

ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITA' di BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E  
ARCHITETTURA  
Sede di Forlì

Corso di Laurea in  
INGEGNERIA MECCANICA  
Classe Lm-33

TESI DI LAUREA

in Meccanica dei robot e delle macchine automatiche

**Studio di fattibilità di un organo di presa  
di una macchina automatica  
impacchettatrice**

Candidato  
Filippo Castellari

Relatore  
Prof. Marco Troncosi

Correlatore  
Montanari Gabriele

Anno Accademico 2014/2015  
Sessione I



# *Indice*

## *Sommario*

### *Contesto aziendale*

#### *Cap. 1                      Obiettivi tesi*

- 1.1 Linee guida nello sviluppo
- 1.2 Specifiche richieste
- 1.3 Prodotto preesistente

#### *Cap.2   Soluzioni concettuali proposte e confronto*

##### 2.1 Sistemi di presa maggiormente utilizzati

##### 2.2 Movimentazione per mezzo di cilindro pneumatico e controllo di posizione

##### 2.3 Movimentazione elettrica

###### 2.3.1 Motore lineare

###### 2.3.2 Servo-motore lineare con trasformazione del moto

##### 2.4 Movimentazione pneumatica

- Modello con un unico attuatore

##### 2.5 Soluzione mista pneumatica elettrica

- Descrizione della soluzione
- Vantaggi della regolazione dinamica

##### 2.6 Confronto tra le soluzioni proposte

- Matrice di confronto

## *Cap.3 Soluzione definitiva*

- 3.1 Descrizione del sistema e funzionamento
- 3.2 Particolare della regolazione del formato
- 3.3 Particolare del sistema di rinvio del moto
  - 3.3.1 Fissaggio delle manovelle
  - 3.3.2 Fissaggio delle bielle

## *Cap.4 Riduzione del peso*

- 4.1 Motivazioni
- 4.2 Guide lineari
- 4.3 Struttura portante
- 4.4 Realizzazione delle palette di presa
  - Cenni sui materiali compositi
    - Tecniche costruttive
  - Tipologia di sollecitazione applicata
- 4.5 Soluzione effettivamente realizzata

## *Cap.5 Calcoli e dimensionamenti*

- 5.1 Movimentazione delle palette
  - Dimensionamento del pistone
  - Verifica delle posizioni raggiunte
- 5.2 Calcolo delle guide
- 5.2 Compositi
- 5.3 Confronto tra honey comb e acciaio

## *Conclusioni e sviluppi futuri*

## *Bibliografia*

## *Appendice A*

## *Sommario*

La grande flessibilità raggiunta oggi giorno delle macchine automatiche del settore packaging ha permesso di ottenere imballi di svariate forme e dimensioni, indipendentemente dalla tipologia del prodotto stesso. In molti casi si rende inoltre necessario produrre lotti di piccole dimensioni, di conseguenza i cambi formato, ovvero le regolazioni della macchina confezionatrice devono potere essere eseguiti con grande rapidità e semplicità.

A monte della macchina confezionatrice vera e propria però occorre un sistema che sia in grado di depositare in modo rapido ed ordinato i raggruppamenti di prodotti negli imballi secondari e terziari ecc, ovvero nelle classiche scatole di cartone americano, poi nei pallets e via dicendo.

Data però la grande variabilità dei formati che una macchina automatica può produrre occorre che le macchine per il fine linea presentino una flessibilità elevata in modo da ottenere un cambio formato rapido.

E' proprio su questo binario che è stata sviluppata questa tesi, in collaborazione con l'azienda Zucchini di Castel Maggiore di Bologna, si è infatti sviluppato un sistema di presa per una macchina confezionatrice per prodotti alimentari insacchettati.

La particolare tipologia di prodotto, ovvero pasta fresca confezionata in atmosfera controllata, presenta problemi di movimentazione legati soprattutto alla notevole fragilità del prodotto e alla forma dell'imballo primario non ben definita, in quanto è presente una notevole quantità di aria al suo interno. Questo porta come prima conseguenza l'impossibilità di ottenere raggruppamenti sempre uguali come ad esempio accade con le confezioni di riso sotto vuoto la cui forma è definita.

A tutto questo si aggiunge la variabile del numero di confezioni del raggruppamento a seconda delle richieste di mercato.

Nello sviluppo di questo progetto si è partiti dal sistema di presa già prodotto da Zucchini poi si è cercato un sistema che permettesse il cambio formato nel modo semplice e rapido.



## *Il prodotto*

Il prodotto da manipolare, come già anticipato è costituito da sacchetti di pasta confezionata in atmosfera protetta (Fig. 1).

Il raggruppamento di prodotti, è costituito quindi da un numero variabile di sacchetti, generalmente dodici, disposti su due file da sei ciascuna per una massa complessiva di 6 kg.



Fig. 1 Prodotto confezionato in sacchetti da 500 g.

## *Soluzione attuale*

Attualmente l'azienda si propone sul mercato con una macchina il cui sistema di presa è azionato in modo completamente pneumatico (Fig. 2). La pinza prevede l'afferraggio del prodotto su tutti e quattro i lati per mezzo di tre movimenti. Sono presenti quattro serie di palette di presa, vincolate ad appositi sistemi di carrelli porta palette disposti sui quattro lati del raggruppamento, di cui tre movimentate per mezzo di attuatori pneumatici con la funzione di serrare il prodotto. La quarta è invece solidale con il telaio della pinza e ha la funzione di riscontro fisso per garantire il riferimento corretto tra il prodotto e la scatola di imballaggio.

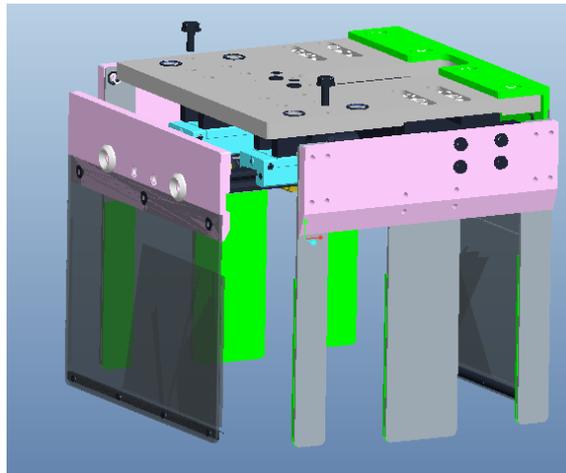


Fig.2 Vista complessiva del sistema attuale

I vantaggi di una soluzione di questo tipo sono legati alla grande semplicità delle movimentazioni, per contro è un sistema molto rigido per quanto riguarda il cambio formato che non può essere ottenuto.

Per migliorare questo prodotto si è lavorato in tre direzioni in particolare:

- Aumento della flessibilità operativa
- Riduzione delle movimentazioni necessarie
- Riduzione della massa del sistema per migliorare la dinamica del sistema di movimentazione della stessa pinza.

## *Soluzione proposta*

Nel corso del periodo di tirocinio in Azienda sono state sviluppate una serie di soluzioni concettuali differenti. Dal confronto è stata scelta quella che garantisce un rapido adeguamento dell'organo di presa al cambio formato.

La soluzione definitiva (Fig.3) prevede una movimentazione delle palette di presa per mezzo di tre manovellismi di spinta, ognuno dei quali agente su un carrello porta palette vincolato alla struttura portante per mezzo di guide lineari.

Da un punto di vista cinematico il sistema è schematizzabile come manovellismo di spinta.

In realtà i manovellismi sono tre, la cui manovelle sono però rigidamente vincolate tra loro e vengono azionate per mezzo di un unico pistone pneumatico.

L'utilizzo del pistone pneumatico garantisce tempi di chiusura molto rapidi e un buon rapporto peso/forza applicata.

La regolazione del formato, ovvero la modifica della distanza tra le palette di presa, avviene per mezzo di una modifica del manovellismo stesso. Infatti due delle tre bielle sono in realtà degli attuatori lineari che, attuati, modificano la propria lunghezza modificando di conseguenza l'interasse tra le palette di presa.

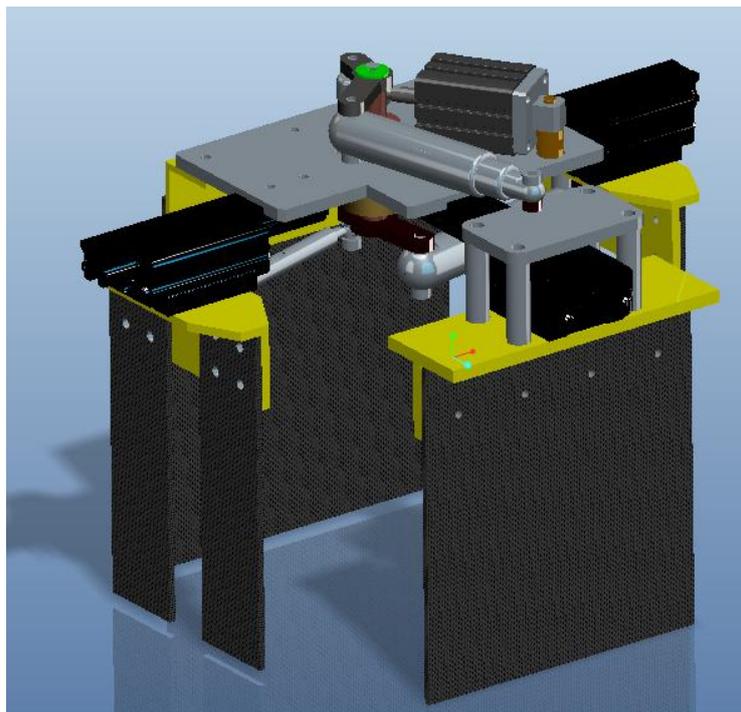


Fig. 3 Complessivo del modello definitivo



# *Introduzione*

## *Contesto aziendale*

La Zucchini Spa nasce negli anni 50 a Castel Maggiore di Bologna, nel cuore della packaging valley bolognese, termine coniato proprio per indicare la zona tipicamente votata alla progettazione di macchine automatiche, ed è una realtà consolidata nel campo delle macchine automatiche.

Oggi l'azienda fa parte della holding "Paritel" le cui aziende spaziano in vari settori da quello delle macchine automatiche a quello delle macchine utensili o ancora nella produzione di ingranaggi e gruppi differenziali negli storici stabilimenti DEMM di Porretta Terme. Altra azienda molto importante del gruppo è la Cevolani situata negli stessi stabilimenti della Zucchini, che si occupa invece della progettazione e della realizzazione di linee per la produzione di barattoli metallici in tre parti.

Il core business della Zucchini è legato alle macchine per il fine linea in particolare avvolgitrici, fardellatrici, incartonatrici verticali ed orizzontali, vassoiatrici, metti coperchio e pallettizzatori.



# *Cap. 1- Obiettivi della tesi*

## *1.1 Linee guida nello sviluppo del progetto*

Il problema del cambio formato rapido e semplice è molto sentito nel campo delle macchine automatiche ma ancora più nei sistemi di fine linea. Si vorrebbe infatti con poche e semplici regolazioni, eseguite limitando al minimo gli interventi dell'operatore e i fermi macchina, adattare il sistema al nuovo formato.

