{d\ traz}$ [Mpa]	234.2
$\sigma_{k\ traz}$ [Mpa]	183.2
γ_k	1,1
σ/σ_k	0,51
$1,1/\gamma_k^2$	0,89

Tabella 3.18 Riepilogo dei risultati sul calcolo a fatica di trazione pulsante

3.5.10 Verifiche F.E.M

Si effettua anche una verifica F.E.M. dei corpi più sollecitati.

Il braccio rotante che deve sostenere tutto il sistema portautensile più pinza è sicuramente uno di questi, più che di una verifica di resistenza si compie una verifica alla deformazione che essere la più piccola possibile per garantire una buona precisione di posizionamento. Il punto più sollecitato del braccio si ha nella fase di afferraggio dove eventuali urti aggravano le tensioni interne mantenendole comunque sotto al limite di sicurezza.

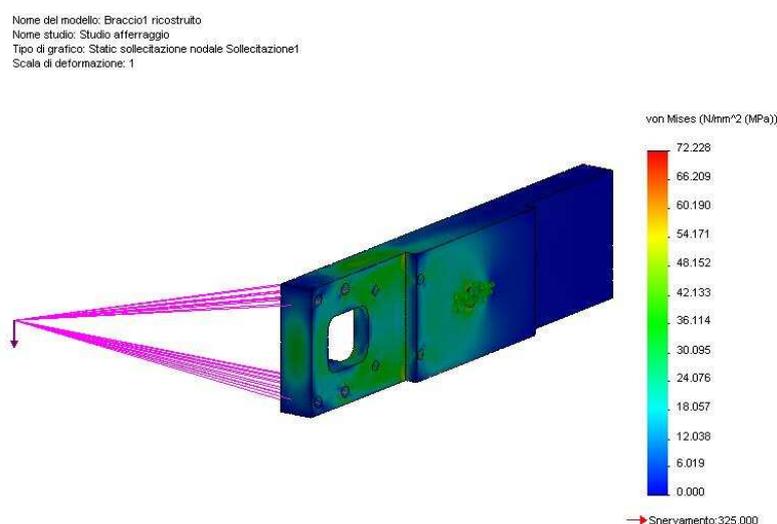


Figura 3.26 Tensioni durante l'afferraggio

Il limite di sicurezza per un acciaio di questo tipo si può ricavare dal diagramma di Haigh.

Inserendo $S_u = 590\text{Mpa}$, $S_y = 315\text{Mpa}$ e S_n calcolato come sotto:

$$S_n = 0.5S_u \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S = 207\text{Mpa}$$

Con $C_L = 1$ per trazione, $C_G = 0.9$ per le dimensioni in questione al di sotto dei 100mm e $C_S = 0.78$ per lavorazioni tradizionali alle macchine utensili.

Il diagramma di Haigh risultante è simile al seguente:

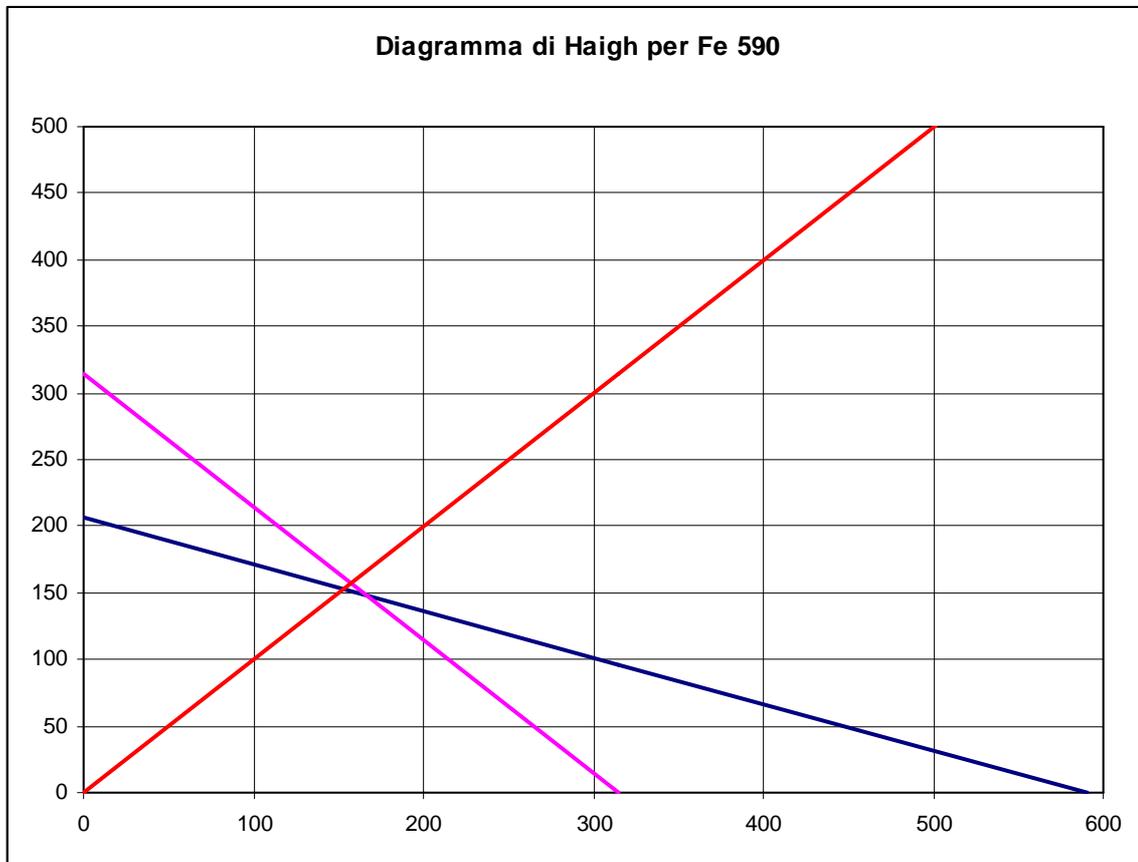


Diagramma 3.1 Diagramma di Haigh per Fe 590 e retta di lavoro a carico pulsante

Si ricava che la tensione massima media per la curva 1 (linea blu) vale

$$\sigma_{m \lim 1} = \frac{S_n}{R + \frac{S_n}{S_u}} = 153 \text{ Mpa}$$

Per la curva 2 (linea Magenta) vale

$$\sigma_{m \lim 2} = \frac{S_y}{R + 1} = 157.5 \text{ Mpa}$$

Si raggiungono in questa fase picchi di 72Mpa localizzati nella zona di ancoraggio del braccio alla navetta. La curva limite è la curva 1 che consente un sigma media massima di 153Mpa, si ricava un coefficiente di sicurezza C.S. rapportando le due sigma medie.

La sigma media della sollecitazione è esattamente la metà del picco massimo di tensione in quanto per il ciclo pulsante la σ_m vale quanto la σ_{alt} e sommate danno 72Mpa, di conseguenza la σ_m vale 36Mpa.

Di conseguenza il coefficiente di sicurezza vale:

$$C.S. = \frac{\sigma_{mlim1}}{\sigma_{mmax}} = 4$$

Il coefficiente di sicurezza è nella norma per un corretto dimensionamento a fatica.

Le deformazioni conseguenti sono inferiori ai due decimi garantendo un'ottima precisione di posizionamento.

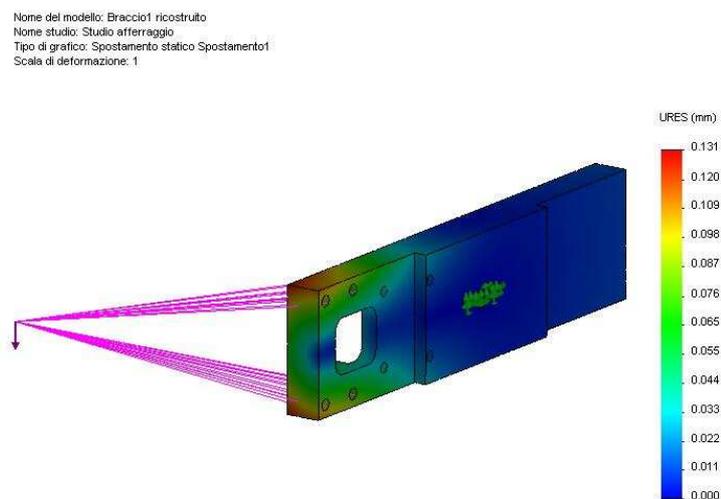


Figura 3.27 Deformazioni durante l'afferraggio

Durante la fase di rotazione si raggiungono tensioni localizzate nella convergenza degli spigoli dello scasso inferiori. Queste tensioni sono comunque inferiori a quelle generate durante la fase di afferraggio di conseguenza la resistenza è garantita.

Nome del modello: Braccio1 ricostruito
Nome studio: Studio 1
Tipo di grafico: Static sollecitazione nodale Sollecitazione1
Scala di deformazione: 1

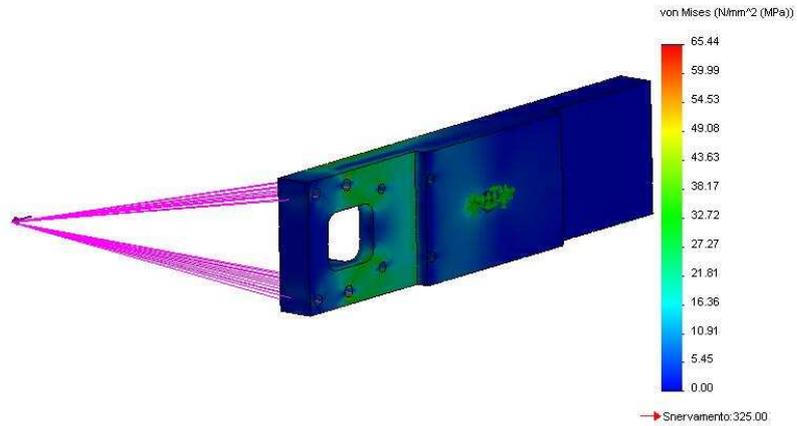


Figura 3.28 Tensioni durante la rotazione del braccio

Le deformazioni prodotte durante tale fase non sono rilevanti in quanto durante la rotazione il braccio non deve interagire con nessun altro componente, per tanto non è richiesta alcuna precisione particolare. E comunque esse in questa fase sono inferiori ai due decimi

Nome del modello: Braccio1 ricostruito
Nome studio: Studio 1
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1
Scala di deformazione: 1

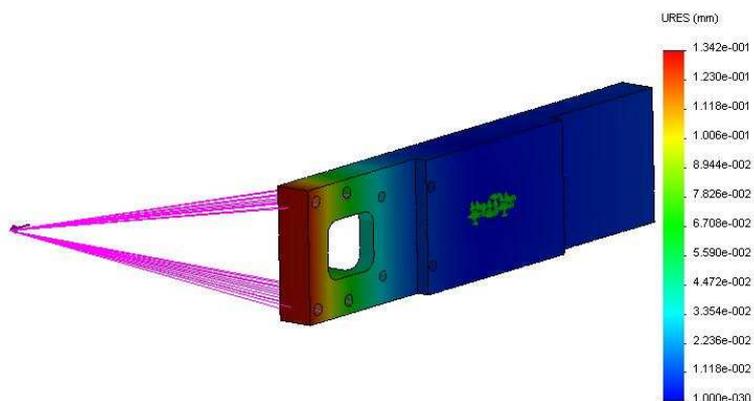


Figura 3.29 Deformazioni del braccio durante la rotazione

Per il corpo della pinza si effettua una verifica a resistenza vera e propria, considerando solamente la fase di afferraggio del portautensile in quanto essa è la più gravosa. I punti più sollecitati si trovano dove le viti si serrano sul corpo della pinza. Queste tensioni sono localizzate nell'intorno del foro filettato ma non raggiungono comunque picchi troppo elevati consentendo al materiale di lavorare a circa 60Mpa.

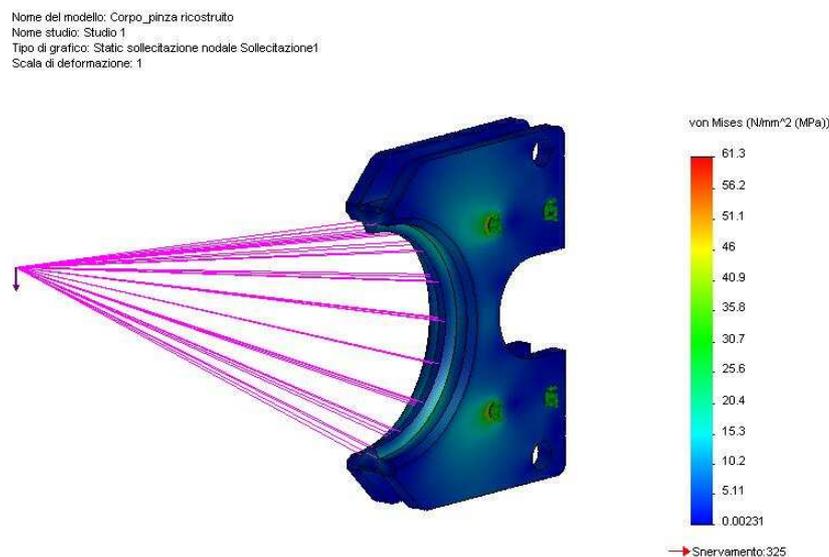


Figura 3.30 Tensioni sul corpo della pinza durante l'afferraggio

Il diagramma di Haigh si ricava come prima inserendo $S_u = 640\text{Mpa}$, $S_y = 420\text{Mpa}$ e S_n calcolato come sotto:

$$S_n = 0.5S_u \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S = 216\text{Mpa}$$

Con $C_L = 1$ per trazione, $C_G = 0.9$ per le dimensioni in questione al di sotto dei 100mm e $C_S = 0.75$ per lavorazioni tradizionali alle macchine utensili.