Ad esempio nel caso preso in esame il prodotto, pasta fresca confezionata in sacchetti di film plastico con atmosfera controllata, si rivela di difficile gestione in quanto, proprio per la presenza di una miscela di gas inerti all'interno delle confezioni, una piccola variazione di temperatura comporta una modifica del volume della confezione e quindi una diversa distribuzione delle forze di serraggio. Inoltre il confezionamento viene fatto in vari formati di sacchetti.

## *1.2 Specifiche del progetto*

Una volta definito il prodotto da trattare passiamo a elencare le caratteristiche dell'organo di presa da progettare, che possono essere così riassunte:

-Dimensioni del raggruppamento da manipolare:

dimensioni max. 430x340 mm con una corsa di serraggio laterale di circa 30 mm, quindi 60 mm complessivi e 30mm di corsa frontale

dimensioni minime 390x310 con una corsa di serraggio di circa 30 mm per lato e 30 mm di corsa frontale.

-Pesi della pinza:

Nella fase iniziale del progetto non sono stati posti vincoli stringenti sulle masse in gioco, si è cercato comunque di contenerli utilizzando componenti in lega leggera e in materiale composito. Questo contenimento del peso è stato pensato nell'ottica di un futuro aumento della produttività e quindi delle velocità imposte alla testa di presa, che si andrebbe a tradurre in aumento delle azioni di inerzia.

-Produttività:

Generalmente la velocità di lavoro di un pallettizzatore è relativamente bassa rispetto ad altri componenti della linea in particolare per quello che riguarda la produzione, in questo caso vengono richieste dalle 10 alle 12 corse al minuto.

### *1.3 Soluzione preesistente*

La soluzione attuale (Fig. 1.1) presentava da un lato una grande semplicità concettuale e costruttiva ma d'altra parte una scarsa adattabilità, in quanto non prevedeva nessuna regolazione della corsa di serraggio delle palette di presa, movimentate con dei cilindri pneumatici; di conseguenza la forza di presa poteva essere regolata solo tramite la pressione di alimentazione dei pistoni pneumatici.

Inoltre questa realizzazione presenta un peso non indifferente. Sebbene la massa in questo caso non sia un problema date le basse dinamiche imposte alla pinza si è comunque cercato di limitare le masse in moto principalmente per perseguire due risultati:

-down-sizing degli azionamenti con una conseguente riduzione dei costi vivi;

-riduzione dei consumi energetici quindi dei costi di funzionamento dell'intera linea.

Le caratteristiche del sistema di presa attuale sono:

- corsa di serraggio 25 mm per lato
- formato 270x334mm
- massa del singolo imballo 500 g
- peso totale 6 kg, 12 confezioni.
- forza di serraggio data dai cilindri pneumatici
  - 415 N in trazione sulla paletta di dimensioni maggiori
  - 240 N in trazione sulle palette laterali

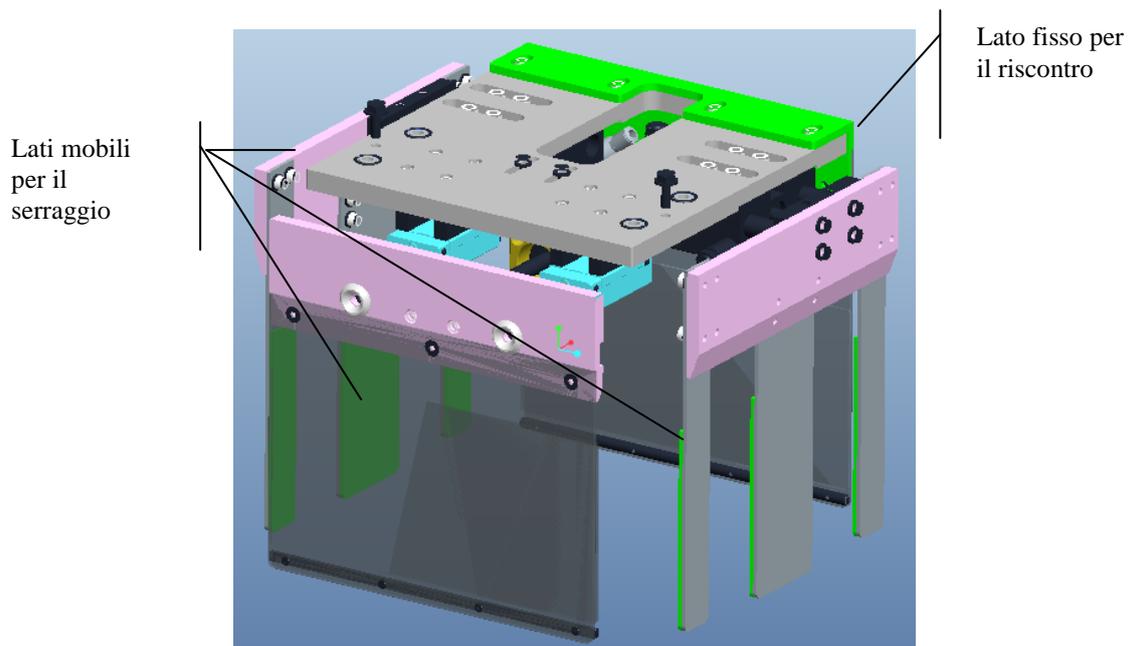


Fig 1.1 Vista complessiva con indicazione dei componenti

Come si vede dalle immagini la struttura del sistema attuale è molto semplice, è prevista una piastra superiore principale sulla quale sono riferiti e bloccati tutti i gruppi principali, che possiamo così suddividere:

- Movimentazione
- Afferraggio
- Guide

### *Movimentazione*

Attualmente la movimentazione della palette di presa montate su un sistema di guide avviene per mezzo di tre cilindri pneumatici (Fig. 1.2), con questo sistema vengono garantite sia la pulizia, data l'assenza di lubrificanti e la velocità di serraggio, per contro non è facilmente regolabile la corsa a meno di montare dei fine corsa meccanici; cosa che peraltro non viene fatta.

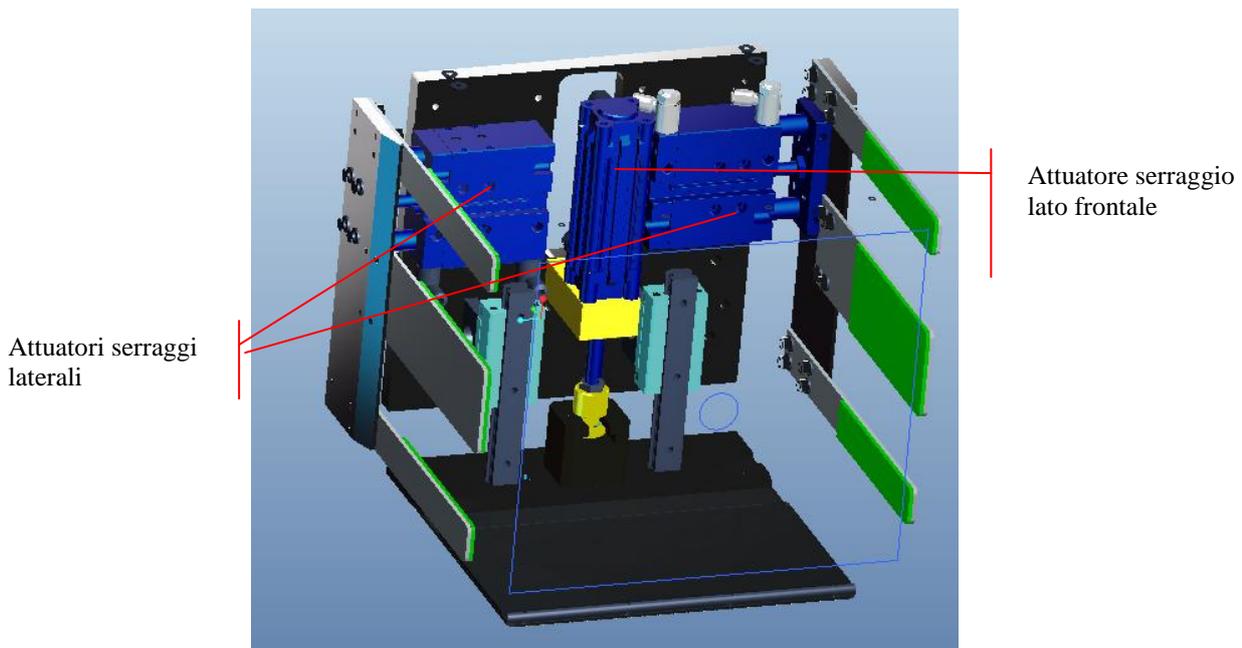


Fig. 1.2, Modello con indicazione degli attuatori pneumatici, in figura è stato nascosto il riscontro fisso.

### *Afferraggio*

La presa sul prodotto viene garantita da una serie di palette metalliche, costruite in AISI 420 per garantire l'adeguata rigidità. Tali componenti vanno ad afferrare il prodotto su tutti e quattro i lati per garantirne la presa ottimale, vista anche la particolare natura dello stesso.

Come si nota (Fig. 1.2) le palette di presa frontali sono differenti da quelle laterali.

La palette è ricoperta internamente di materiale plastico con un duplice scopo:

- Ridurre i rischi di danneggiamento dell'imballo primario
- Aumentare il coefficiente di attrito con il prodotto e quindi garantire una presa più efficace.

### *Guide lineari*

Vengono usate una serie di guide a ricircolo di sfere per garantire basse usure e bassi attriti e quindi ridurre le dispersioni energetiche inutili.

Le guide hanno inoltre la funzione di sorreggere i tre carrelli porta palette e di conseguenza il peso del prodotto stesso.

## *Cap.2- Soluzioni proposte*

La ricerca di un sistema di afferraggio alternativo a quello preesistente, che permettesse un cambio formato rapido, è stata articolata principalmente in due fasi.

Durante la prima sono state compiute una serie di ricerche con lo scopo verificare lo stato dell'arte, ciò verrà utilizzato come punto di partenza per lo sviluppo di una serie di soluzioni concettuali da confrontare tra loro per identificare la migliore.

Nella seconda parte invece si realizzerà un progetto con un buon grado di dettaglio della soluzione ritenuta migliore, si illustreranno inoltre alcuni accorgimenti impiegati per ridurre le masse in gioco nel sistema e di conseguenza ridurre gli assorbimenti energetici.

### *2.1 Sistemi di presa maggiormente utilizzati*

I sistemi di presa attuali sfruttano per trattenere il prodotto o il raggruppamento di prodotto principalmente due tecniche:

- Vuoto
- Bloccaggio per ostacolo

#### *Tecnica del vuoto*

Vengono sfruttate una serie di ventose pneumatiche (fig.2.1) e di sistemi per la generazione del vuoto direttamente in prossimità della ventosa stessa sfruttando tubi di Venturi. Sistemi con pompe per il vuoto si rivelano invece di gestione più complicata e meno utilizzati a causa degli ingombri e delle problematiche legate alla quantità d'aria da aspirare dalla tubazione per garantire un'adeguata depressione alla ventosa.

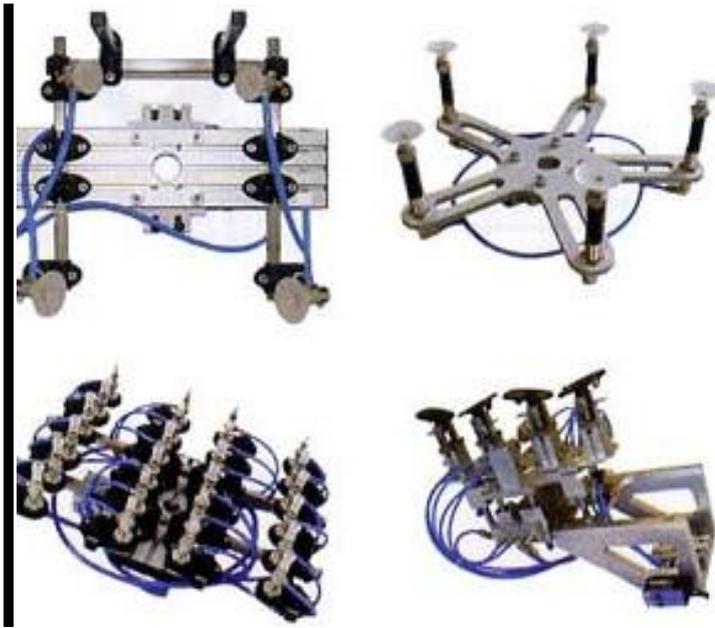


Fig. 2.1 Esempio di ventose pneumatiche

### *Preso per ostacolo*

La presa per ostacolo prevede invece la presenza di sistemi quali pinze, dita, palette in vari materiali a seconda del prodotto, che una volta attuate vadano a serrarsi sul prodotto con una forza sufficiente a garantire una presa sicura ma tale da non danneggiare il prodotto stesso (Fig. 2.2).

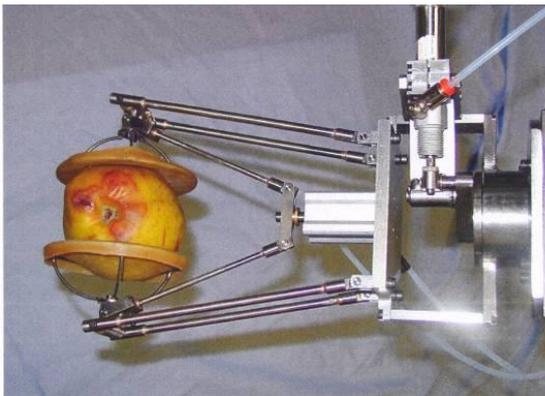


Fig.2.2 Esempio di presa per ostacolo

Altri sistemi di presa particolari possono andare a sfruttare le features primarie e secondarie del prodotto ma in questo caso non vengono presi in esame.

## *Soluzioni concettuali proposte*

Durante la prima fase di studio sono state svolte una serie di ricerche volte ad identificare un sistema di movimentazione dell'organo di afferraggio che permettesse di coniugare semplicità e flessibilità di utilizzo.

Sono stati presi in esame sia movimenti pneumatici sia elettrici, di seguito andiamo a presentare i principali.

- Movimentazione per mezzo di cilindro pneumatico con controllo di posizione

- Movimentazione elettrica con motori lineari

- Movimentazione elettrica con motore rotativo e sistema di trasformazione in moto lineare

- Movimentazione per mezzo di cilindro pneumatico senza controllo di posizione

- Movimentazione mista pneumatica-elettrica

## *Descrizione delle soluzioni concettuali*

### *2.2 Movimentazione per mezzo di cilindro pneumatico con controllo di posizione*

Sono stati presi in esame i sistemi che prevedono l'impiego di un pistone pneumatico a doppio effetto pilotato da una valvola proporzionale a sua volta attuata dal modulo di controllo dedicato. Le regolazioni della corsa e della posizione vengono fatte mediante la gestione contemporanea delle pressioni nelle due camere del cilindro (Fig.2.3).

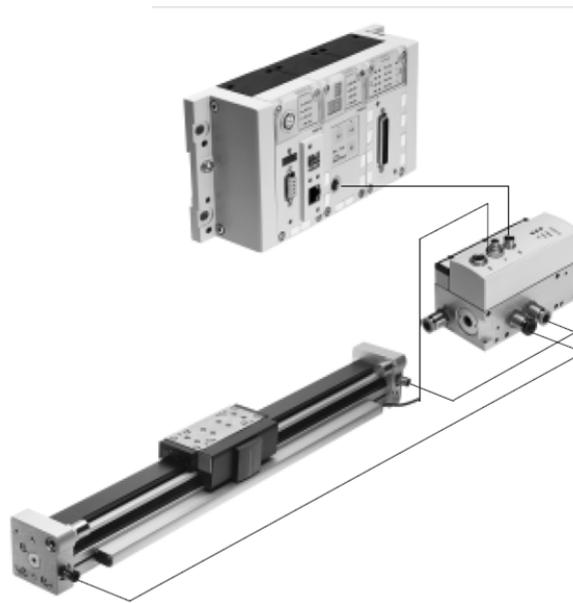


Fig 2.3 Sistema pneumatico con controllo di posizione composto da pistone, valvola e controller.

Il principio alla base dell'attuazione è quindi molto semplice e sarebbe stato facilmente integrabile nella macchina vista anche la presenza dell'impianto pneumatico.

Nonostante ciò, dopo avere analizzato le specifiche tecniche fornite dalle case costruttrici, in particolare relativamente all'errore di posizionamento, tale soluzione è stata scartata in quanto le tolleranze garantite ( $\pm 0.2$  mm) non sono state ritenute soddisfacenti (Specifiche tecniche in appendice).

## *2.3 Movimentazione elettrica*

Per risolvere la problematica relativa alla precisione di posizionamento ci si è orientati verso azionamenti elettrici in particolare:

- Motori lineari
- Servomotori lineari
  - A vite trapezia
  - A vite a ricircolo di sfere

### *2.3.1 Movimentazione con motori lineari*

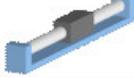
#### *Cenni sui motori lineari*

I motori lineari negli ultimi anni hanno subito un notevole sviluppo tecnologico in quanto il settore delle macchine automatiche si è orientato verso azionamenti direct drive; cioè la gestione indipendente di ogni movimentazione per mezzo di un attuatore, sia lineare che rotativo, connesso direttamente al carico senza l'interposizione di organi di trasformazione del moto, ad esempio riduttori.

Questo cambio di tendenza è legato soprattutto alle sempre maggiori richieste in termini di prestazioni e velocità da una parte e di flessibilità dall'altra. Richieste che molto spesso non potevano più essere garantite con precisioni e affidabilità accettabili con le lunghe catene cinematiche.

Concettualmente il motore lineare può essere considerato come un motore brushless sviluppato sul piano, quindi i principi di funzionamento che vi sono alla base sono i medesimi. Come per i motori rotativi possiamo ritrovare motori a riluttanza variabile, quindi passo-passo, oppure a riluttanza fissa quindi sincroni e asincroni.

Una ulteriore suddivisione può essere realizzata a seconda della struttura:

	Monolateri (Forcer-platen)
	Bilateri (U-shaped)
	Cilindrici (Tubular)
	Cilindrici con albero fisso (Trust rod & trust block)
	Asse integrato

Il pilotaggio di tali motori deve avvenire per mezzo di una logica dedicata.

La precisione dei motori lineari sarebbe stata sufficiente per l'applicazione richiesta ma in questo caso sono stati scartati per i seguenti motivi:

- Costo elevato
- Masse elevate

Per quanto riguarda il costo è stato considerato eccessivo in relazione alle prestazioni richieste al motore soprattutto per quanto riguarda la dinamica.

Per quanto riguarda la massa invece si era nell'ordine di grandezza del paio di chilogrammi a motore senza considerare le relative guide di sostegno delle palette. La massa va considerata complessiva di statore e movente in quanto entrambi sarebbero montati sull'organo terminale (Specifiche in appendice).

### 2.3.2 *Movimentazione con servomotori e trasformazione del moto da rotativo a lineare.*

Sempre nell'ottica di una movimentazione direct drive ci si è orientati verso sistemi composti da motore elettrico, sistema di riduzione e vite trapezia (Fig.2.4).



Fig. 2.4 Servomotore con vite trapezia

Oppure a ricircolo di sfere (Fig. 2.5).



Fig. 2.5 Servomotore brushless con vite a ricircolo di sfere.

Questa tipologia di motori invece avrebbero avuto le caratteristiche necessarie sia a livello di peso sia come forze sopportabili della catena cinematica motore-riduttore. La principale problematica si è rivelata invece di natura termica, per evitare surriscaldamenti e quindi danni all'intero sistema viene fornito un duty-cycle limite del 10%. Le prestazioni richieste al nostro sistema erano nell'ordine di un duty-cycle del 25% quindi assolutamente intollerabili per questo tipo di motore (Specifiche tecniche in appendice).

## *2.4 Movimentazione per mezzo di cilindro pneumatico senza controllo di posizione*

Dopo avere esaminato le problematiche delle movimentazioni elettriche, in particolare legate alle masse in gioco e alle basse velocità di movimento realizzabili, si è cercata una nuova movimentazione pneumatica.

L'unica che attualmente garantisce un buon rapporto tra costi, prestazioni e leggerezza.

Pertanto è stata studiata una possibile movimentazione attuata con un unico pistone pneumatico e un manovellismo di spinta, per il rinvio del moto dal pistone ai tre carrelli porta palette.

Dallo studio del modello preliminare è emersa ancora la problematica relativa alla regolazione del formato.

## *2.5 Movimentazione pneumatica con regolazione formato servoassistita elettricamente*

La soluzione che viene proposta ora (Fig.2.6) è un ibrido tra le precedenti, infatti viene sfruttata la versatilità del cilindro pneumatico per quanto riguarda la velocità di movimento e l'ottimo rapporto peso/forza; mentre per quanto riguarda la regolazione del formato si sfrutta la modifica della lunghezza delle bielle, con il servo motore lineare, del manovellismo, quindi una vera e propria modifica del cinematismo.

Inoltre essendo l'attuatore lineare realizzato con un sistema a vite trapezia è in grado di sopportare elevate forze statiche ma non di garantire un duty cycle elevato, come già precedentemente esposto.

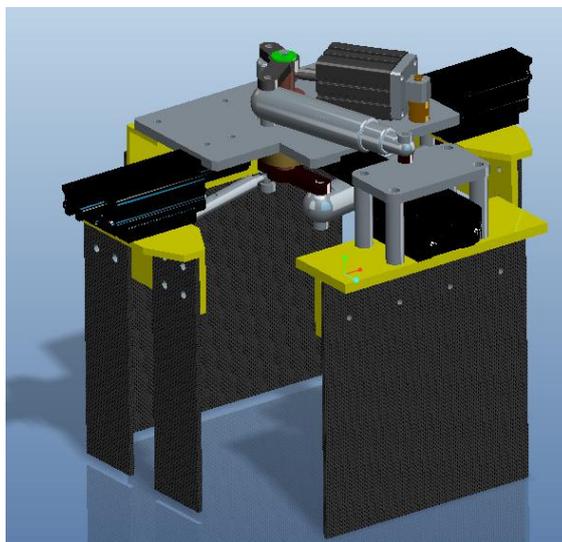


Fig. 2.6 Soluzione ibrida

## 2.6 Confronto tra le soluzioni concettuali proposte

Per realizzare un confronto tra le varie soluzioni proposte è stata sviluppata una matrice di confronto per rendere più semplice la valutazione delle singole soluzioni proposte.