Si ricava che la tensione massima media per la curva 1 (linea blu) vale

$$\sigma_{m \text{ lim } 1} = \frac{S_n}{R + \frac{S_n}{S_u}} = 161.5 \text{Mpa}$$

Mentre per la curva 2 (linea Magenta) vale:

$$\sigma_{m \text{ lim } 2} = \frac{S_y}{R + 1} = 210 \text{Mpa}$$

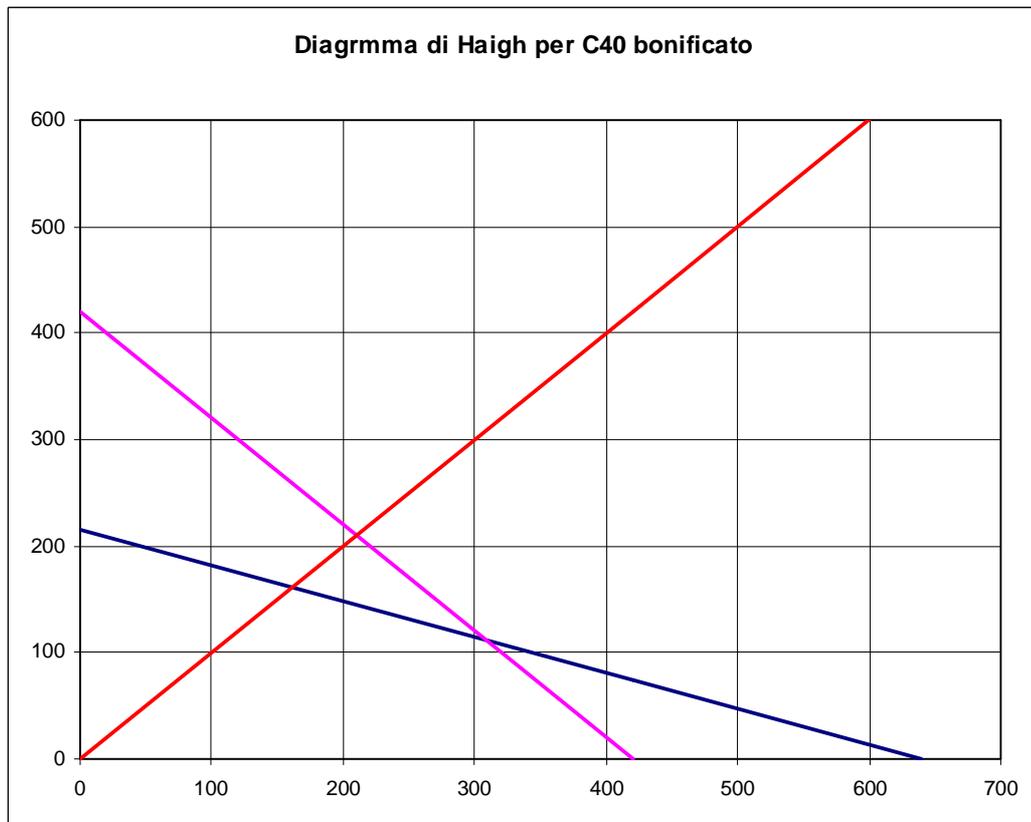


Diagramma 3.2 Diagramma di Haigh per C40 bonificato e retta di carico a ciclo pulsante

Si raggiungono in questa fase picchi di circa 62Mpa localizzati nella zona di ancoraggio della pinza al braccio rotante. La curva limite è la curva 2 che consente un sigma media massima di 161.5Mpa, si ricava un coefficiente di sicurezza C.S. rapportando le due sigma medie.

DI conseguenza il coefficiente di sicurezza vale:

$$C.S. = \frac{\sigma_{m \text{ lim } 2}}{\sigma_{m \text{ max}}} = 5.5$$

Il coefficiente di sicurezza è molto maggiore di quelli utilizzati abitualmente (C.S.=3) ma non si tratta di uno spreco di materiale ma di una condizione necessaria a contenere le deformazioni. Esse devono essere minime in questo componente per garantire una buona precisione di posizionamento durante l'avvicinamento al mandrino. Infatti tale componente sostiene e guida le chele durante la loro corsa, una deformazione significativa delle guide delle chele comporterebbe notevoli spostamenti dell'estremità del portautensile.

Le deformazioni durante questa fase sono estremamente contenute vista la rigidità del corpo della pinza. Esse si mantengono al di sotto dei due centesimi.

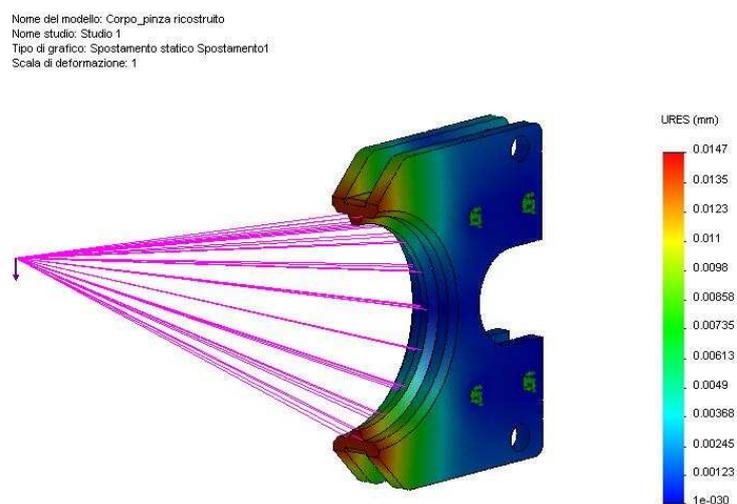


Figura 3.31 Deformazioni del corpo della pinza durante l'afferraggio.

Si effettua una verifica al calcolatore della chela. Essa è stata dimensionata seguendo grossomodo l'andamento del momento flettente, infatti nella parte terminale è molto più esile che nella parte dove si presenta la cerniera. In questo modo si riescono a contenere le tensioni interne sotto valori dell'ordine di 77Mpa.

Nome del modello: Chela.1
Nome studio: Studio 1
Tipo di grafico: Static sollecitazione nodale Sollecitazione1
Scala di deformazione: 1

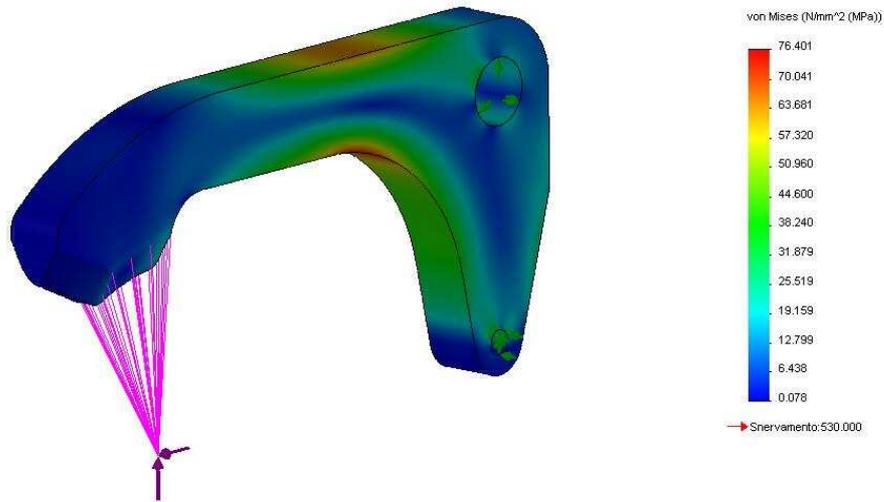


Figura 3.32 Tensioni sulla chela durante il serraggio

Utilizzando per la chela sempre un C40 bonificato il diagramma di Haigh risulta identico a quello precedente per il corpo pinza. Risulta quindi un coefficiente di sicurezza C.S pari a

$$C.S. = \frac{\sigma_{m \lim 2}}{\sigma_{m \max}} = 4.2$$

Calcolando $\sigma_{m \max}$ come la metà della sigma massima raggiunta nel materiale in quanto la sigma massima è composta da due contributi in ugual misura per il carico pulsante: la sigma media e l'alterna.

Le deformazioni sviluppate non sono molto importanti e sono state calcolate solo per verifica.

Nome del modello: Chela.1
Nome studio: Studio.1
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1
Scala di deformazione: 1

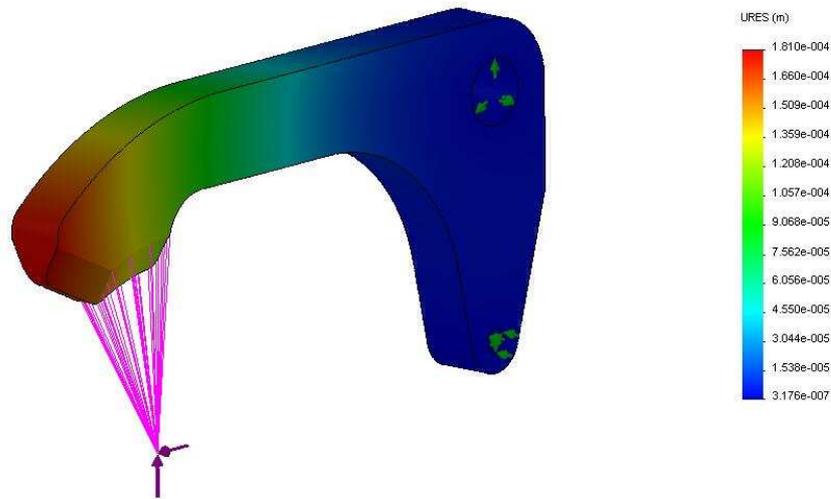


Figura 3.33 Deformazioni sulla chela

Esse restano al di sotto dei due decimi garantendo un'ottima qualità dell'afferraggio e una buona sicurezza durante l'operazione.

E' stato eseguito anche il calcolo della deformazione totale durante l'afferraggio per evidenziare lo spostamento massimo dell'estremità della pinza. Gli accoppiamenti sono stati modellati utilizzando le funzioni di accoppiamento, che dovrebbero simulare correttamente la situazione.

Nome del modello: Assieme generale
Nome studio: Studio 1
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamenti
Scala di deformazione: 1

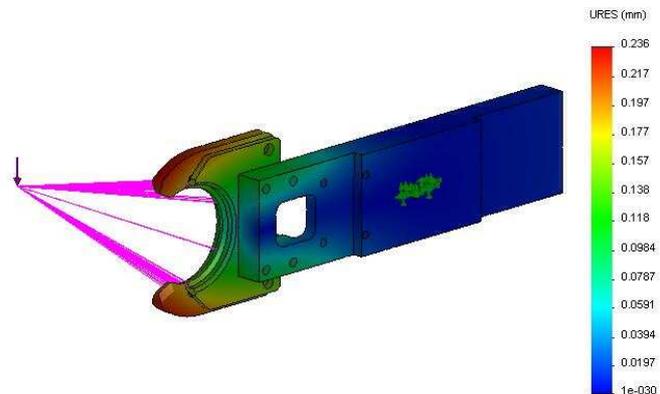


Figura 3.34 Deformazione totale durante l'afferraggio.

Si nota che la deformazione massima all'estremità delle chele durante l'afferraggio raggiunge 0.24mm. Essa è la somma delle deformazioni calcolate finora durante le analisi della condizione di afferraggio considerando non solo gli spostamenti ma anche le rotazioni dei componenti. In questo ultimo calcolo sono state considerate anche le deformazioni laterali delle chele. La somma totale degli spostamenti resta comunque al di sotto dei valori limite considerati per questa applicazione.

Non si ritiene necessario verificare la resistenza dell'assieme in quanto sono già state verificate le resistenze dei singoli componenti.

4. Conclusioni

La pinza di cambio utensile è stata scelta e dimensionata per un corretto funzionamento in sicurezza. Sono infatti stati utilizzati coefficienti di sicurezza che vanno da 1.5 a 3 a seconda dei casi e delle incertezze sulle forze in gioco.

L'architettura della pinza rispecchia le ultime innovazioni del settore. Si è utilizzata una pinza radiale che si impegna nelle apposite scanalature sul portautensile. Questa scelta risulta più sicura dei precedenti dispositivi ad afferraggio assiale perché appunto fa presa nelle apposite scanalature garantendo contro eventuali rilasci non voluti

L'utilizzo di un dispositivo di ritegno del portautensile a molla garantisce di superare tutte le normative di sicurezza. Si è reso necessario facilitare lo sgancio del portautensile attraverso un attuatore che scaricasse la forza della molla a causa della notevole forza esercitata dalla stessa per bloccare il portautensile durante il moto.

In partenza si era pensato di utilizzare cilindri pneumatici per effettuare le movimentazioni di tutto il sistema di cambio utensile in quanto consentono una maggiore velocità e un ridotto costo dell'impianto. Gli svantaggi sono minori forze disponibili e una minore precisione di posizionamento. Per un eventuale sistema pneumatico sarebbe stato perciò necessario un alleggerimento della struttura, eventualmente attraverso l'utilizzo di leghe leggere, ed un corretto dimensionamento dei cilindri. Inoltre per garantire la precisione di posizionamento sarebbe necessario creare battute meccaniche per l'arresto delle corse dei cilindri in quanto non si dispone di una precisione sufficiente come se si utilizzassero cilindri idraulici.

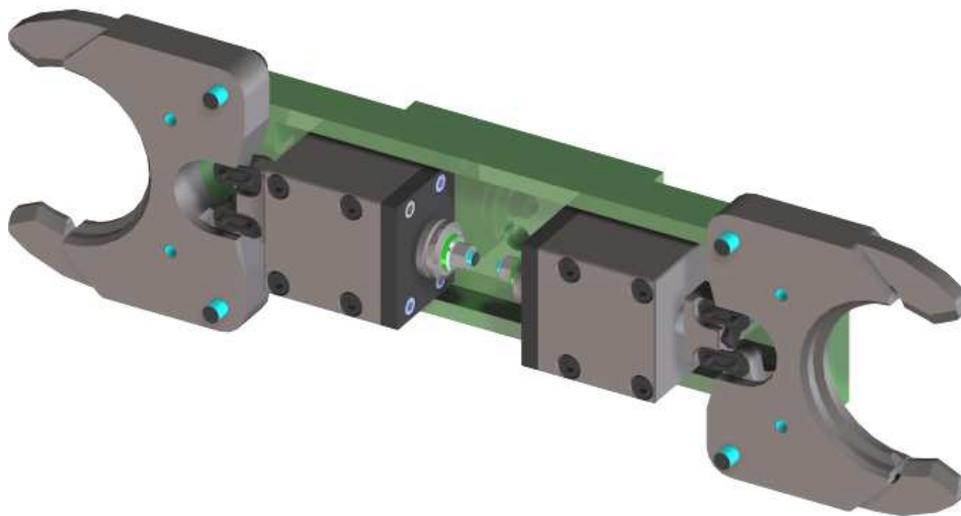
La scelta degli attuatori è ricaduta su cilindri e motori idraulici dotati di una notevole capacità di spinta e precisione di posizionamento. La scelta di un sistema idraulico è stata indotta soprattutto dal fatto che era già presente in azienda un gruppo motore, pompa, serbatoio, e distributori recuperato da un altro sistema di cambio utensile e la navetta installata utilizza un motore idraulico per lo spostamento. Per non modificare anche la navetta inserendo un motore elettrico al posto del motore idraulico si è optato per una alimentazione di energia idraulica. In questo modo non è necessario prestare particolare attenzione al peso della struttura finale, realizzando componenti rigidi e tozzi. Non si sono effettuati inutili alleggerimenti nella struttura del braccio o della pinza per limitare i costi derivanti dalle lavorazioni aggiuntive e non si sono utilizzati materiali particolarmente nobili per la loro costruzione.

Si è cercato di progettare componenti facilmente realizzabili. Si è prestata attenzione sia ai materiali utilizzati, scegliendone alcuni adatti agli scopi, sia alle possibili lavorazioni da effettuare per ricavare i particolari prestando attenzione a non disegnare pezzi che avessero geometrie difficilmente realizzabili.

La componentistica commerciale è stata scelta considerando il costo di acquisto. Ad esempio utilizzando una maglia di catena per la trasmissione del moto, oltre ad una elevata resistenza, si risparmia notevolmente sul costo della trasmissione. Oppure utilizzando perni calibrati commerciali e relative boccole si risparmia sulle spese di realizzazione di perni torniti ad hoc.

L'utilizzo di una analisi F.E.M. ha consentito di verificare la resistenza e la deformazione di alcuni componenti tra gli organi più sollecitati del dispositivo. L'analisi ha fornito risultati conformi alle aspettative per i componenti in esame, di conseguenza non è necessario modificare o irrigidire le strutture.

Il risultato finale del dispositivo progettato e disegnato in solido è il seguente.



A questo punto, verificato che il sistema è stato dimensionato correttamente, è necessario effettuare la messa in tavola degli organi. Questa è una fase altrettanto delicata quanto la progettazione in 3D perché si tiene conto delle caratteristiche necessarie per un buon funzionamento dei componenti quali rugosità superficiali, tolleranze di accoppiamento, ecc.