Ad ogni voce verrà assegnato un fattore di merito da 1 a 5 (1=pessimo, 5 = ottimo) e un fattore di importanza per andare a realizzare una media ponderata.

Di seguito elenchiamo i termini con una brevissima descrizione, a volte ovvia.

-Facilità di regolazione formato: viene valutata positivamente una regolazione semplice.

Peso: 0.2

-Tempi di regolazione: ovviamente vengono valutati positivamente tempi di regolazione bassi.

Peso :0.2

-Precisione di regolazione

Peso : 0.15

-Robustezza dell'azionamento: viene effettuata una stima della robustezza e dell'affidabilità dell'azionamento in base ai dati tecnici in nostro possesso, ricavati dalle specifiche tecniche fornite dai costruttori.

Peso: 0.2

-Velocità di movimentazione: il dato si ricava dalla specifica tecnica degli azionamenti

Peso: 0.2

-Semplicità della catena cinematica: si valuta positivamente un'elevata semplicità costruttiva che si rispecchia poi in una maggiore affidabilità del sistema.

Peso: 0.05

## Matrice di confronto

Dal confronto tra le soluzioni concettuali proposte, eseguito con la matrice di merito, emerge come la soluzione che meglio rispetta le specifiche sia quella con la regolazione del formato elettrica e movimento di serraggio pneumatico. Tale soluzione verrà pertanto sviluppata con maggiore grado di dettaglio

	Semplicità di regolazione formato	Tempo di regolazione	Precisione di regolazione	Robustezza dell'azionamento	Velocità di movimento	Semplicità costruttiva	Massa complessiva	Totale
Peso assegnato	0,2	0,2	0,15	0,1	0,15	0,05	0,15	1
Soluzione pneumatica con controllo della posizione	2	4	2	3	5	4	1	2,9
Azionamento con Motore lineare	5	4	3	4	5	3	1	3,7
Azionamento con servomotore lineare a vite trapezia	4	4	3	1	3	3	2	3,05
Azionamento pneumatico con rinvio del moto	3	1	4	5	5	5	3	3,35
Azionamento ibrido	4	5	4	5	5	4	3	4,3

## Cap. 3- Soluzione definitiva

### 3.1 Descrizione del funzionamento

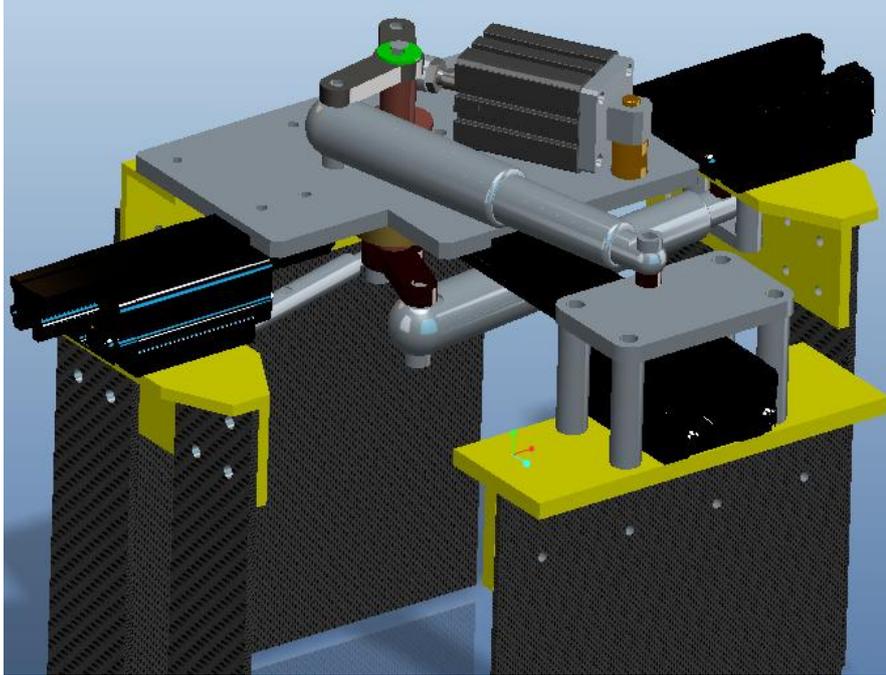


Fig.3.1 Modello della soluzione definitiva

Il sistema così detto ibrido, in quanto è composto sia da attuatori elettrici sia da pneumatici, è costituito dai seguenti componenti principali:

- Cilindro pneumatico, gestisce il movimento di serraggio.
- Manovellismo di spinta costituito da tre bielle rispettivamente connesse ai tre carrelli porta palette, con la funzione di trasmettere il moto dal cilindro pneumatico alle dita di presa appunto (Figg.3.2-3.3-3.4).
- Attuatori lineari: utilizzati come bielle del manovellismo, permettono di modificare la cinematica dello stesso modificando l'interasse realizzabile.
- Piastra principale di supporto

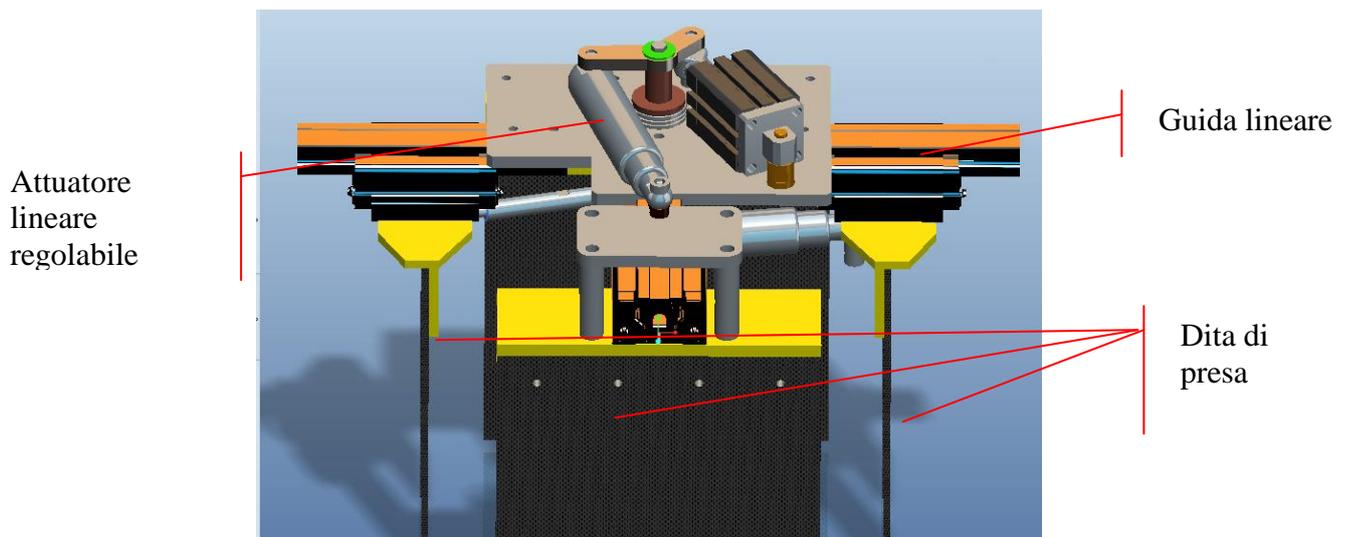


Fig. 3.2 Vista superiore da cui si notano il cilindro pneumatico, la biella e la manovella superiori, si notano anche le dita di presa e le guide lineari.

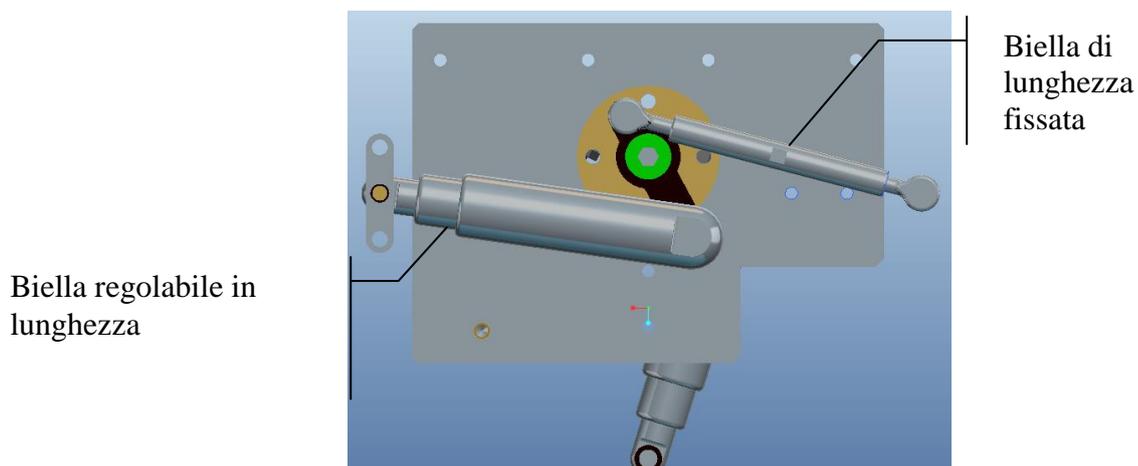


Fig. 3.3 Vista inferiore, si notano le bielle e la manovella inferiori, la manovella è rigidamente connessa a quella superiore. Per maggiore chiarezza è stato nascosto il sistema di afferraggio.

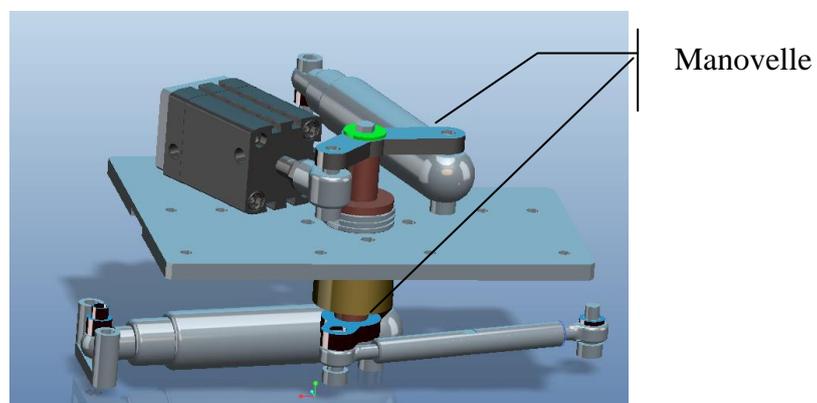


Fig. 3.4 Vista laterale completa del manovellismo.

Nello specifico il funzionamento del sistema è il seguente; la fase di serraggio delle pinze sul prodotto viene controllata dal cilindro pneumatico per mezzo del manovellismo di spinta. Gli attuatori elettrici, inseriti nel meccanismo come bielle, normalmente rimangono inattivi e bloccati ad una lunghezza prefissata definita in base al formato da elaborare.

Siccome l'azionamento elettrico prevede la trasformazione del moto rotativo in lineare per mezzo di un sistema a vite trapezia e riduttore epicicloidale (Fig 3.5), può resistere a carichi molto elevati in condizioni stazionarie e garantire un'elevata rigidezza. Nello specifico le forze che può sopportare sono molto più elevate di quelle che possono essere generate dal cilindro stesso. Vedi specifiche in appendice



Fig. 3.5 Sezione dell'attuatore lineare con vite trapezia

### *3.2 Regolazione del formato*

Per effettuare la regolazione del formato vengono sfruttati gli attuatori lineari utilizzati come bielle.