Si impongono rugosità molto spinte nelle zone dove si prevedono contatti con altri organi, in particolare nei contatti con le guarnizioni striscianti del cilindro oppure nelle zone lavorate con estrema precisione quali sedi di boccole o cuscinetti.

Le tolleranze sono state poste negli accoppiamenti di precisione quali cerniere o pattini o altro. E' fondamentale adottare le giuste precisioni di accoppiamento pena l'immediata usura dei componenti o viceversa notevoli giochi e vibrazioni.

Per esempio dove la boccola si innesta nel corpo della pinza è necessario creare una leggera interferenza mentre si lascia libero di ruotare all'interno, dove si inserisce il perno calibrato. Oppure nella zona di scorrimento della chela è necessario che l'accoppiamento sia libero, ma il più preciso possibile per evitare cedimenti della struttura.

La prosecuzione di questo lavoro riguarderà la riprogettazione e adattamento del magazzino utensili a catenaria. . Questa procedura a causa delle scadenze non è stata trattata in questo elaborato ma verrà approfondita direttamente con il cliente.

Si era pensato ad un riutilizzo del magazzino già presente, modificando solamente gli alloggiamenti dei portautensili. Utilizzando quindi le stesse strutture di sostegno, gli stessi attuatori, la stessa catenaria solamente con attacchi diversi.

Un'alternativa altrettanto economica potrebbe essere l'impiego di una catenaria costruita ad hoc dove le maglie della catena vengono realizzate dello stesso passo tra un portautensile e l'altre e i perni di giunzione fungono anche da portautensile. Per questa alternativa è necessario realizzare anche una ruota motrice apposita con il giusto passo dei denti.

Questa soluzione risulta efficace in quanto le lamiere che fungono da maglie si ricavano per taglio laser, un procedimento che diventa sempre più comune ed economico, mentre i perni di collegamento sarebbero da realizzare comunque in quanto i portautensile sono da adattare in ogni caso. Anche le ruote motrice e folle si potrebbero ricavare ampie di taglio laser e saldare successivamente il risultato.

Queste soluzioni verranno proposte al cliente evidenziando i pro e i contro optando per la soluzione ottimale.

BIBLIOGRAFIA

- Momi Bartorelli, “Controllo Numerico Delle Macchine Utensili e Automazione Industriale”, STAMMER, 1986.
- UNI EN 292-2, [1991], Sicurezza del macchinario - concetti fondamentali, principi generali di progettazione – specifiche e principi tecnici.
- UNI EN 1550, [1999], Sicurezza delle macchine utensili. Prescrizioni di sicurezza per la progettazione e la costruzione.
- Dario Croccolo, Rossano Cuppini, “Tecnica Delle Costruzioni Meccaniche e Costruzione di Macchine”, Pitagora Editrice Bologna, 2003.
- Niemann-Winter-Hohn, “Manuale Degli Organi Delle Macchine“, Tecniche Nuove.
- Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek, “Fondamenti di Progettazione Organi di Macchine”, John Wiley & Sons.
- Luigi Baldassini, “Vademecum per disegnatori e tecnico”, Hoepli, 2000

ALLEGATI:

- Allegato 1: Catene a rulli A&S
- Allegato 2: Molle a tazza SPEC
- Allegato 3: Viti calibrate UNBRAKO
- Allegato 4: Disegno particolare Baccio 11-078-0001.
- Allegato 5: Disegno particolare Chela 11-078-0002 .
- Allegato 6: Disegno particolare Corpo Pinza 11-078-0003.
- Allegato 7: Disegno particolare Blocchetto d' Attacco 11-078-0004.
- Allegato 8: Disegno particolare Cilindro 11-078-0005.
- Allegato 9: Disegno particolare Tirante 11-078-0006.
- Allegato 10: Disegno particolare Chiusura Cilindro 11-078-0007.
- Allegato 11: Disegno particolare Stelo 11-078-0008.
- Allegato 12: Disegno d'assieme Gr. Pistone 11-078-0009.
- Allegato 13: Disegno d'assieme Gr. Pinza 11-078-0010.
- Allegato 14: Disegno d'assieme Gr. Cambio Utensile 11-078-0011.



CATENE A RULLI - catene di trasmissione DIN 8187, part1 ISO 606-1994



Serie europea

passo
 larghezza interna min.
 diametro rullo
 altezza max. piastra
 spessore della piastra int.
 spessore della piastra esi.
 diametro max. perno
 lunghezza max. perno
 sporgenza perno di giunzione
 passo trasversale
 carico di rottura
 peso

DIN	A&S	Articolo	p x b ₁	p	b ₁	d ₁	g	s _i	s _a	d ₂	l _{1,2,3}	K	e	F _B min	l _B min
ISO	No			[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[Kg/m]

CATENE A RULLI SEMPLICI

03	1151	100 00 02		5,00	2,50	3,20	4,10	0,57	0,57	1,49	7,40	2,50		2 200	0,08
04	1161	100 00 03		6,00	2,80	4,00	5,00	0,57	0,57	1,85	7,40	2,90		3 000	0,12
05B-1	1181	100 00 06		8,00	3,00	5,00	7,10	0,73	0,73	2,31	8,60	3,10		5 000	0,18
06B-1	2191	100 00 15*	3/8" x 7/32"	9,525	5,72	6,35	8,20	1,25	1,00	3,28	13,50	3,30		9 100	0,41
08B-1	1001	100 00 24	1/2" x 1/8"	12,70	3,30	7,75	9,90	1,00	1,00	3,66	10,20	1,50		8 200	0,28
08B-1	1603	100 00 31**	1/2" x 5/16"	12,70	7,75	8,51	11,80	1,50	1,50	4,45	17,00	3,90		19 000	0,70
10B-1	1623	100 00 40**	5/8" x 3/8"	15,875	9,65	10,16	14,70	1,50	1,50	5,08	19,60	4,10		24 000	0,95
12B-1	1642	100 00 50**	3/4" x 7/16"	19,05	11,68	12,07	16,10	1,76	1,76	5,72	22,70	4,60		30 500	1,25
16B-1	1666	100 00 68**	1" x 0,67"	25,40	17,02	15,88	21,00	4,00	3,00	8,28	36,10	5,40		65 000	2,70
20B-1	1682	100 00 75**	1 1/4" x 3/4"	31,75	19,56	19,05	26,40	4,40	3,50	10,19	43,20	6,10		95 000	3,60
24B-1	1702	100 00 79**	1 1/2" x 1"	38,10	25,40	25,40	33,40	5,90	5,00	14,63	53,40	6,60		160 000	6,70
28B-1	4477	100 06 15	1 3/4" x 1 7/32"	44,45	30,99	27,94	37,00	7,62	6,35	15,90	65,10	7,40		200 000	8,60
32B-1	5175	100 06 17	2" x 1 7/32"	50,80	30,99	29,21	42,20	7,11	6,35	17,81	67,40	7,90		250 000	10,50
40B-1	6375	100 06 20	2 1/2" x 1 1/2"	63,50	38,10	39,37	52,90	8,64	8,10	22,89	82,60	10,00		355 000	16,00
48B-1	7685	100 10 34***	3" x 1 4/5"	76,20	45,72	48,26	63,80	12,19	10,16	29,24	99,10	10,00		400 350	25,00
56B-1	8985	100 10 37***	3 1/2" x 2 1/8"	88,90	53,34	53,98	77,80	13,72	12,45	34,32	114,00	11,00		578 250	35,00
64B-1	1085	100 10 39***	4" x 2 3/8"	101,60	60,96	63,50	90,10	15,24	13,72	39,40	130,00	13,00		711 800	60,00
72B-1	1185	100 10 41***	4 1/2" x 2 3/4"	114,30	68,58	72,39	103,60	17,27	16,00	44,50	147,00	14,00		1 000 900	80,00

CATENE A RULLI DOPPIE

	1161-2	100 00 04		6,00	2,80	4,00	5,00	0,57	0,57	1,85	12,50	2,90	5,50	6 000	0,24
05B-2	1181-2	100 00 07		8,00	3,00	5,00	7,10	0,73	0,73	2,31	14,30	3,10	5,64	9 000	0,36
06B-2	2192	100 00 16*	3/8" x 7/32"	9,525	5,72	6,35	8,20	1,25	1,00	3,28	23,80	3,30	10,24	17 300	0,78
08B-2	1603-2	100 00 32**	1/2" x 5/16"	12,70	7,75	8,51	11,80	1,50	1,50	4,45	31,00	3,90	13,92	32 000	1,35
10B-2	1623-2	100 00 41**	5/8" x 3/8"	15,875	9,65	10,16	14,70	1,50	1,50	5,08	36,20	4,10	16,59	46 800	1,85
12B-2	1642-2	100 00 51**	3/4" x 7/16"	19,05	11,68	12,07	16,10	1,76	1,76	5,72	42,20	4,60	19,46	59 000	2,50
16B-2	1666-2	100 00 69**	1" x 0,67"	25,40	17,02	15,88	21,00	4,00	3,00	8,28	68,00	5,40	31,88	110 000	5,40
20B-2	1682-2	100 00 76	1 1/4" x 3/4"	31,75	19,56	19,05	26,40	4,40	3,50	10,19	79,70	6,10	36,45	180 000	7,20
24B-2	1702-2	100 00 80	1 1/2" x 1"	38,10	25,40	25,40	33,40	5,90	5,00	14,63	101,00	6,60	48,36	280 000	13,50
28B-2	4477-2	100 06 11	1 3/4" x 1 7/32"	44,45	30,99	27,94	37,00	7,62	6,35	15,90	124,00	7,40	59,56	360 000	16,60
32B-2	5175-2	100 06 18	2" x 1 7/32"	50,80	30,99	29,21	42,20	7,11	6,35	17,81	126,00	7,90	58,55	450 000	21,00
40B-2	6375-2	100 06 21	2 1/2" x 1 1/2"	63,50	38,10	39,37	52,90	8,64	8,10	22,89	154,00	10,00	72,29	630 000	32,00
48B-2	7685-2	100 10 35***	3" x 1 4/5"	76,20	45,72	48,26	63,80	12,19	10,16	29,24	190,00	10,00	91,21	800 700	50,00
56B-2	8985-2	100 10 38***	3 1/2" x 2 1/8"	88,90	53,34	53,98	77,80	13,72	12,45	34,32	221,00	11,00	106,60	1 112 050	70,00
64B-2	1085-2	100 10 40***	4" x 2 3/8"	101,60	60,96	63,50	90,10	15,24	13,72	39,40	250,00	13,00	119,89	1 423 420	120,00

CATENE A RULLI TRIPLE

05B-3	1181-3	100 00 08		8,00	3,00	5,00	7,10	0,73	0,73	2,31	19,90	3,10	5,64	13 200	0,54
06B-3	2193	100 00 17*	3/8" x 7/32"	9,525	5,72	6,35	8,20	1,25	1,00	3,28	34,00	3,30	10,24	25 400	1,18
08B-3	1603-3	100 00 33	1/2" x 5/16"	12,70	7,75	8,51	11,80	1,50	1,50	4,45	44,90	3,90	13,92	47 500	2,00
10B-3	1623-3	100 00 42	5/8" x 3/8"	15,875	9,65	10,16	14,70	1,50	1,50	5,08	52,80	4,10	16,59	70 200	2,80
12B-3	1642-3	100 00 52	3/4" x 7/16"	19,05	11,68	12,07	16,10	1,76	1,76	5,72	61,70	4,60	19,46	88 500	3,80
16B-3	1666-3	100 00 70	1" x 0,67"	25,40	17,02	15,88	21,00	4,00	3,00	8,28	99,90	5,40	31,88	165 000	8,00
20B-3	1682-3	100 00 77	1 1/4" x 3/4"	31,75	19,56	19,05	26,40	4,40	3,50	10,19	116,00	6,10	36,45	270 000	11,00
24B-3	1702-3	100 00 81	1 1/2" x 1"	38,10	25,40	25,40	33,40	5,90	5,00	14,63	150,00	6,60	48,36	425 000	21,00
28B-3	4477-3	100 06 16	1 3/4" x 1 7/32"	44,45	30,99	27,94	37,00	7,62	6,35	15,90	184,00	7,40	59,56	530 000	25,00
32B-3	5175-3	100 06 19	2" x 1 7/32"	50,80	30,99	29,21	42,20	7,11	6,35	17,81	184,00	7,90	58,55	670 000	27,95
40B-3	6375-3	100 07 97	2 1/2" x 1 1/2"	63,50	38,10	39,37	52,90	8,64	8,10	22,89	227,00	10,00	72,29	950 000	48,00
48B-3	7685-3	100 10 36***	3" x 1 4/5"	76,20	45,72	48,26	63,80	12,19	10,16	29,24	281,00	10,00	91,21	1 201 000	75,00

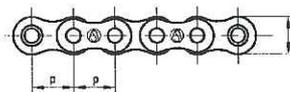
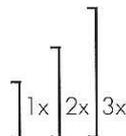
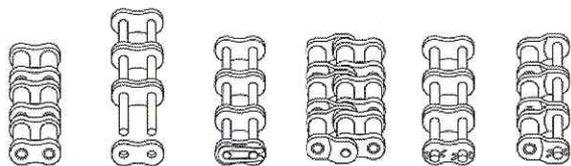
* solo a piastre diritte

** disponibili con piastre diritte

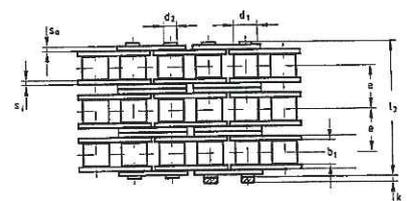
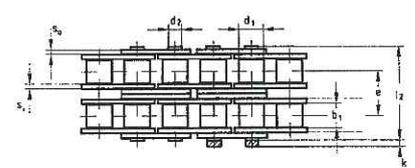
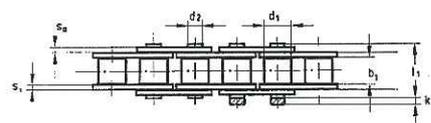
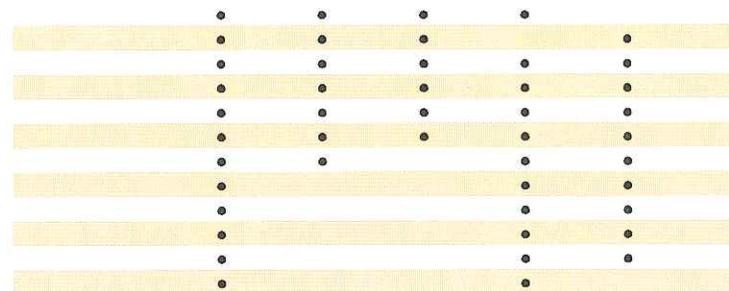
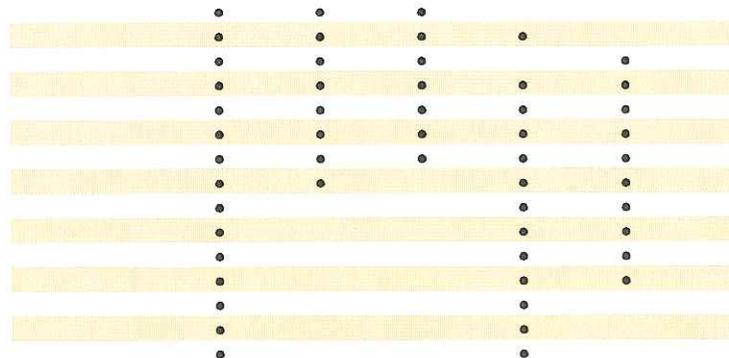
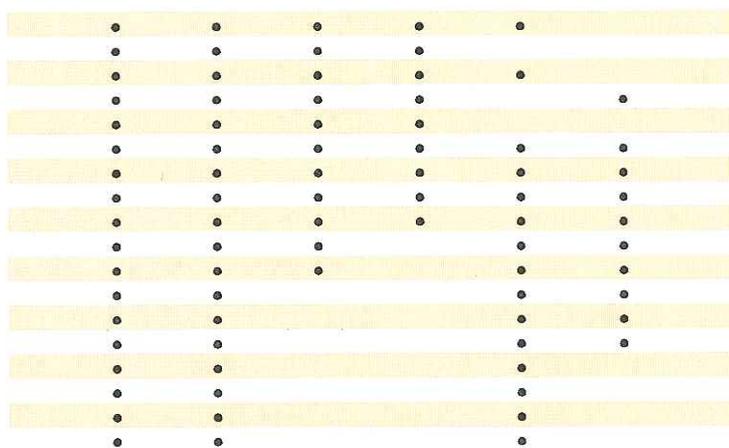
*** catene a norme BS228 : 1984



MAGLIE DI GIUNZIONE



No	4	7	26	30	58	59a
DIN	(B)	(A)	(E)	(C)	(S)	(L)



MOLLE A TAZZA (DIN 2093)

DISC SPRINGS (DIN 2093)

Fabbricate sotto i piú stretti controlli di qualità in conformità al DIN 2093, le Molle a Tazza SPEC vengono utilizzate per applicazioni estreme che richiedono alta resistenza alla fatica.