L'attuazione di questi ultimi infatti modifica il cinematismo del manovellismo realizzando di conseguenza la modifica dell'interasse tra le palette di presa.

### 3.3 Particolare del sistema di rinvio del movimento

La trasmissione del movimento dell'attuatore pneumatico alle palette di presa avviene come già detto per mezzo di un manovellismo. A causa degli ingombri del cilindro è stato necessario montare le manovelle, e quindi le bielle di rinvio, sia superiormente che inferiormente alla struttura di base della pinza (Fig. 3.4). Ovviamente la connessione tra le due manovelle deve essere rigida e pertanto è stato inserito un albero di rinvio, con relativi cuscinetti di supporto (Fig. 3.5-3.6).

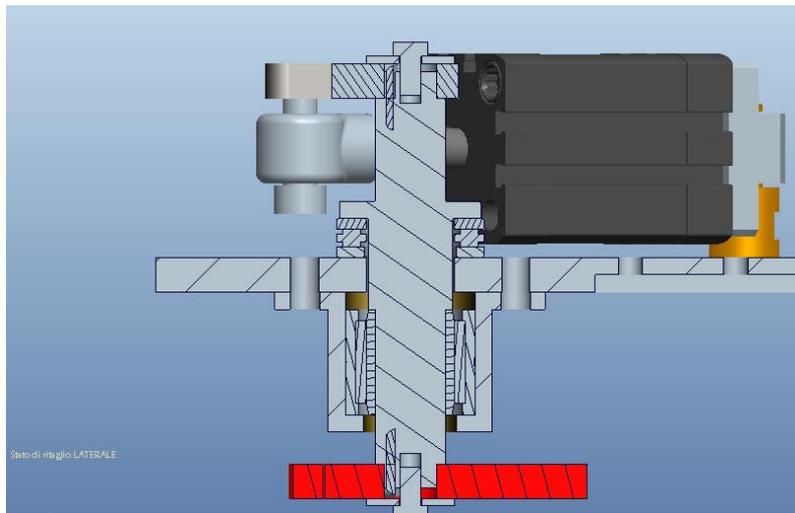


Fig. 3.5 Sez. trasversale

#### 3.3.1 Fissaggio delle manovelle di rinvio

Le due manovelle sono fissate in posizione per mezzo di due linguette e mantenute in battuta per mezzo di un accoppiamento filettato (Fig.3.6)

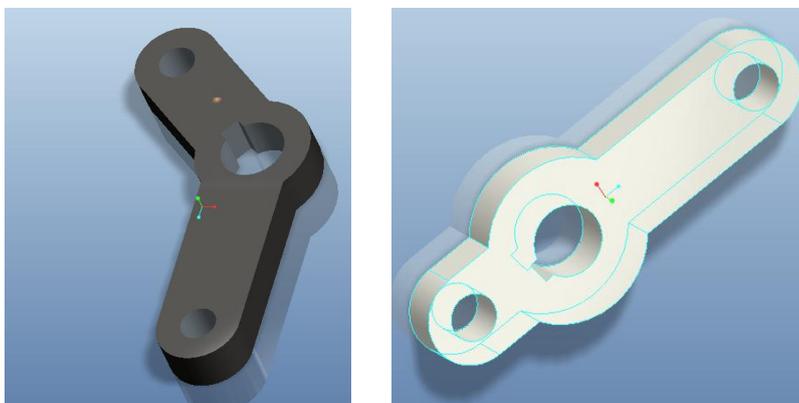


Fig. 3.6 Manovelle di rinvio del moto.

### 3.3.2 Fissaggio delle bielle

Il fissaggio delle bielle, sia quelle regolabili che quelle fisse, sulle manovelle inferiori e superiori avviene per mezzo di viti con gambo rettificato in quanto entrambe le tipologie di bielle presentano teste a snodo su entrambi i lati. In questo modo è possibile recuperare piccoli disallineamenti tra gli assi delle stesse bielle. (Fig. 3.7)

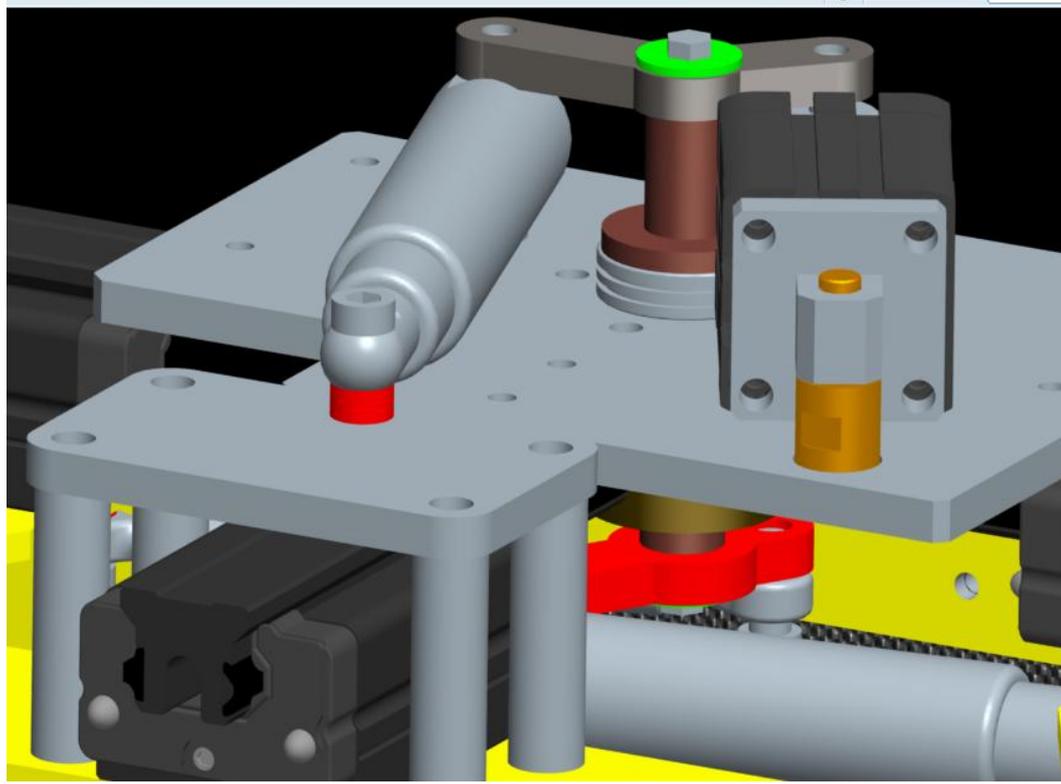


Fig.3.7 Particolare del fissaggio delle bielle con viti a gambo rettificato, si nota anche il fissaggio del cilindro pneumatico alla struttura portante.



## Cap.4 Riduzione del peso

### 4.1 Motivazioni

Sebbene preliminarmente non siano stati posti limiti stringenti sul peso della pinza si è cercato di contenere le masse per ridurre le azioni inerziali e di conseguenza il dispendio energetico. In quest'ottica sono stati ricercati componenti in lega leggera soprattutto per quanto riguarda la struttura portante e le guide a ricircolo di sfere.

### 4.2 Guide lineari

Per quanto riguarda le guide su cui sono fissati i carrelli porta palette si era inizialmente pensato di utilizzare guide a strisciamento in materiale plastico, della serie Dry Lin, prodotte dalla IGUS viste le forze contenute.

Tale soluzione avrebbe garantito un peso ridotto, infatti la massa era nell'ordine dei 1200 g/m per quanto riguarda le sole guide, a cui si sarebbero aggiunti ulteriori 200 grammi circa per i carrelli di scorrimento.

Inoltre tali guide presentano inserti autolubrificanti, quindi la manutenzione sarebbe stata pressochè nulla.

La soluzione a strisciamento è stata però accantonata in quanto non era chiaro il decadimento delle prestazioni, a livello di precisione, con l'usura.

Si è optato allora per le classiche guide a ricircolo di sfere, nell'ottica di contenere le masse però sono state utilizzate speciali guide a ricircolo di sfere con la struttura portante in alluminio mentre solo le guide su cui si vanno ad impegnare le sfere sono realizzate in acciaio (Fig. 4.1)

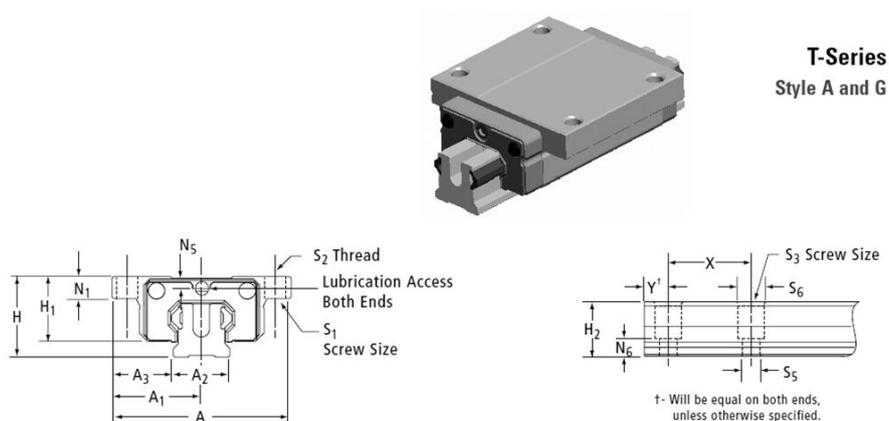


Fig. 4.1 Guide in lega leggera Thomson, particolare del catalogo.

Tali guide, realizzate dalla Thomson , uniscono la resistenza e i bassissimi attriti di scorrimento alla leggerezza. Il modello scelto infatti ha una massa di 2.2 kg/m per quanto riguarda la guida e di 0.74 kg per il carrello. Una guida completamente in acciaio ha invece una massa di 6.6 kg/m (Specifiche tecniche in appendice). Complessivamente quindi la massa del sistema di guide risulta essere pari a 4.5 kg.

### *4.3 Struttura portante*

La struttura di base, su cui vengono vincolate le guide e l'attuatore pneumatico (Fig. 4.2) è stata realizzata in alluminio, in particolare con una lega della serie 6000, anticorodal\_6082. La massa complessiva risulta pari a 1.2 kg.