Manufactured under strict quality control to conform to DIN 2093. Disc springs in the SPEC range are for arduous applications which require high resistance to fatigue.

Oltre alle dimensioni standard a catalogo, dimensioni intermedie o piú grandi sono fornibili a richiesta.
high resistance to fatigue.

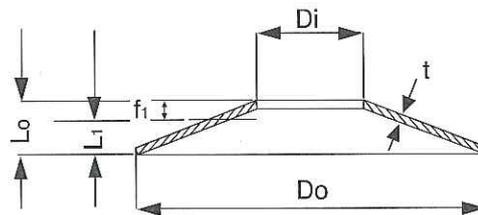
In addition to the standard sizes held in stock, intermediate sizes and larger sizes are available on request.

Nuova

I particolari segnati con * sono disponibili in inox.

New

Item * are available in Stainless Steel and other materials on request.

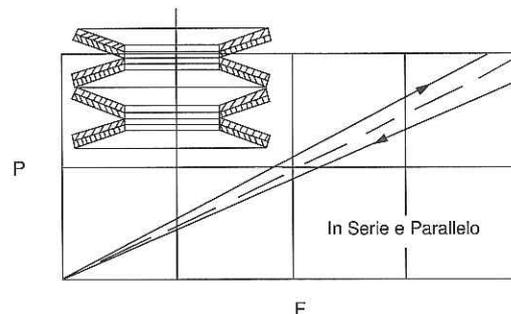
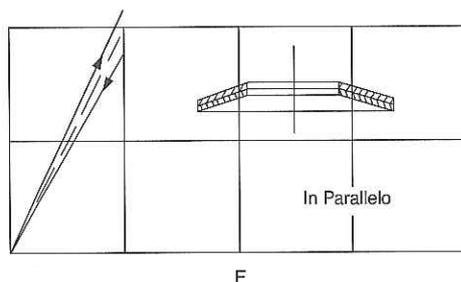
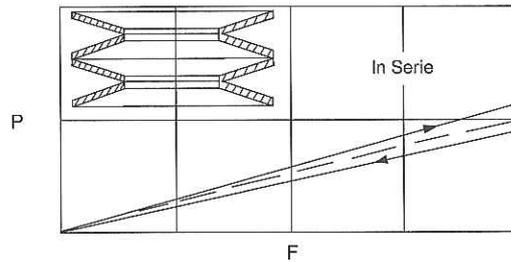
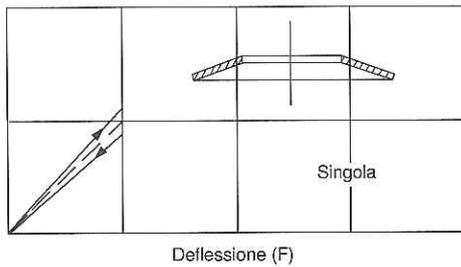


Do = Diametro esterno
Di = Diametro interno
t = Spessore
L0 = Altezza libera approx.
L1 = Altezza sotto carico
P_{max} = Forza a deflessione f₁
f₁ = Deflessione = L0-L1

Do = Outside diameter
Di = Inside diameter
t = Thickness
L0 = Approx Free height
L1 = Loaded height
P_{max} = Force at deflection f₁
f₁ = Deflection = L0-L1

Grafici di comparazione forza/deflessione per gli alternativi metodi di sovrapposizione.

Shown below are the comparative force/deflection graphs for the alternative methods of stacking.



Di Diam. int. mm	Do Diam. est. mm	t Spessore mm	Lo Altezza libera approx. mm	L1 Altezza in carico mm	P1 Forza a Defless. F	Nr. Part.
3.2	6.0	0.30	0.45	0.34	119	S4201 *
3.2	8.0	0.20	0.40	0.25	26	S4202
3.2	8.0	0.30	0.55	0.36	104	S4203 *
3.2	8.0	0.40	0.60	0.45	185	S4204 *
3.2	8.0	0.50	0.70	0.55	357	S4205
4.2	8.0	0.20	0.45	0.26	39	S4206
4.2	8.0	0.30	0.55	0.36	118	S4207 *
4.2	8.0	0.40	0.60	0.45	209	S4208 *
3.2	10.0	0.30	0.65	0.39	98	S4209
3.2	10.0	0.40	0.70	0.48	179	S4210
3.2	10.0	0.50	0.75	0.56	278	S4211
4.2	10.0	0.40	0.70	0.48	189	S4212
4.2	10.0	0.50	0.75	0.56	294	S4213
4.2	10.0	0.60	0.85	0.66	502	S4214
5.2	10.0	0.25	0.55	0.33	58	S4215
5.2	10.0	0.40	0.70	0.48	209	S4216 *
5.2	10.0	0.50	0.75	0.56	325	S4217 *
4.2	12.0	0.40	0.80	0.50	178	S4218
4.2	12.0	0.50	0.85	0.59	284	S4219
4.2	12.0	0.60	1.00	0.70	556	S4220
5.2	12.0	0.50	0.90	0.60	349	S4221
5.2	12.0	0.60	0.95	0.69	506	S4222 *
6.2	12.0	0.50	0.85	0.59	326	S4223 *
6.2	12.0	0.60	0.95	0.69	551	S4224
5.2	12.5	0.50	0.85	0.59	272	S4225
6.2	12.5	0.35	0.80	0.46	151	S4226
6.2	12.5	0.50	0.85	0.59	293	S4227 *
6.2	12.5	0.70	1.00	0.78	659	S4228 *
7.2	14.0	0.35	0.80	0.46	123	S4229
7.2	14.0	0.50	0.90	0.60	279	S4230 *
7.2	14.0	0.80	1.10	0.87	796	S4231 *
5.2	15.0	0.40	0.95	0.54	175	S4232 *
5.2	15.0	0.50	1.00	0.63	278	S4233
5.2	15.0	0.60	1.05	0.71	407	S4234
5.2	15.0	0.70	1.10	0.80	555	S4235 *
6.2	15.0	0.50	1.00	0.63	289	S4236 *
6.2	15.0	0.60	1.05	0.71	423	S4237
6.2	15.0	0.70	1.10	0.80	577	S4238
8.2	15.0	0.50	1.00	0.63	333	S4239
8.2	15.0	0.70	1.10	0.80	665	S4240 *
8.2	15.0	0.80	1.20	0.90	982	S4241
8.2	16.0	0.40	0.90	0.53	154	S4242 *
8.2	16.0	0.60	1.05	0.71	410	S4243 *
8.2	16.0	0.70	1.15	0.81	637	S4244
8.2	16.0	0.80	1.20	0.90	825	S4245 *
8.2	16.0	0.90	1.25	0.99	1012	S4246 *
6.2	18.0	0.40	1.00	0.55	139	S4247
6.2	18.0	0.50	1.10	0.65	245	S4248
6.2	18.0	0.60	1.20	0.75	400	S4249
6.2	18.0	0.70	1.25	0.84	552	S4250
6.2	18.0	0.80	1.30	0.92	725	S4251 *
8.2	18.0	0.50	1.10	0.65	265	S4252
8.2	18.0	0.70	1.25	0.84	596	S4253
8.2	18.0	0.80	1.30	0.92	582	S4254
8.2	18.0	1.00	1.40	1.10	1181	S4255
9.2	18.0	0.45	1.05	0.60	214	S4256 *
9.2	18.0	0.70	1.20	0.83	566	S4257 *
9.2	18.0	1.00	1.40	1.10	1253	S4258 *
8.2	20.0	0.60	1.30	0.77	412	S4259
8.2	20.0	0.70	1.35	0.86	568	S4260
8.2	20.0	0.80	1.40	0.95	751	S4261
8.2	20.0	0.90	1.45	1.04	953	S4262 *
8.2	20.0	1.00	1.55	1.14	1294	S4263
10.2	20.0	0.50	1.15	0.66	254	S4264 *
10.2	20.0	0.80	1.35	0.94	748	S4265 *
10.2	20.0	0.90	1.45	1.04	1049	S4266 *
10.2	20.0	1.00	1.55	1.14	1424	S4267
10.2	20.0	1.10	1.55	1.21	1520	S4268 *
10.2	20.0	1.25	1.75	1.38	2475	S4269 *
10.2	20.0	1.50	1.80	1.58	2520	S4270 *
11.2	22.5	0.60	1.40	0.80	425	S4271 *
11.2	22.5	0.80	1.45	0.96	707	S4272 *
11.2	22.5	1.25	1.75	1.38	1928	S4273 *
8.2	23.0	0.70	1.50	0.90	543	S4274 *
8.2	23.0	0.80	1.55	0.99	718	S4275 *
8.2	23.0	0.90	1.60	1.07	918	S4276
8.2	23.0	1.00	1.70	1.17	1239	S4277 *
10.2	23.0	0.90	1.65	1.09	1057	S4278
10.2	23.0	1.00	1.70	1.17	1315	S4279 *
10.2	23.0	1.25	1.90	1.41	2038	S4280 *
12.2	23.0	1.25	1.85	1.40	2330	S4281
12.2	23.0	1.50	2.00	1.63	3295	S4282 *
10.2	25.0	1.00	1.75	1.19	1171	S4283
12.2	25.0	0.70	1.60	0.92	599	S4284 *
12.2	25.0	0.90	1.60	1.07	862	S4285 *
12.2	25.0	1.00	1.80	1.20	1358	S4286
12.2	25.0	1.25	1.95	1.42	2213	S4287 *

PREZZI FORNITI A RICHIESTA

Di Diam. int. mm	Do Diam. est. mm	t Spessore mm	Lo Altezza libera approx. mm	L1 Altezza in carico mm	P1 Forza a Defless. F	Nr. Part.
12.2	25.0	1.50	2.05	1.64	2924	S4288 *
10.2	28.0	0.80	1.75	1.04	661	S4289
10.2	28.0	1.00	1.90	1.23	1129	S4290
10.2	28.0	1.25	2.05	1.45	1852	S4291 *
10.2	28.0	1.50	2.20	1.67	2721	S4292
12.2	28.0	1.00	1.95	1.24	1267	S4293 *
12.2	28.0	1.25	2.10	1.46	2081	S4294 *
12.2	28.0	1.50	2.25	1.69	3075	S4295 *
14.2	28.0	0.80	1.80	1.05	801	S4296 *
14.2	28.0	1.00	1.80	1.20	1107	S4297 *
14.2	28.0	1.25	2.10	1.46	2238	S4298 *
14.2	28.0	1.50	2.15	1.66	2839	S4299 *
12.2	31.5	1.50	2.35	1.71	2686	S4300
16.3	31.5	0.80	1.85	1.06	687	S4301 *
16.3	31.5	1.25	2.15	1.48	1912	S4302 *
16.3	31.5	1.50	2.40	1.73	3228	S4303 *
16.3	31.5	1.75	2.45	1.92	3869	S4304 *
16.3	31.5	2.00	2.75	2.19	6170	S4305 *
12.2	34.0	1.00	2.25	1.31	1172	S4306
12.2	34.0	1.25	2.35	1.53	1814	S4307
12.2	34.0	1.50	2.50	1.75	2719	S4308
14.2	34.0	1.25	2.40	1.54	1988	S4309 *
14.2	34.0	1.50	2.55	1.76	2982	S4310 *
16.3	34.0	1.50	2.55	1.76	3153	S4311 *
16.3	34.0	2.00	2.85	2.21	5779	S4312 *
18.3	35.5	0.90	2.05	1.19	832	S4313 *
18.3	35.5	1.25	2.25	1.50	1698	S4314 *
18.3	35.5	2.00	2.80	2.20	5184	S4315 *
14.2	40.0	1.25	2.65	1.60	1779	S4316
14.2	40.0	1.50	2.75	1.81	2544	S4317 *
14.2	40.0	2.00	3.05	2.26	4766	S4318 *
16.3	40.0	1.50	2.80	1.83	2748	S4319
16.3	40.0	2.00	3.10	2.28	5166	S4320 *
18.3	40.0	2.00	3.15	2.29	5653	S4321
20.4	40.0	1.00	2.30	1.33	1016	S4322 *
20.4	40.0	1.50	2.65	1.79	2620	S4323 *
20.4	40.0	2.00	3.10	2.28	5698	S4324 *
20.4	40.0	2.25	3.15	2.48	6497	S4325 *
20.4	40.0	2.50	3.45	2.74	9384	S4326 *
22.4	45.0	1.25	2.85	1.65	1890	S4327
22.4	45.0	1.75	3.05	2.08	3644	S4328 *
22.4	45.0	2.50	3.50	2.75	7712	S4329 *
18.3	50.0	1.50	3.30	1.95	2602	S4330 *
18.3	50.0	2.00	3.50	2.38	4564	S4331
18.3	50.0	2.50	4.10	2.90	9300	S4332
18.3	50.0	3.00	4.40	3.35	13666	S4333
20.4	50.0	2.00	3.50	2.38	4685	S4334
20.4	50.0	2.50	3.85	2.84	7915	S4335 *
22.4	50.0	2.00	3.60	2.40	5219	S4336
22.4	50.0	2.50	3.90	2.85	8505	S4337 *
25.4	50.0	1.25	2.85	1.65	1549	S4338
25.4	50.0	2.00	3.40	2.35	4760	S4339 *
25.4	50.0	2.50	3.90	2.85	9058	S4340 *
25.4	50.0	3.00	4.10	3.28	11970	S4341 *
28.5	56.0	1.50	3.45	1.99	2621	S4342
28.5	56.0	2.00	3.60	2.40	4436	S4343 *
28.5	56.0	3.00	4.30	3.33	11382	S4344 *
20.4	60.0	2.00	4.10	2.52	4724	S4345
20.4	60.0	2.50	4.30	2.95	7293	S4346
20.4	60.0	3.00	4.70	3.42	11563	S4347
25.4	60.0	2.50	4.40	2.97	8159	S4348 *
25.4	60.0	3.00	4.65	3.41	11762	S4349 *
30.5	60.0	2.50	4.30	2.95	8337	S4350
30.5	60.0	3.00	4.70	3.42	13219	S4351
30.5	60.0	3.50	5.00	3.88	18143	S4352 *
31.0	63.0	1.80	4.15	2.39	4236	S4353
31.0	63.0	2.50	4.25	2.94	7185	S4354 *
31.0	63.0	3.00	4.80	3.45	12530	S4355
31.0	63.0	3.50	4.90	3.85	15017	S4356
25.5	70.0	2.00	4.50	2.63	4435	S4357 *
30.5	70.0	2.50	4.90	3.10	8026	S4358
30.5	70.0	3.00	5.10	3.52	11420	S4359
35.5	70.0	3.00	5.10	3.52	12281	S4360
35.5	70.0	4.00	5.80	4.45	23910	S4361 *
40.5	70.0	4.00	5.60	4.40	23338	S4362 *
40.5	70.0	5.00	6.20	5.30	33653	S4363 *
36.0	71.0	2.00	4.60	2.65	5141	S4364 *
36.0	71.0	2.50	4.50	3.00	6722	S4365 *
36.0	71.0	4.00	5.60	4.40	20524	S4366 *
31.0	80.0	2.50	5.30	3.20	7235	S4367
31.0	80.0	3.00	5.50	3.63	10346	S4368
31.0	80.1	4.00	6.10	4.52	19384	S4369
36.0	80.0	3.00	5.70	3.67	11912	S4370
36.0	80.0	4.00	6.20	4.55	21388	S4371 *
41.0	80.0	2.25	5.20	2.99	6609	S4372 *
41.0	80.0	3.00	5.30	3.58	10512	S4373 *
41.0	80.0	4.00	6.20	4.55	22861	S4374