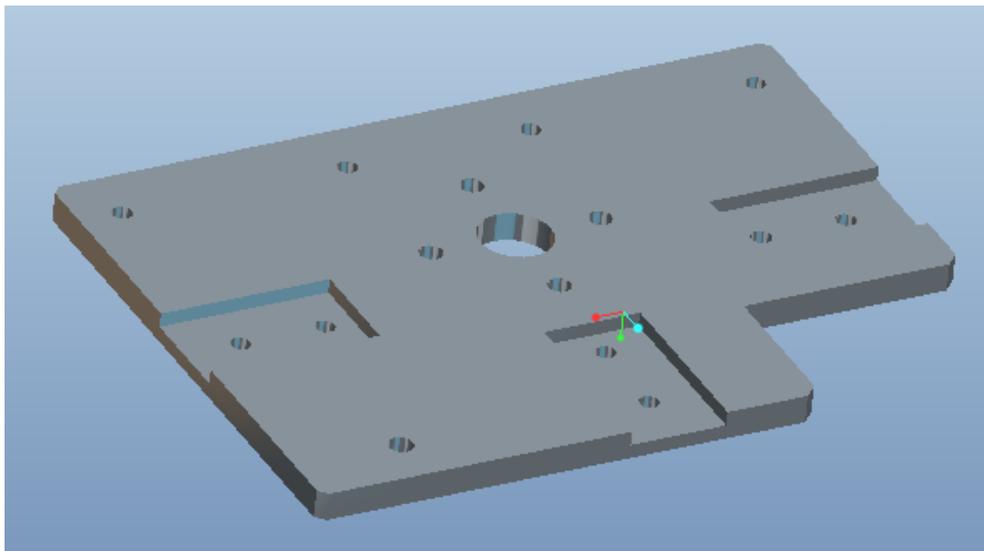


Fig. 4.2 Struttura portante

#### 4.4 Realizzazione delle palette di presa

Le palette di presa sono state oggetto di una serie di considerazioni in merito al materiale di costruzione, nell'ottica di ridurre le masse.

Ad oggi sono realizzate in acciaio AISI 420 per garantire una sufficiente flessibilità, a discapito però delle masse complessive. Nell'ottica di ridurre le masse si è pensato di realizzarle in materiale composito, in particolare la scelta è stata effettuata tra un honey-comb e una fibra di carbonio laminato.

#### Cenni sui materiali compositi

Con il termine materiale composito si indica un materiale in cui si ritrovano fibre con proprietà meccaniche notevoli sostenute da una matrice di varia natura (ad esempio resine), le cui proprietà sono di gran lunga inferiori a quelle del materiale della fibra.

Ad oggi i compositi vengono realizzati con fibre con diametro compreso tra 5 e 15  $\mu\text{m}$ . A loro volta le fibre si classificano in lunghe, corte, tessute o filamenti unidirezionali. (Fig.4.3)

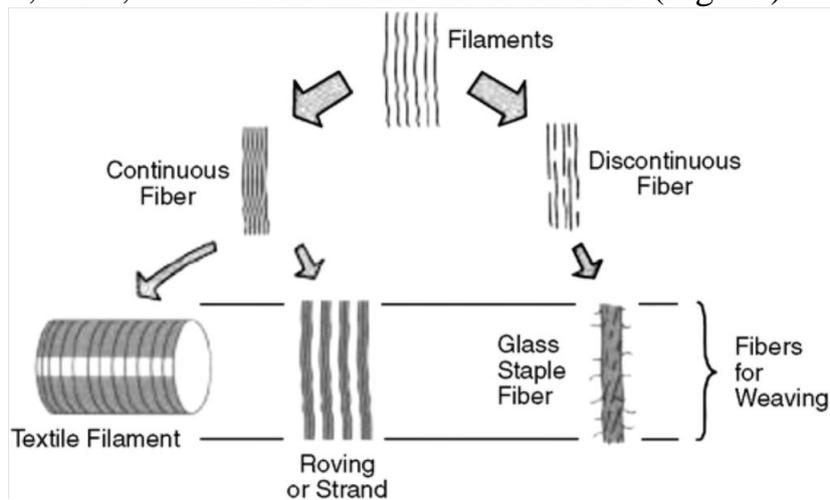


Fig. 4.3 Tipi di fibre.

I principali tipi di fibre possono essere così suddivisi:

- Vetro
- Aramidiche o Kevlar, fibra ad elevata leggerezza
- Carbonio
- Boro
- Carburo di Silicio, elevata resistenza alla temperatura
- Bambù

Le matrici invece possono essere classificate in tre principali categorie:

- Matrici polimeriche, termoplastiche e termoindurenti
- Matrici minerali
- Matrici metalliche

Per quanto riguarda le specifiche meccaniche invece troviamo che i compositi non presentano snervamento, per le particolari caratteristiche intrinseche delle fibre, e hanno valori delle tensioni di rottura molto elevate.

Hanno ottime caratteristiche di resistenza a fatica e non sono soggetti a corrosione. Per contro soffrono l'invecchiamento a causa dell'umidità. Inoltre come conseguenza degli urti tendono a de-laminare, non hanno quindi buona resilienza.

Nel caso in esame non si dovrebbero avere problemi di de laminazione per urto visto il tipo di prodotto elaborato. Nel caso invece insorgessero problemi di questo tipo sarebbe sufficiente applicare, a protezione della lamina, uno strato di materiale plastico tra il carbonio e il prodotto stesso. Tale accorgimento migliorerebbe inoltre la qualità dell'afferraggio aumentando il coefficiente di attrito tra lamina e prodotto.

Inseriamo di seguito una tabella di confronto tra le caratteristiche meccaniche dei materiali metallici maggiormente utilizzati, delle fibre di rinforzo e delle matrici (Tabb. 1.1-1.2-1.3).

Metals and Alloys	Density $\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )	Elastic Modulus $E$ (MPa)	Shear Modulus $G$ (MPa)	Poisson Ratio $\nu$	Tensile Strength $\sigma_{ult}$ (Mpa)	Elongation (%)	Coefficient of Thermal Expansion at $20^\circ\text{C}$ $\alpha$ ( $^\circ\text{C}^{-1}$ )	Coefficient of Thermal Conductivity at $20^\circ\text{C}$ $\lambda$ ( $\text{W/m}^2\text{C}$ )	Heat Capacity $c$ ( $\text{J/kg}^\circ\text{C}$ )	Useful Temperature Limit $T_{max}$ ( $^\circ\text{C}$ )
Steels	7800	205,000	79,000	0.3	400 to 1600	1.8 to 10	$1.3 \times 10^{-5}$	20 to 100	400 to 800	800
Aluminum Alloy 2024	2800	75,000	29,000	0.3	450	10	$2.2 \times 10^{-5}$	140	1000	350
Titanium Alloy TA 6V	4400	105,000	40,300	0.3	1200	14	$0.8 \times 10^{-5}$	17	540	700
Copper	8800	125,000	48,000	0.3	200 to 500		$1.7 \times 10^{-5}$	380	390	650
Nickel	8900	220,000			500 to 850			70	500	900
Beryllium	1840	294,000		0.05	200		$1.2 \times 10^{-5}$	150 ( $20^\circ\text{C}$ ) 90 ( $800^\circ\text{C}$ )	1750 ( $20^\circ\text{C}$ ) 3000 ( $800^\circ\text{C}$ )	900
Silicon	2200	95,000				5		1.4 ( $20^\circ\text{C}$ ) 3 ( $1200^\circ\text{C}$ )	750 ( $20^\circ\text{C}$ ) 1200 ( $500^\circ\text{C}$ )	1300

Tab. 1.1 Proprietà dei materiali metallici più diffusi

Reinforcements	Fiber Diameter $d(\mu\text{m})$	Density $\rho(\text{kg/m}^3)$	Modulus of Elasticity $E(\text{Mpa})$	Shear Modulus $G(\text{Mpa})$	Poisson Ratio $\nu$	Tensile Strength $\sigma_{ult} (\text{Mpa})$	Elongation $E(\%)$	Coefficient of Thermal Expansion $\alpha(^{\circ}\text{C}^{-1})$	Coefficient of Thermal Conductivity $\lambda(\text{W/M}^{\circ}\text{C})$	Heat Capacity $c(\text{J/kg}^{\circ}\text{C})$	Useful Temperature Limit $T_{\text{max}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
"R" glass, high performance	10	2500	86,000		0.2	3200	4	$0.3 \times 10^{-5}$	1	800	700
"E" glass, common applications	16	2600	74,000	30,000	0.25	2500	3.5	$0.5 \times 10^{-5}$	1	800	700
Kevlar 49	12	1450	130,000	12,000	0.4	2900	2.3	$-0.2 \times 10^{-5}$	0.03	1400	
"HT" graphite, high strength	7	1750	230,000	50,000	0.3	3200	1.3	$0.02 \times 10^{-5}$	200 (20 $^{\circ}\text{C}$ ) 60 (800 $^{\circ}\text{C}$ )	800	>1500
"HM" graphite, high modulus	6.5	1800	390,000	20,000	0.35	2500	0.6	$0.08 \times 10^{-5}$	200 (20 $^{\circ}\text{C}$ ) 60 (800 $^{\circ}\text{C}$ )	800	>1500
Boron	100	2600	400,000			3400	0.8	$0.4 \times 10^{-5}$			500
Aluminum	20	3700	380,000			1400	0.4		50 (20 $^{\circ}\text{C}$ ) 7 (800 $^{\circ}\text{C}$ )	900	>1000
Aluminum silicate	10	2600	200,000			3000	1.5				
Silicon carbide	14	2550	200,000			2800	1.3	$0.5 \times 10^{-5}$			1300
Polyethylene		960	100,000			3000					150

Tab. 1.2 Proprietà dei rinforzi

Resins	Density $\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )	Elastic Modulus $E(\text{Mpa})$	Shear Modulus $G(\text{Mpa})$	Poisson Ratio $\nu$	Tensile Strength $\sigma_{ult} (\text{Mpa})$	Elongation $E\%$	Coefficient of Thermal Expansion $\alpha(^{\circ}\text{C}^{-1})$	Coefficient of Thermal Conductivity $\lambda(\text{W/m}^{\circ}\text{C})$	Heat Capacity $C(\text{J/kg}^{\circ}\text{C})$	Useful Temperature Limit $T_{\text{max}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Price 1993 (\$/kg)
<i>Thermosets</i>											
Epoxy	1200	4500	1600	0.4	130	2 (100 $^{\circ}\text{C}$ ) 6 (200 $^{\circ}\text{C}$ )	$11 \times 10^{-5}$	0.2	1000	90 to 200	6 to 20
Phenolic	1300	3000	1100	0.4	70	2.5	$1 \times 10^{-5}$	0.3	1000	120 to 200	
Polyester	1200	4000	1400	0.4	80	2.5	$8 \times 10^{-5}$	0.2	1400	60 to 200	2.4
Polycarbonate	1200	2400		0.35	60		$6 \times 10^{-5}$		1200	120	
Vinylester	1150	3300			75	4	$5 \times 10^{-5}$			>100	4
Silicone	1100	2200		0.5	35					100 to 350	
Urethane	1100	700 to 7000			30	100				100	4
Polyimide	1400	4000 to 19,000	1100	0.35	70	1	$8 \times 10^{-5}$	0.2	1000	250 to 300	
<i>Thermoplastics</i>											
Polypropylene (pp)	900	1200		0.4	30	20 to 400	$9 \times 10^{-5}$		330	70 to 140	
Polyphenylene sulfone (pps)	1300	4000			65	100	$5 \times 10^{-5}$			130 to 250	
Polyamide (pa)	1100	2000		0.35	70	200	$8 \times 10^{-5}$		1200	170	6
Polyether sulfone (pes)	1350	3000			85	60	$6 \times 10^{-5}$			180	25
Polyetherimide (pei)	1250	3500			105	60	$6 \times 10^{-5}$	0.2		200	20
Polyether-ether-ketone (peek)	1300	4000			90	50	$5 \times 10^{-5}$	0.3		140 to 250	96

Tab. 1.3 Proprietà delle matrici

Si nota subito come le caratteristiche delle matrici siano di gran lunga inferiori a quelle delle fibre. Da qui si intuisce subito come la maggior parte delle sollecitazioni vada a scaricarsi sulla fibra.

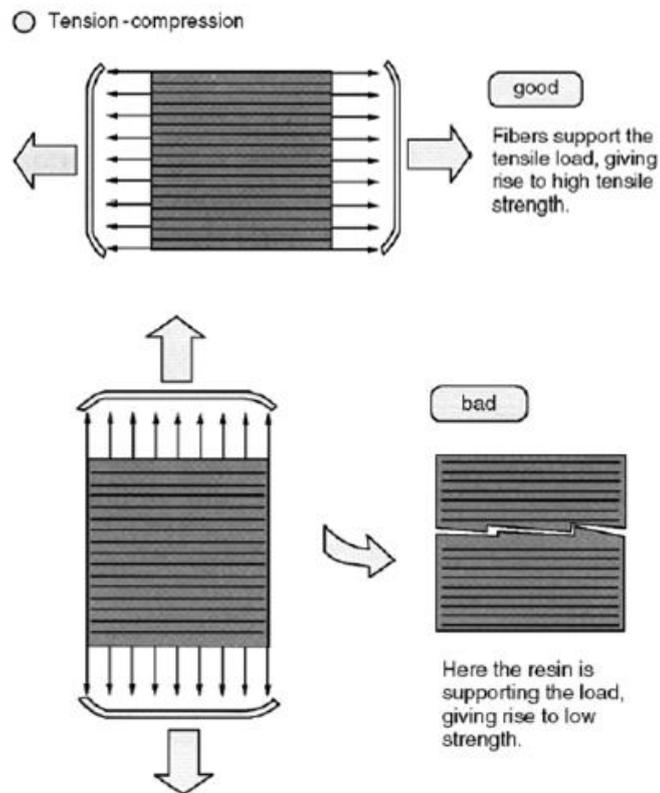
## Tecniche costruttive

### *Fibra lunga unidirezionale*

In questo tipo di produzione tutte le fibre sono disposte in un'unica direzione, questo fa sì che in quella data direzione il composito presenti la massima resistenza, in direzione trasversale invece le caratteristiche sono pessime, essendo l'unica resistenza quella offerta dalla matrice.

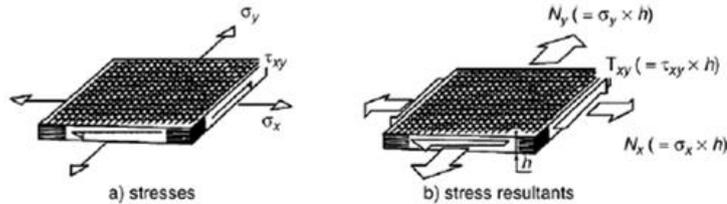
Essendo le fibre continue si ha una trasmissione del carico per tutta la lunghezza del componente.

Si capisce quindi come la direzione delle fibre vada ad influenzare notevolmente le caratteristiche meccaniche del prodotto finito.



## Fibre tessute

Per ridurre l'anisotropia tipica delle realizzazioni in fibra unidirezionale si può impiegare una fibra tessuta secondo trama e ordito. A loro volta i tessuti possono essere bilanciati o meno, ovvero possono presentare il medesimo numero di "fili" per trama e ordito.



In questo caso quindi il prodotto finito presenta caratteristiche omogenee in direzione  $x$  e  $y$  sul piano della lamina.

## Sandwich

Un'altra metodologia di realizzazione è quella delle strutture sandwich (Fig.4.4) nella quale due lamine di composito vengono distanziate tra loro per mezzo di un materiale a bassa densità, in genere con proprietà meccaniche scarse, la sua unica funzione è infatti quella di mantenere distanziate le lamine per aumentare il momento di inerzia e quindi la resistenza a flessione.

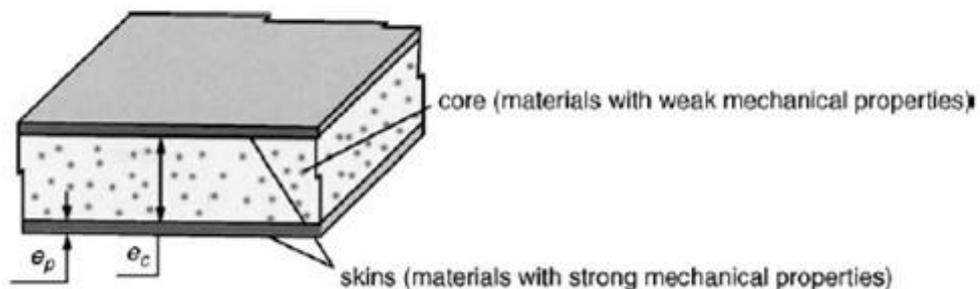


Fig. 4.4 Sezione di un sandwich composite.

### *Tipologia di sollecitazioni applicata*

Nel caso in esame la sollecitazione imposta dal carico alle palette di presa può essere vista come una flessione semplice applicata ad una trave incastrata. (Fig.4.5) Il dimensionamento verrà fatto quindi a flessione.

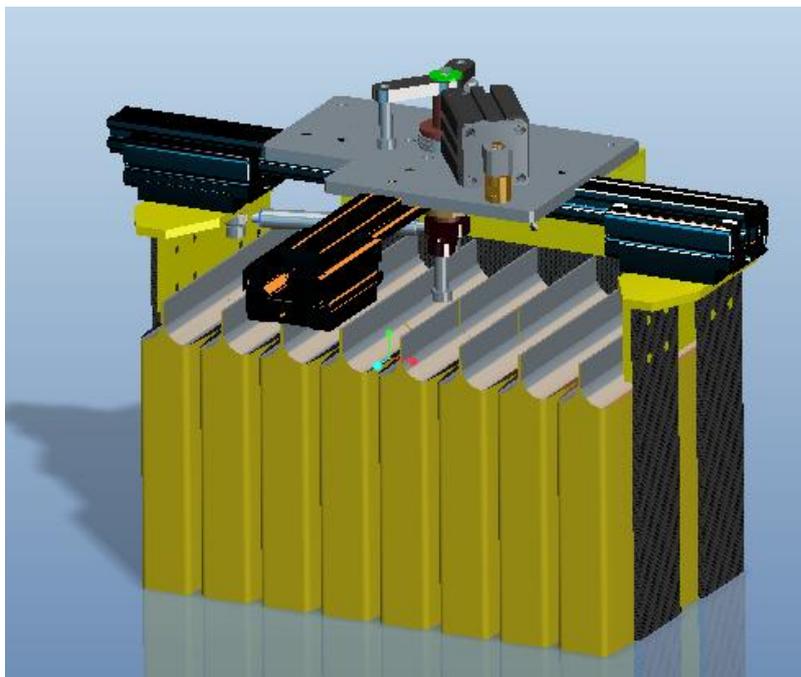


Fig.4.5 Modalità di afferraggio del prodotto

Una volta definito il tipo di sollecitazione che le lamine dovranno sopportare si sono proposte due possibili realizzazioni:

- Utilizzo di un sandwich commerciale. (Fig. 4.6)
- Realizzazione di un laminato in unidirezionale. (Fig.4.7)

## ALUSTEP®- F

Composizione del pannello

PELLI IN TESSUTO DI VETRO BIASIALE  
impregnato con resina fenolica 290 g/m<sup>2</sup>

### ANIMA

Alveolare in alluminio (Lega  
3003/3103/3104) con celle esagonali  
Diametro: Ø3/8", Ø1/4", X,  
Spessore Foil: da 50 a 70 microns

X, = altri diametri su richiesta

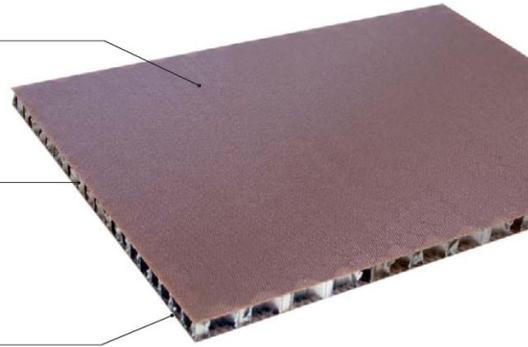


Fig. 4.6 Materiale sandwich commerciale

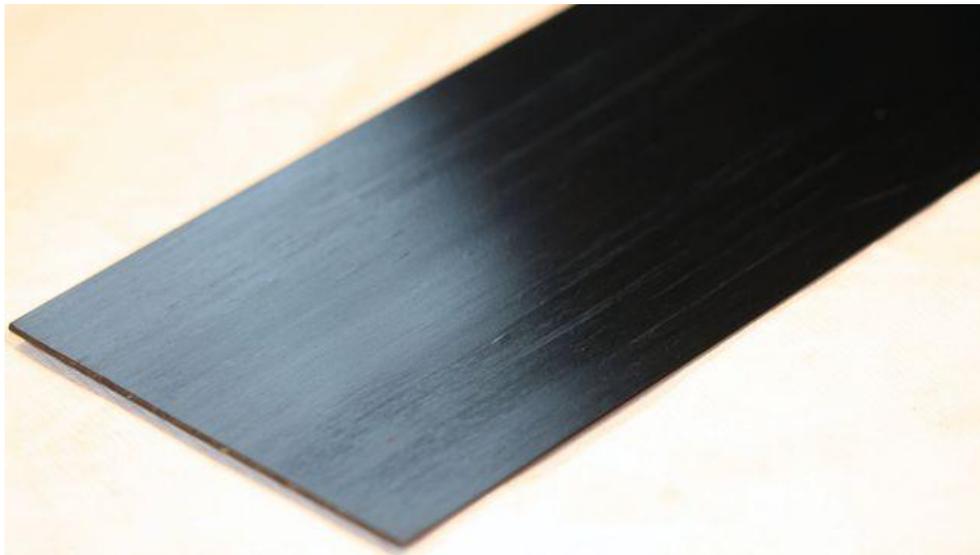


Fig. 4.7 Lamina in fibra di carbonio commerciale

### *4.5 Soluzione effettivamente realizzata*

Dopo uno studio preliminare si era pensato di utilizzare il carbonio laminato in quanto risultava verificato al carico massimo applicato (Fig. 4.8).

Da una seconda analisi invece è emerso che i costi sarebbero stati troppo elevati, pertanto tale soluzione è stata abbandonata in favore del sandwich.

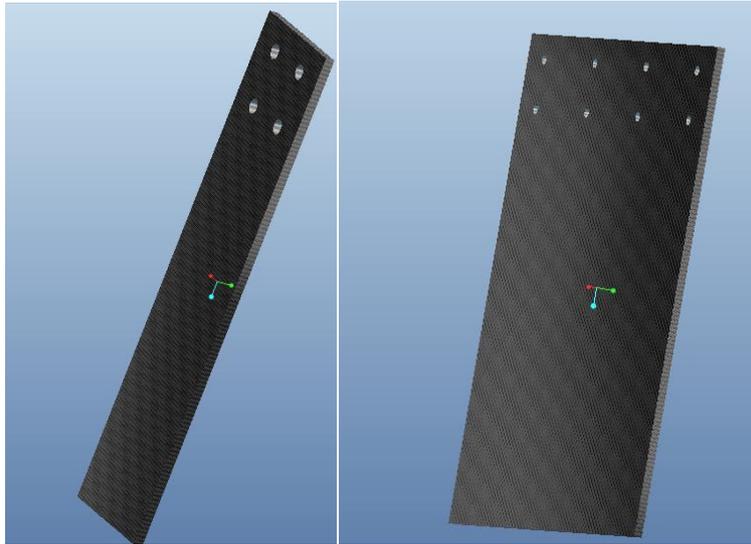


Fig. 4.8 Palette frontali e laterali a disegno

Le palette verrebbero realizzate quindi per taglio dalla lastra di materiale commerciale. Occorre però ancora studiare un sistema di fissaggio idoneo delle palette ai carrelli in quanto il sandwich non è in grado di resistere al carico localizzato generato da una vite.