PREZZI FORNITI A RICHIESTA

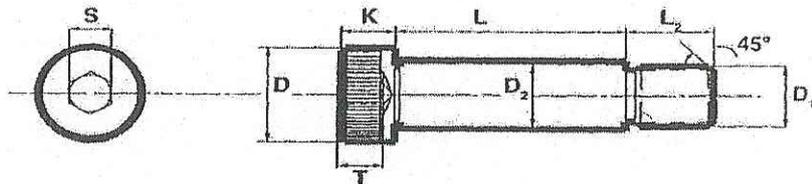


e

ISO 7379

classe 12.9

tolleranza gambo f9

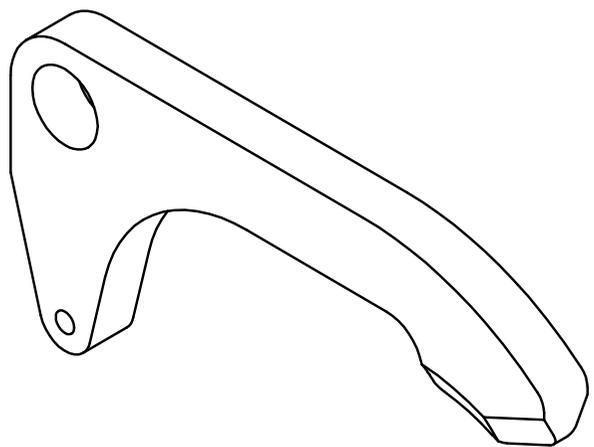
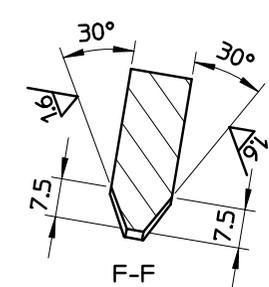
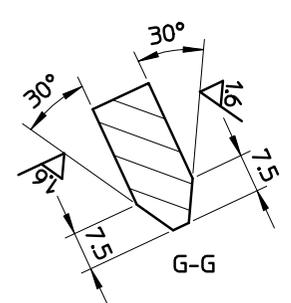
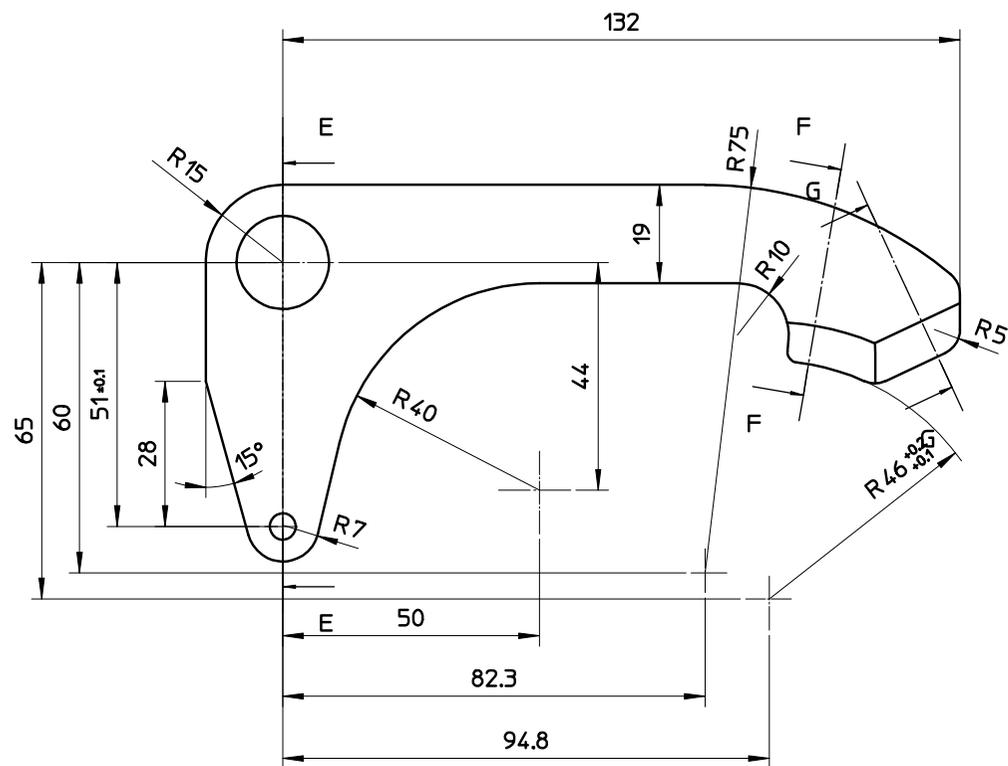
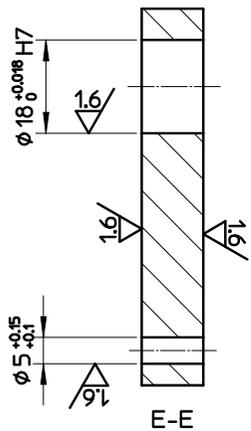


Viti a testa cilindrica con esagono incassato e gambo rettificato

	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	
D2	min	4,990	5,990	7,987	9,987	11,984	15,984	19,980	23,980
	max	4,960	5,960	7,951	9,951	11,941	15,941	19,928	23,928
D1	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	
D	9	10	13	16	18	24	30	36	
K	4	4,5	5,5	7	9	11	14	16	
T	2,7	3,1	3,9	4,8	5,8	7,2	10	11,5	
L2	7	9,5	11	13	16	18	22	27	
S	3	3	4	5	6	8	10	12	

EURO X 100 pezzi

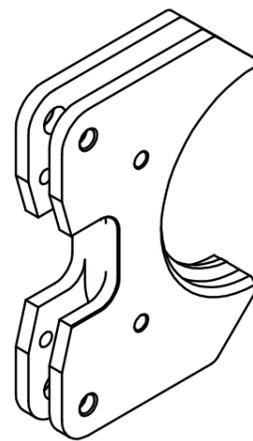
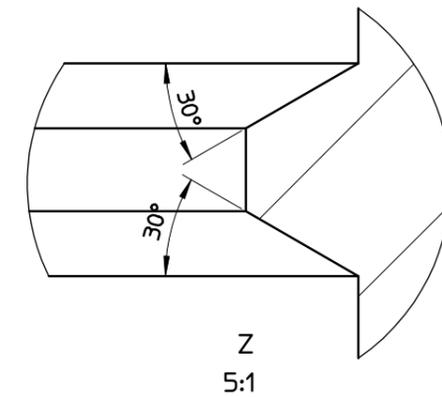
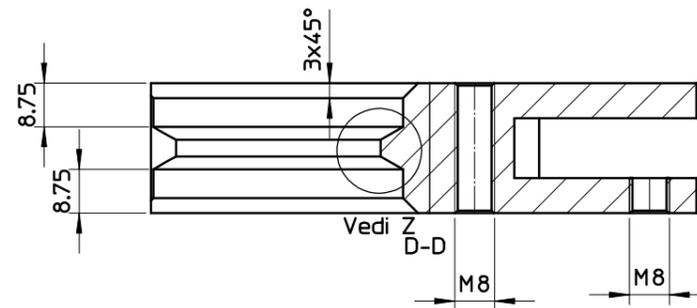
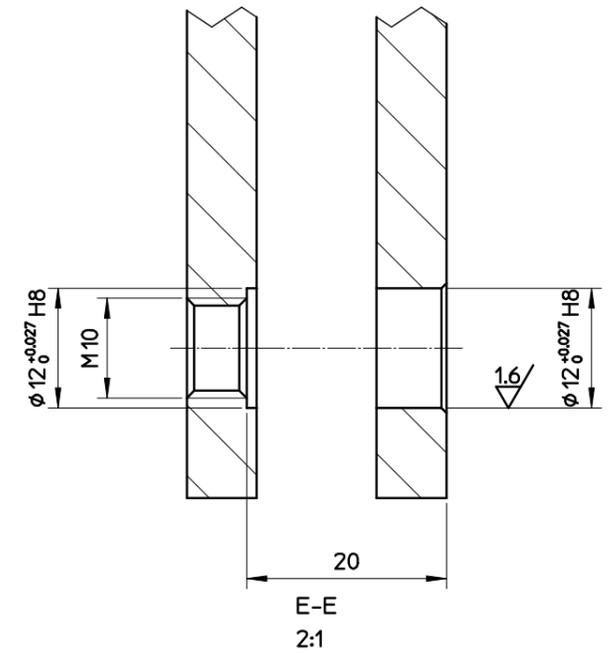
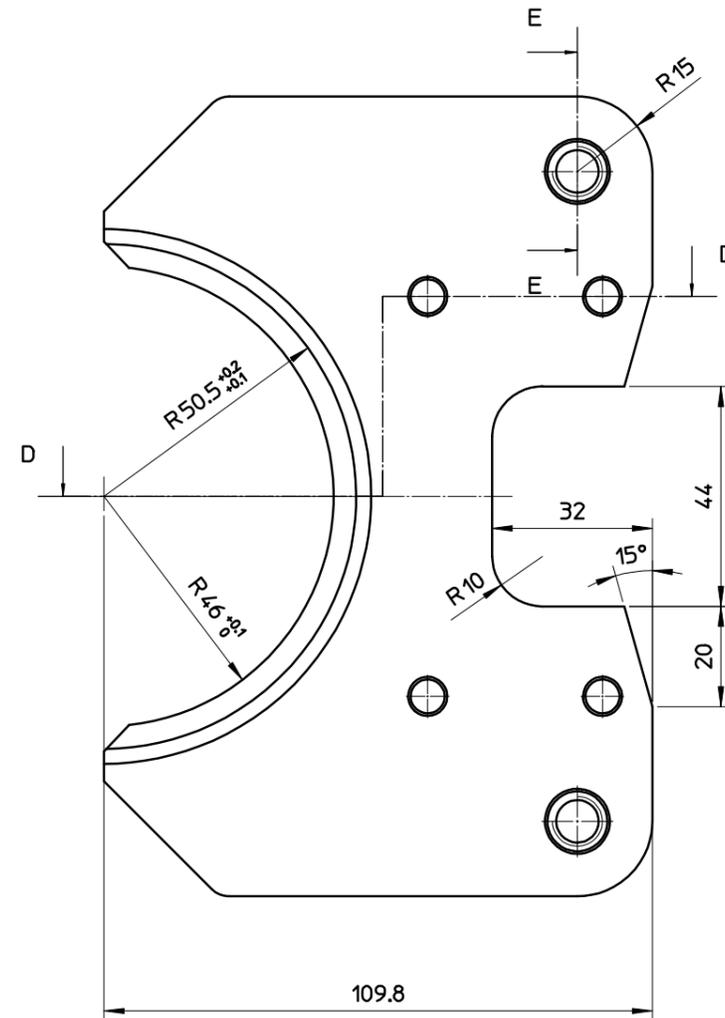
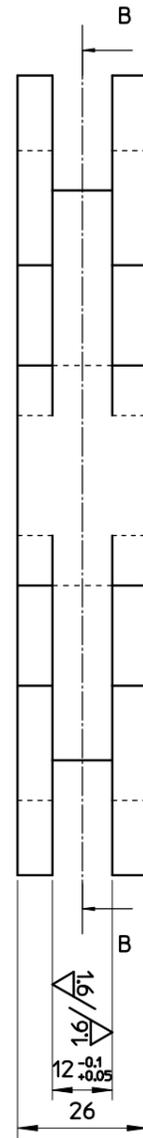
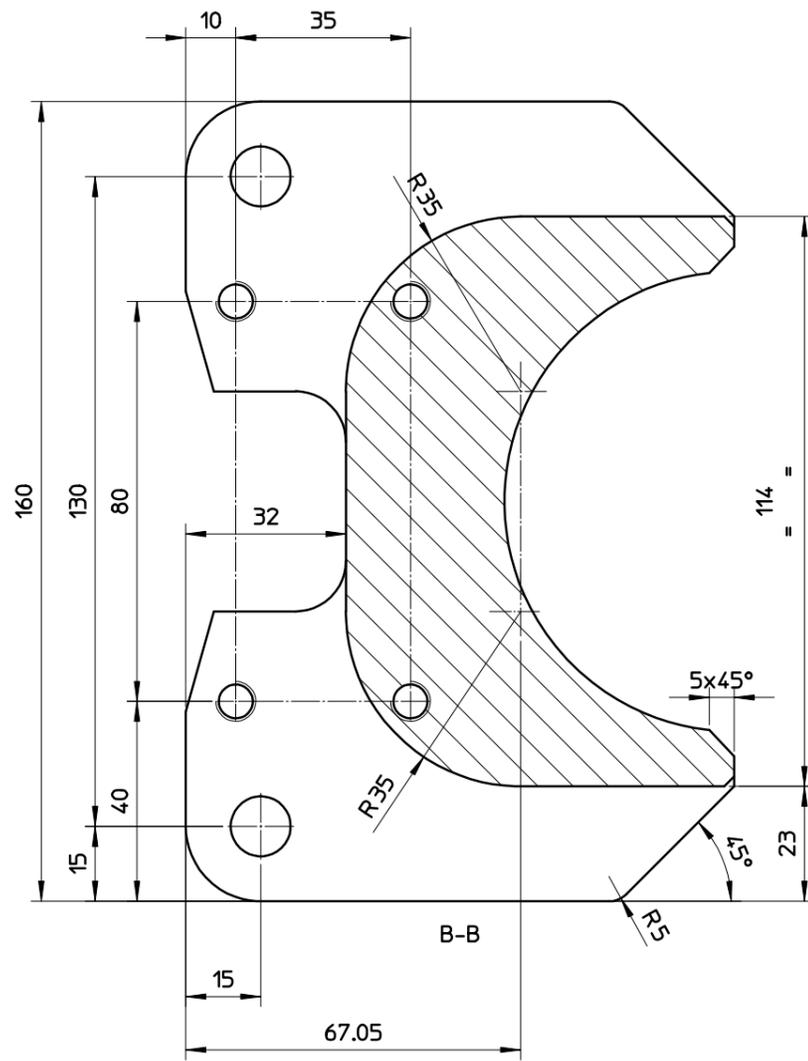
		IB 6-M5	IB 8-M6	IB 10-M8	IB 12-M10	IB 16-M12	IB 20-M16	IB 24-M20
I u n g h e z z a	8	259,64						
	10	115,40	131,88					
	12	123,64	131,88	317,34				
	16	131,88	140,12	173,10	280,26			
	20	144,24	152,48	181,34	292,62	692,38		
	25	152,48	160,74	201,94	300,86	717,12		
	30	160,74	173,10	210,18	313,22	531,68		
	35	239,04	284,38	321,46	412,14	737,72		
	40	168,98	177,22	222,56	321,46	585,22	1533,14	
	45	263,76	288,50	329,70	473,96	824,26	1970,00	
	50	189,58	197,82	239,04	362,68	638,80	1652,66	4982,68
	55		342,08	342,08	519,28	894,32	2089,52	
	60		383,28	280,26	399,76	745,96	1829,86	5337,12
	65			391,52	556,38	980,88	2386,24	
70			321,46	432,74	799,54	1945,26	5572,04	
80			375,04	490,44	853,12	2184,30	5806,94	
90				564,62	960,26	2448,06	6219,08	
100					618,20	1013,84	2711,84	6750,74
120						1545,50	3066,26	7900,58



3.2/ (1.6/)

Tratt. superf. :		Tratt. termico : BONIFICATO		
	QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768		mK	
	RAGGI NON QUOTATI :R=0.5	SMUSSI NON QUOTATI :0.5x45°		
DESCRIZIONE CHELA			Quantita'	Diseg. PM
COMMESSA CAMBIO UTENSILI			Scala 1:1	Data 24/01/2012
CLIENTE MIM			Approv.	Data
 www.phizero.it	MATERIALE	C40 lam sp 15	DISEGNO N.	
	MASSA Kg.	0.388	11-078-0002	
	Grezzo di partenza			
N° fogli totali	1	N° foglio	Revisione 00	

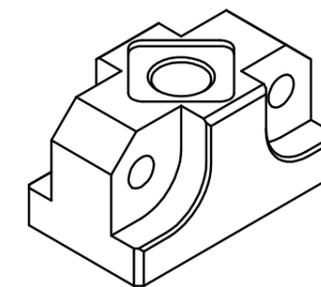
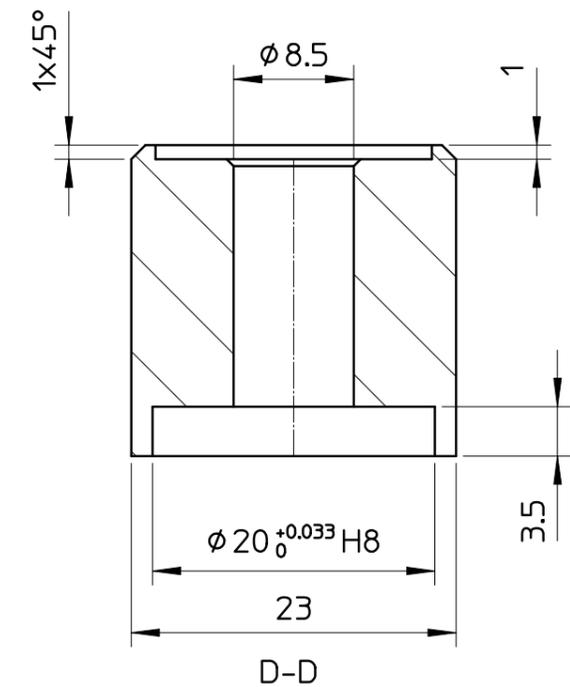
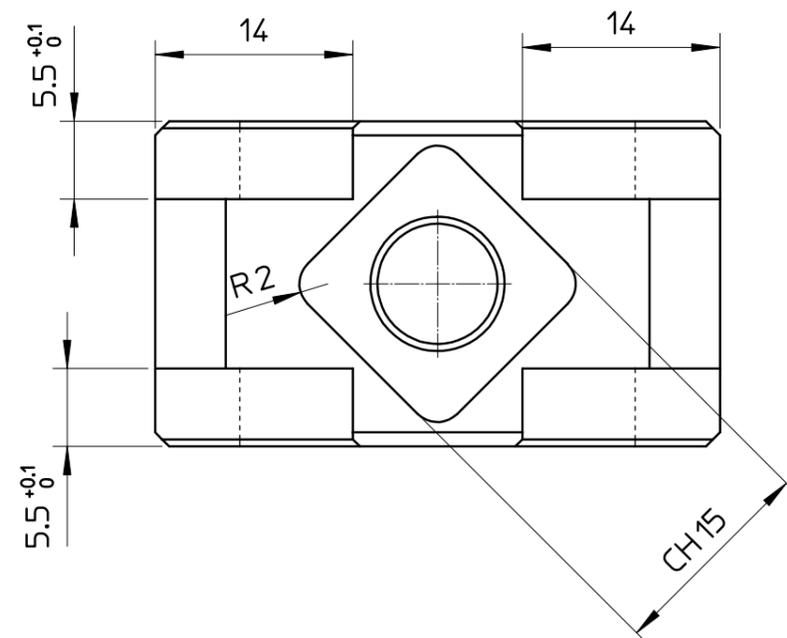
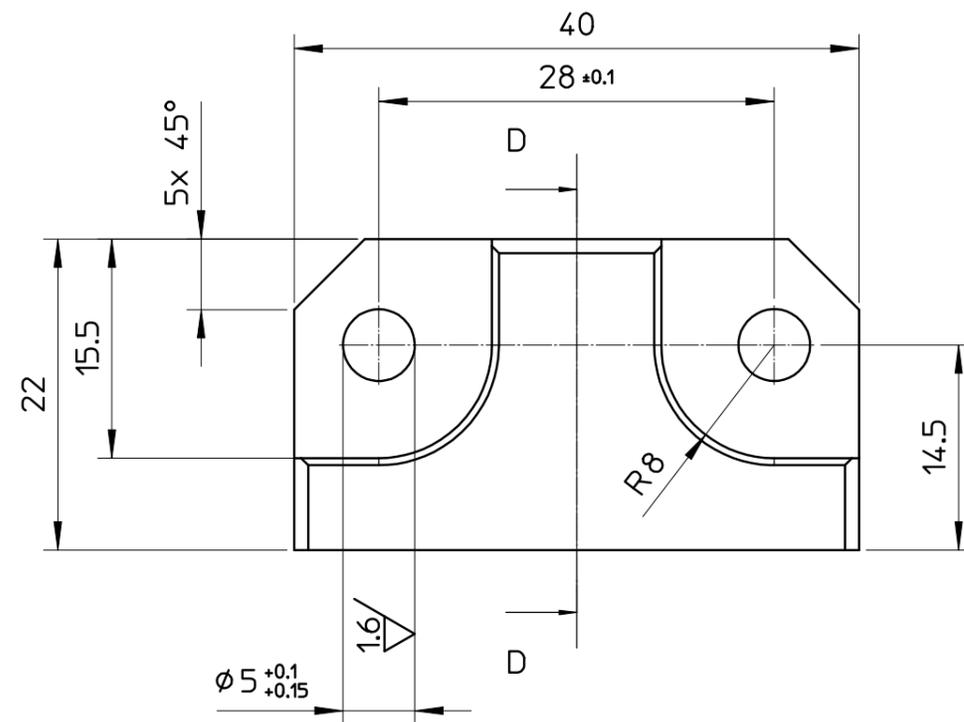
Documento riservato ai termini di legge con divieto di riprodurlo o di renderlo comunque noto a terzi senza esplicita autorizzazione.



1:2

3.2/ (1.6/)

Tratt. superf. :		Tratt. termico : BONIFICATO				
	QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768	mK		Quantita'	Diseg.	Data
	RAGGI NON QUOTATI : R=0.5	SMUSSI NON QUOTATI : 0.5x45°		PM	24/01/2012	
DESCRIZIONE CORPO PINZA			Scala	Approv.	Data	
COMMESSA CAMBIO UTENSILI	CLIENTE MIM		1:1			
 www.phizero.it	MATERIALE	C40 lam sp 30	DISEGNO N.			
	MASSA Kg.	1.58	11-078-0003			
	Grezzo di partenza					
N° fogli totali	1	N° foglio		Revisione	00	
Documento riservato ai termini di legge con divieto di riprodurlo o di renderlo comunque noto a terzi senza esplicita autorizzazione.						

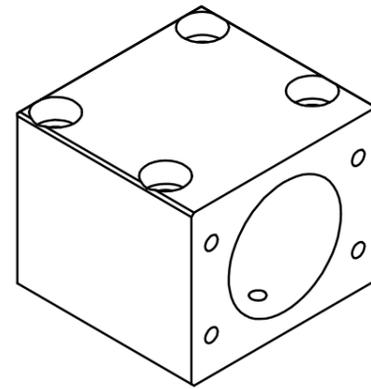
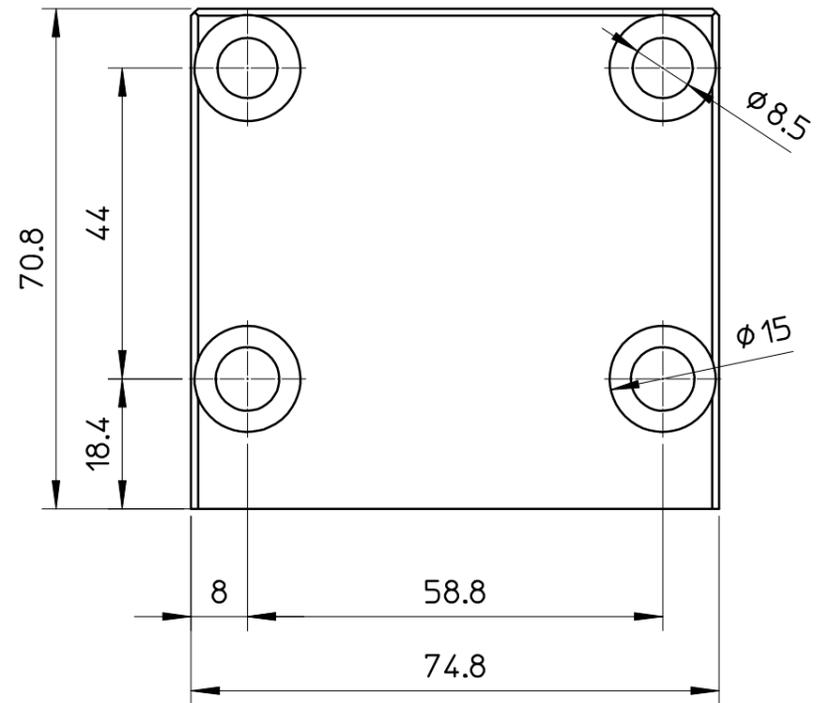
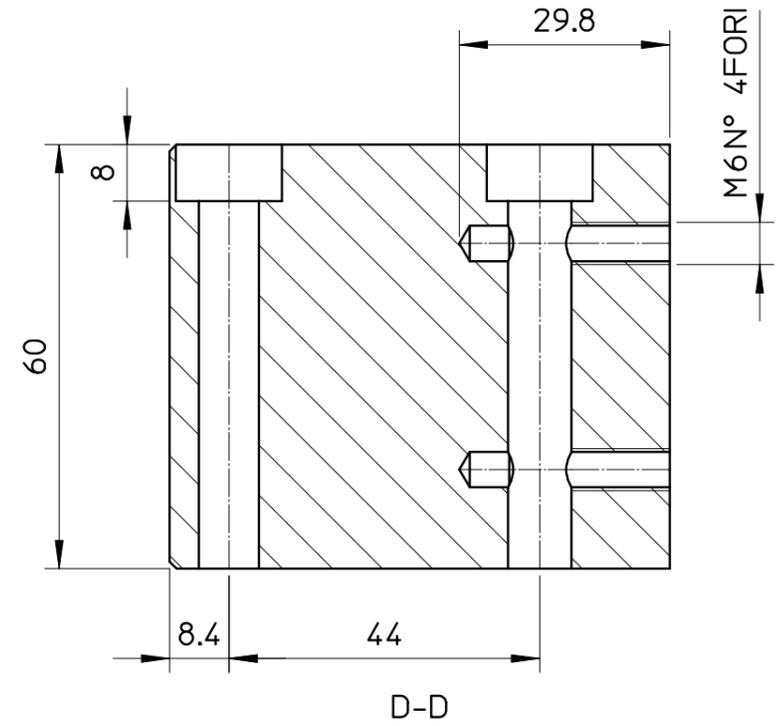
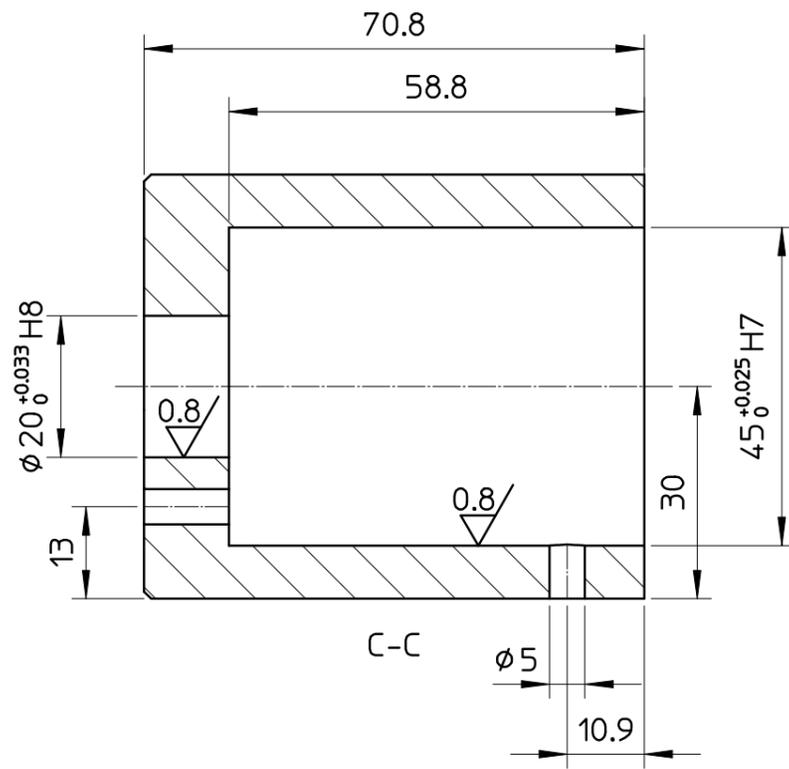
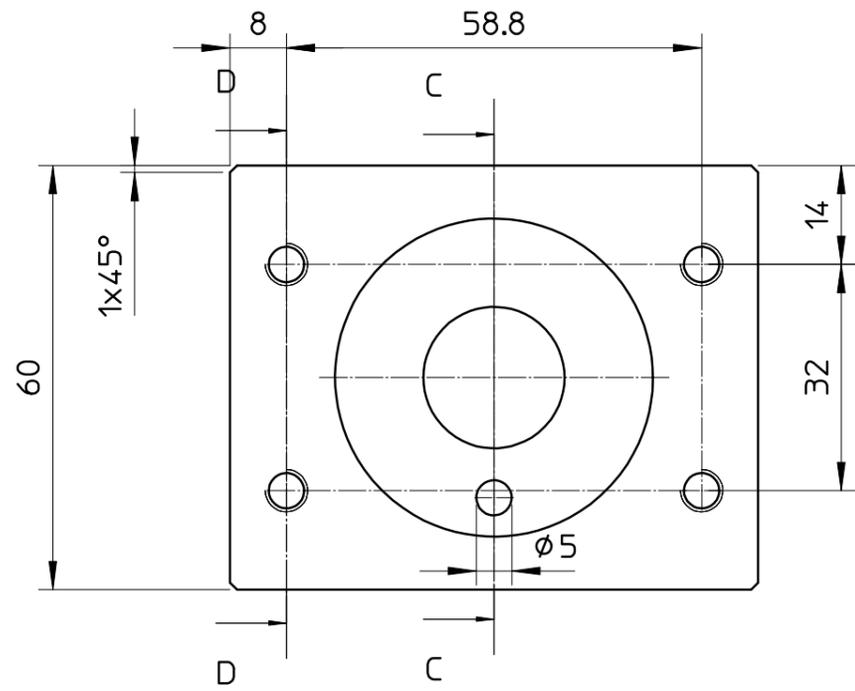


1:1

3.2/ (1.6/)

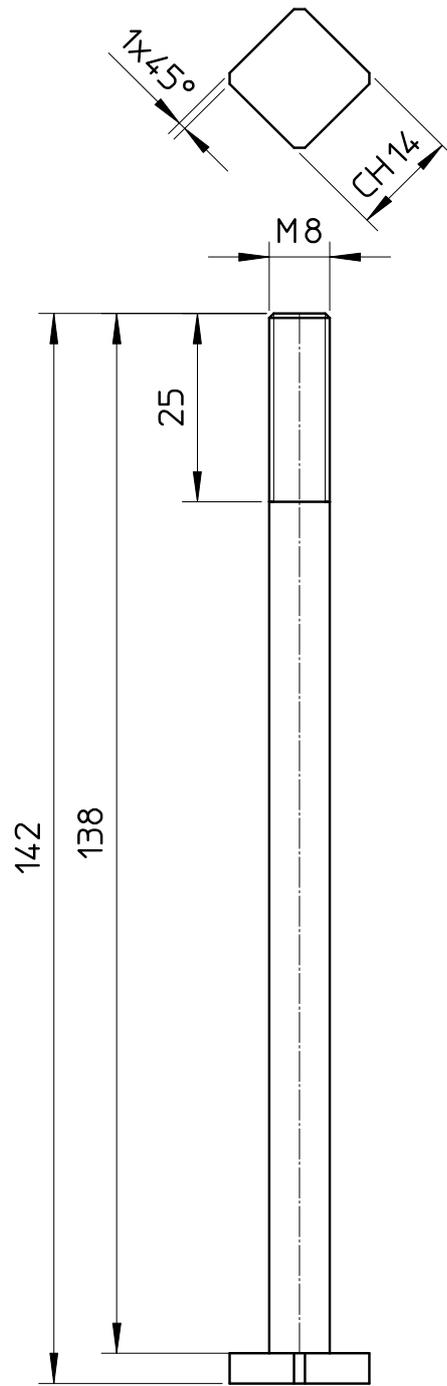
Tratt. superf. :		Tratt. termico :		
		QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768 mK RAGGI NON QUOTATI :R=0.5 SMUSSI NON QUOTATI :0.5x45°		
DESCRIZIONE		Quantita'	Diseg.	Data
BLOCCHETTO DI ATTACCO			PM	24/01/2012
COMMESSA	CLIENTE	Scala	Approv.	Data
CAMBIO UTENSILI	MIM	2:1		
PHIZERO www.phizero.it	MATERIALE	Fe37 TRAF QUADRO 25		
	MASSA Kg.	0.1		
	Disegno N.	11-078-0004		
	Grezzo di partenza			
N° fogli totali	1	N° foglio	Revisione 00	

Documento riservato ai termini di legge con divieto di riprodurlo o di renderlo comunque noto a terzi senza esplicita autorizzazione.



3.2/ (0.8/)

Tratt. superf. :		Tratt. termico : BONIFICATO		
	QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768		mK	
	RAGGI NON QUOTATI :R=0.5	SMUSSI NON QUOTATI :0.5x45°		
DESCRIZIONE CILINDRO			Quantita'	Diseg. PM
COMMESSA CAMBIO UTENSILI			Scala 1:1	Data 24/01/2012
CLIENTE MIM			Approv.	Data
PHIZERO www.phizero.it	MATERIALE C40 TRAF R 80X60		DISEGNO N.	
	MASSA Kg.		11-078-0005	
	Grezzo di partenza			
N° fogli totali 1		N° foglio	Revisione 00	



3.2/

Tratt. superf. :

Tratt. termico :



QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768

mK

RAGGI NON QUOTATI : R=0.5

SMUSSI NON QUOTATI : 0.5x45°

Quantita'

Diseg.

Data

PM

24/01/2012

DESCRIZIONE
TIRANTE FILETTATO

Scala
1:1

Approv.

Data

COMMESSA
CAMBIO UTENSILI

CLIENTE
MIM

PHI ZERO

www.phizero.it

MATERIALE 8.8 ISO 898/1

MASSA Kg. 0.06

Grezzo di partenza

N° fogli totali

1

N° foglio

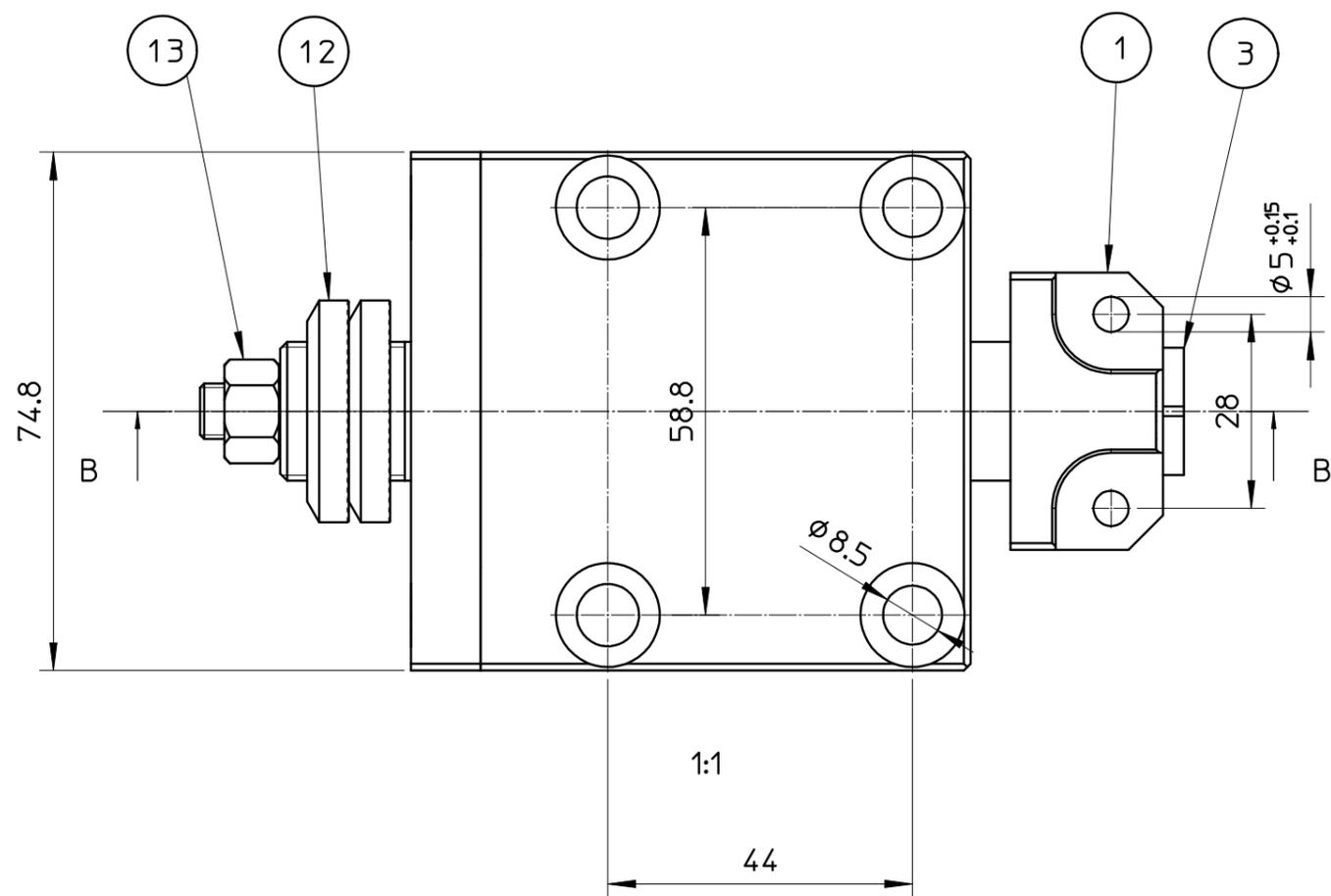
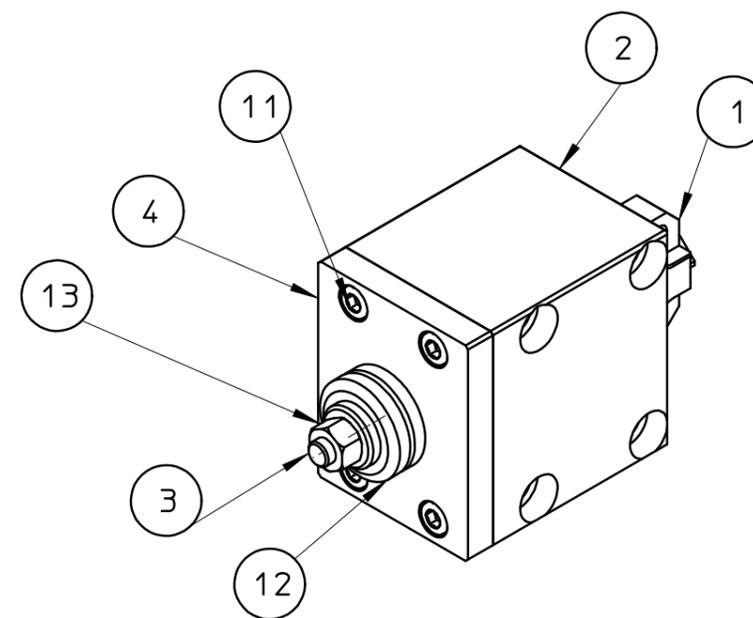
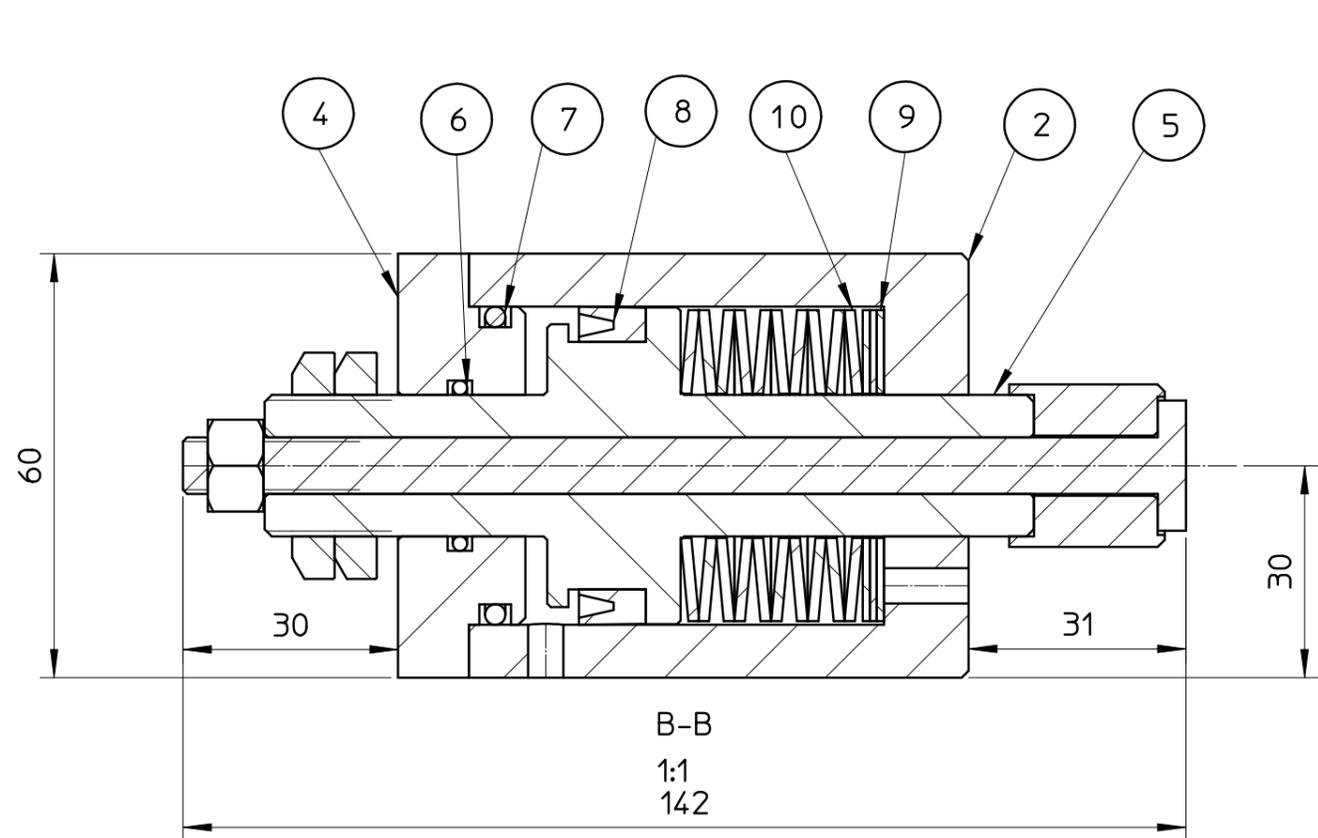
DISEGNO N.

11-078-0006

Revisione 00

Documento riservato ai termini di legge con divieto di riprodurlo o di renderlo comunque noto a terzi senza esplicita autorizzazione.

A4



13	1	LIB0777	DADO_UNI5588C_M8-Acciaio	8.8 ISO 898-1
12	2	LIB0194	SKF_KM4_d_20	8.8 ISO 898-1
11	4	LIB0022	VITE_UNI5931_M6x16-FC-Acciaio	8.8 ISO 898-1
10	10	CC-004-0184	MOLLA A TAZZA S4324	55 SI 7
9	3	CC-004-0183	ANELLO DIST. PCIMRS20 - 40 - 1	FE 37
8	1	CC-004-0181	GUARNIZIONE A LABBRO PUM 11.6350.0400	NBR 70.1
7	1	CC-004-0180	ANELLO DI TENUTA OR-4150 d 45	NBR 70.1
6	1	CC-004-0178	ANELLO DI TENUTA OR-3081 d 20	NBR 70.1
5	1	11-078-0008	STELO CILINDRO	C40 BONIFICATO
4	1	11-078-0007	CHIUSURA CILINDRO	C40 BONIFICATO
3	1	11-078-0006	TIRANTE FILETTATO	8.8 ISO 898-1
2	1	11-078-0005	CILINDRO	C40 BONIFICATO
1	1	11-078-0004	BLOCCHETTO DI ATTACCO	FE 37

Pos	Qta	Codice	Descrizione	Materiale
ZZZ	ZZZ		XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX	
ID.	N°	MAT. CODE	DESCRIPTION	WEIGHT

TRATTAMENTI :

QUOTE SENZA TOLLERANZA: GRADO DI PRECISIONE PRECISO UNI 5307

TUTTI GLI SPIGOLI SM.0.2-0.3x45°

AGGIORN.: AAAA/MM/GG

VIRE Automation S.r.l.
Faenza (RA) - Italy

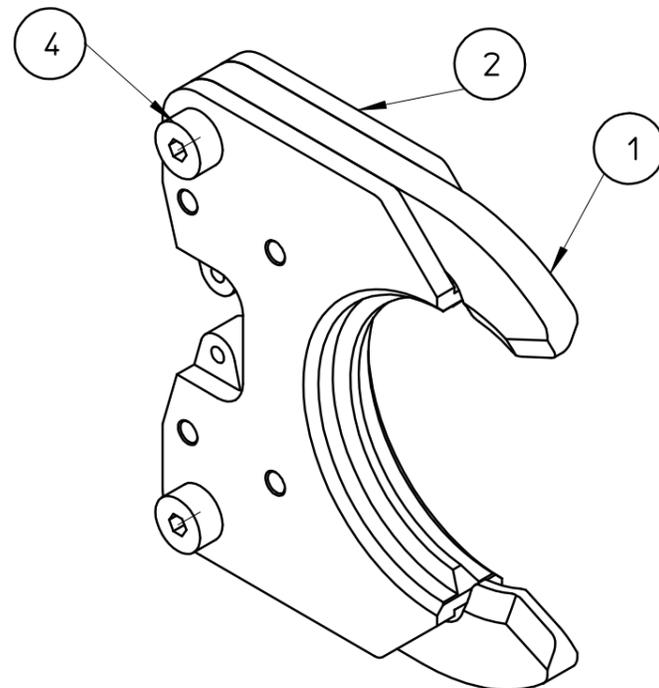
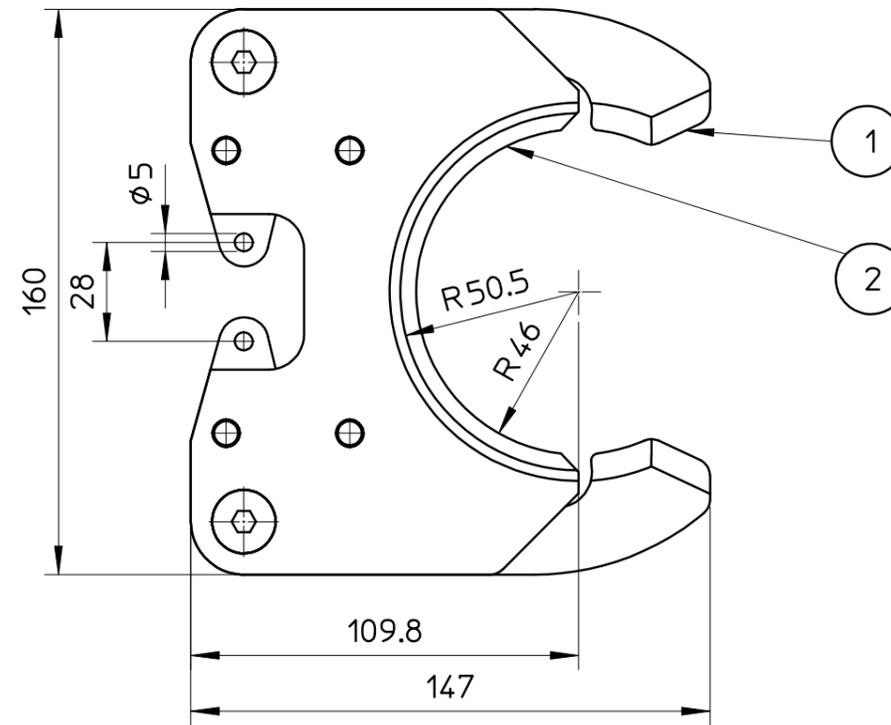
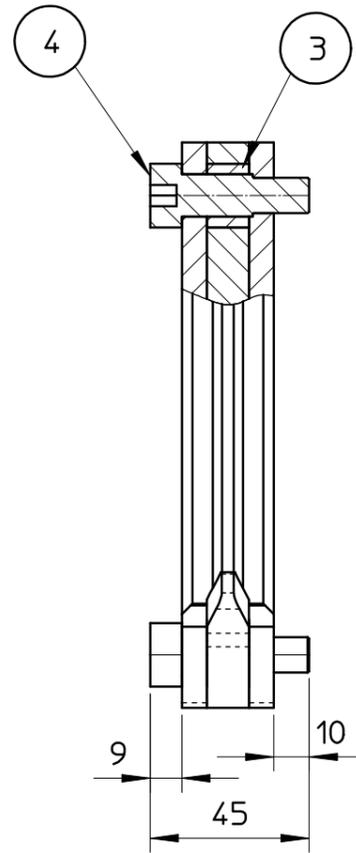
SCALA 1:2

DISEGN...: AAAA/MM/GG

TOT. FOGLI 1 FOGLIO N° 1

GR. PISTONE

11-078-0009



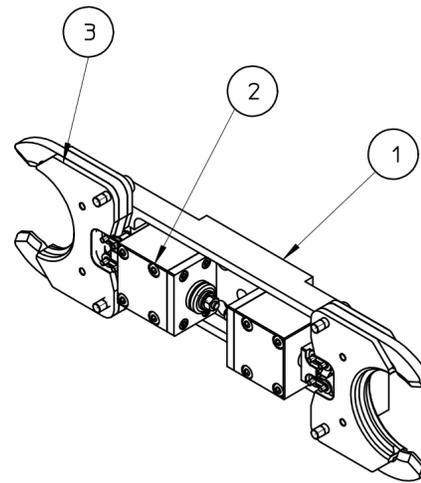
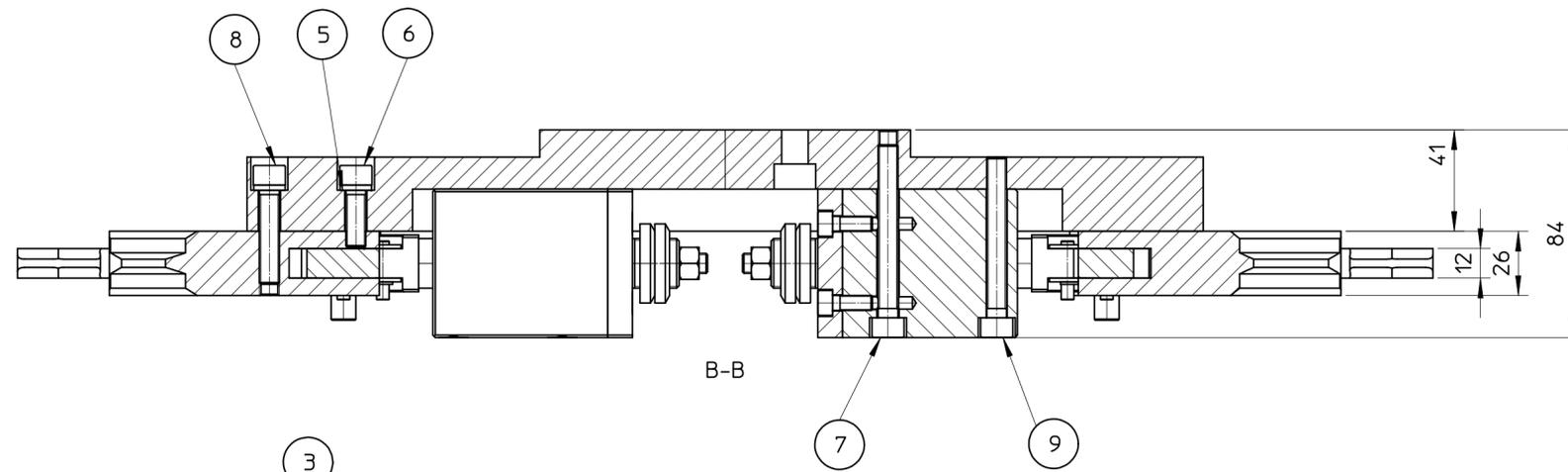
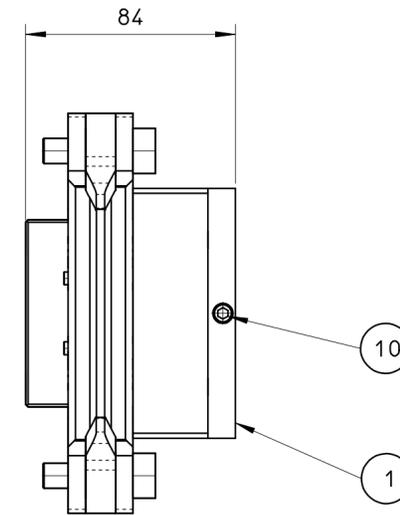
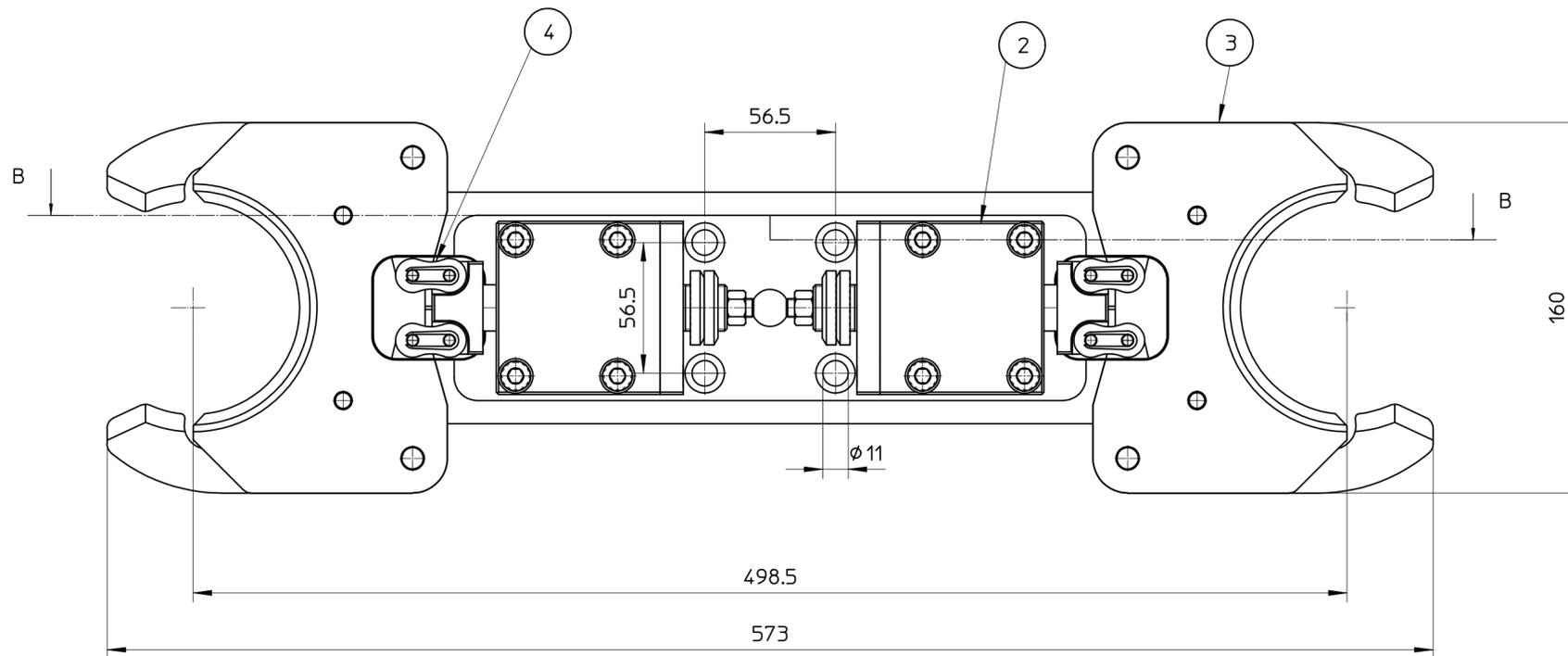
4	2	CC-004-0179	PERNO CALBRATO IB12-M10	12.9 ISO 898-1
3	2	CC-002-0235	BOCCOLA SHBZ12 - 12	BRONZO AUTOLUB
2	1	11-078-0003	CORPO PINZA	C40 BONIFICATO
1	2	11-078-0002	CHELA	C40 BONIFICATO
Pos	Qta	Codice	Descrizione	Materiale

Tratt. superf. : _____ Tratt. termico : _____

	QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768		mK	
	RAGGI NON QUOTATI :R=0.5	SMUSSI NON QUOTATI :0.5x45°	Quantita'	Diseg. PM
DESCRIZIONE GR. PINZA			Scala 1:2	Data 24/01/2012
COMMESSA CAMBIOUTENSILE	CLIENTE MIM		Approv.	Data

PHIZERO
www.phizero.it

MATERIALE	DISEGNO N. 11-078-0010
MASSA Kg.	
Grezzo di partenza	Revisione 00
N° fogli totali 1 N° foglio	



1:5

10	2	LIB0779	VITE_UNI5923_M8x8-Acciaio	8.8 ISO 898-1
9	4	LIB0778	VITE_UNI5931_M8x65-FC-Acciaio	8.8 ISO 898-1
8	4	LIB0505	VITE_UNI5931_M8x40-FC	8.8 ISO 898-1
7	4	LIB0402	VITE_UNI5931_M8x70-FC-Acciaio	8.8 ISO 898-1
6	4	LIB0070	VITE_UNI5931_M8x25-FC-Acciaio	8.8 ISO 898-1
5	8	LIB0009	ROSETTA_DIN7980_d_8-Acciaio	8.8 ISO 898-1
4	4	CC-006-0771	MAGLIA DI GIUNZIONE 10B-1 - 5/8" x 3/8"	
3	2	11-078-0010	GR. PINZA	
2	2	11-078-0009	GR. PISTONE	
1	1	11-078-0001	Braccio	Fe 530
Pos	Qta	Codice	Descrizione	Materiale

Tratt. superf. :		Tratt. termico :			
	QUOTE NON TOLLERATE CLASSE DI TOLLERANZA UNI EN 22768		mK		
	RAGGI NON QUOTATI :R=0.5		SMUSSI NON QUOTATI :0.5x45°		
DESCRIZIONE GR. CAMBIO UTENSILE			Quantita'	Diseg. PM	Data 24/01/2012
COMMESSA CAMBIOUTENSILE			Scala 1:2	Approv.	Data
CLIENTE MIM			DISEGNO N. 11-078-0011		
PHIZERO www.phizero.it		MATERIALE			
		MASSA Kg.			
		Grezzo di partenza			
		N° fogli totali	1	N° foglio	
				Revisione	00