## Cap.5 Calcoli e scelta componenti

### 5.1 movimentazione delle palette

#### Calcolo della corsa del pistone necessaria

Dalle specifiche richieste per quanto riguarda la corsa di serraggio richiesta, ovvero circa 30 mm si va a calcolare, nota la geometria del manovellismo (Fig. 5.1), la corsa richiesta all'attuatore.

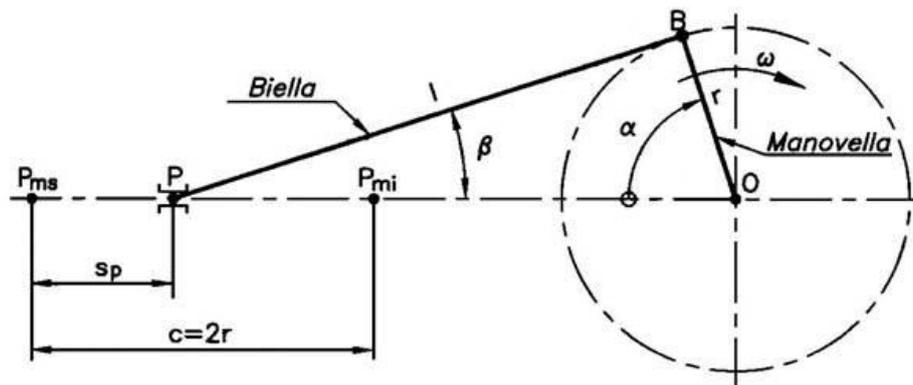


Fig. 5.1 Manovellismo di spinta

Partendo dalle equazioni di chiusura del manovellismo di spinta, secondo le quali, detta "sp" la corsa:

$$sp = l + r - l * \cos(\beta) - r * \cos(\alpha)$$

In cui ricaviamo  $\beta$  partendo da

$$l * \sin(\beta) = r * \sin(\alpha)$$

manipolando

$$\cos(\beta) = -(1 - \lambda^2 * \sin^2(\alpha))^{1/2}$$

Otteniamo infine

$$sp = l + r - l(1 - \lambda^2 * \sin^2(\alpha))^{1/2} - r * \cos(\alpha)$$

Noto lo spostamento richiesto al corsoio, ovvero 30 mm possiamo ricavare la rotazione dell'albero necessaria.

Nell'applicazione in esame l'angolo  $\alpha$  iniziale è pari a  $55^\circ$ , con questa posizione possiamo trovare, note le dimensioni di biella e manovella (determinate con procedura "trial and error") (Figg. 5.2-5.3), la rotazione necessaria.

Noti:

- $r=50$  mm
- $L_{\text{biella}}= 170$  mm, posizione completamente retratta della biella.
- $\alpha_{\text{iniziale}}= 55^\circ$
- $\alpha_{\text{finale}}= 90^\circ$
- $sp= 30$  mm per lato

Otteniamo una rotazione di  $35^\circ$  a cui corrisponde quindi uno spostamento dell'estremità della manovella connessa al pistone di 21.4 mm.

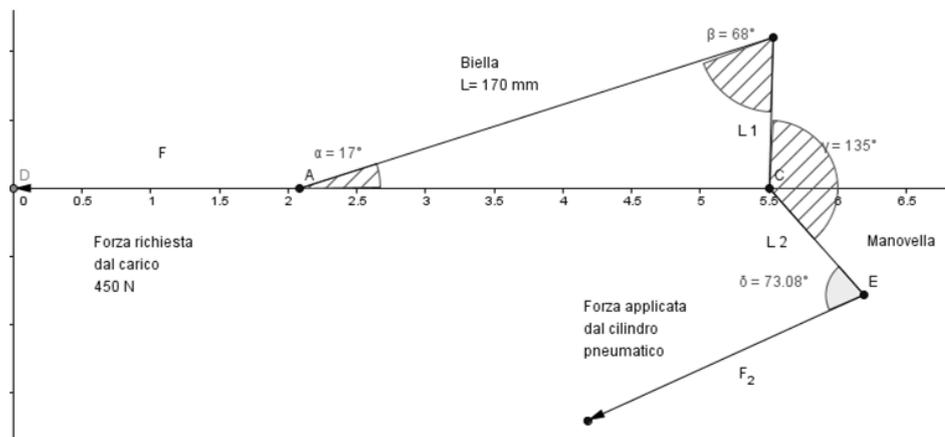


Fig.5.2 Modello del manovellismo con indicazione delle dimensioni e delle forze applicate

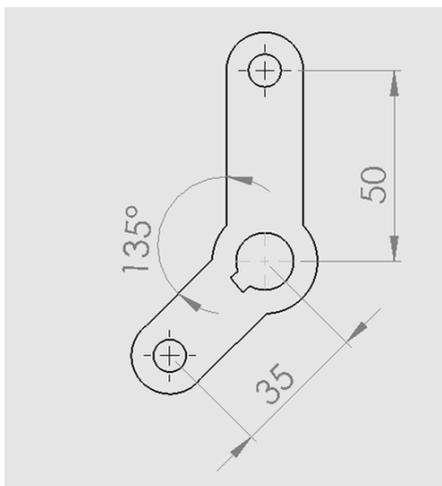


Fig. 5.3 Disegno quotato della manovella

Definita la corsa del pistone e di conseguenza la rotazione imposta all'albero, si ricalcola la corsa effettuata dal corsoio anche nella condizione di biella completamente allungata.

Noti:

- $r=50$  mm
- $L_{\text{biella}}= 220$  mm, posizione completamente retratta della biella.
- $\alpha_{\text{iniziale}}= 55^\circ$
- $\alpha_{\text{finale}}= 90^\circ$

otteniamo una corsa di 30.55 mm quindi praticamente uguale a quella realizzata con  $L_{\text{biella}}$  pari a 170mm.

Viene scelto allora un pistone con corsa nominale pari a 25 mm della serie ADVU della FESTO (Specifiche in appendice).

## Compact cylinders AEVU

FESTO

Product range overview

Function	Version	Type	Piston $\varnothing$ [mm]	Stroke [mm]
Single-acting	Basic version			
		AEVU	12	5, 10
		Piston rod at one end, pushing	16, 20, 25, 32, 40	5, 10, 15, 20, 25
			50, 63, 80, 100	10, 15, 20, 25

## Calcolo della forza richiesta all'attuatore

La scelta dell'attuatore pneumatico è stata fatta in modo da garantire sul prodotto, una volta afferrato, la stessa forza che viene applicata nella soluzione oggi prodotta, ovvero 415 N. Per scegliere l'attuatore quindi è stato necessario partire dallo studio delle posizioni del manovellismo in condizioni di chiusura e poi farne l'equilibrio note le dimensioni (Fig. 5.2).

Dall'analisi del manovellismo, note le dimensioni, si ottengono i seguenti risultati:

### *Forza trasmessa tra corsoio e biella*

$$F_1 = \frac{F}{\cos(\alpha)} = \frac{450}{\cos(17)} = 470 \text{ N}$$

La coppia generata sulla manovella, quindi da equilibrare con l'attuazione del pistone pneumatico vale quindi, noti gli angoli di applicazione delle forze e le dimensioni della stessa:

$$C_1 = F_1 L_1 \sin(\alpha) = 470 \cdot 50 \cdot \sin(17) = 21814 \text{ N mm}$$

Infine si calcola la forza  $F_2$  minima richiesta al cilindro come equilibrio alla rotazione:

$$F_2 = \frac{C_1}{L_2 \cdot \sin(\delta)} = \frac{21814}{35 \cdot \sin(73)} = 651 \text{ N}$$

Tale forza dovrà essere realizzata in trazione.

Con questi dati, ovvero corsa massima e forza massima richiesta è stato scelto un cilindro commerciale della FESTO della serie compatta ADVU con le seguenti caratteristiche:

- Corsa : 25 mm
- Diametro pistone: 40 mm
- Forza massima in spinta: 754 N a 6 bar
- Forza massima in trazione : 686 N a 6 bar

Per ulteriori dati vedere estratto della scheda tecnica in appendice.

## 5.2 Calcolo delle guide

Il dimensionamento delle guide viene fatto andando a definire due coefficienti di carico, C e  $C_0$  rispettivamente coefficiente di carico dinamico e coefficiente di carico statico.

Nel nostro caso le guide sono state scelte abbondantemente sovradimensionate per quanto riguarda le forze applicate. Infatti è stata scelta la misura maggiore disponibile, principalmente per il fatto che vengono fatte lavorare in parte a sbalzo invece che vincolate rigidamente ad un piano rettificato. Si è deciso di scegliere il modello di maggiori dimensioni disponibili.

A titolo di esempio si riportano i valori di C e  $C_0$  del caso specifico calcolati basandosi sul manuale SKF:

$$C_0 = P_0 * s_0$$

dove i termini sono rispettivamente il carico statico massimo e il coefficiente di sicurezza.

Il carico  $P_0$  viene stimato come se tutto il peso del raggruppamento andasse a gravare su un unico carrello, questa posizione è ovviamente impossibile ma a favore di sicurezza.

Risulta pertanto:

- $P_0 = 600$  N con un carico di 12 pacchetti di prodotto  
Ipotizzando un coefficiente di sicurezza per le guide di 2  
otteniamo un carico statico di 1200 N .

Da un confronto con le caratteristiche delle guide notiamo subito come le guide siano sempre verificate con i carichi in esame.

LLTHC ... U Carrello stretto, lunghezza standard, altezza standard	Coefficienti di carico		
	Dimen- sioni <sup>1)</sup>	C	$C_0$
	N		
	15	8 400	15 400
	20	12 400	24 550
	25	18 800	30 700
	30	26 100	41 900
	35	34 700	54 650
	45	59 200	91 100

### 5.3 Compositi

Per quanto riguarda il materiale utilizzato per la realizzazione delle palette di presa, come già anticipato nella descrizione della soluzione prescelta, la scelta è caduta sui materiali compositi in quanto presentano un ottimo rapporto tra resistenza e massa. Per contro i costi di realizzazione di una piccola serie di componenti in materiali compositi non sono trascurabili.

Le opzioni disponibili sono le seguenti:

- Realizzazione in fibra di carbonio
- Realizzazione in sandwich composite

#### *Realizzazione in fibra di carbonio*

Data la natura del carico, flessione pura, per la realizzazione in fibra di carbonio si sarebbe potuta usare fibra unidirezionale. Dopo un confronto con l'azienda, però, è stato deciso di non proseguire con il calcolo e il dimensionamento di un componente in fibra in quanto le leggi di moto imposte non sono così esasperate da giustificare i costi.

#### *Realizzazione con "sandwich composite"*

Successivamente si è pesato ad composito sandwich la cui struttura di base è la seguente (Fig. 5.4 ).

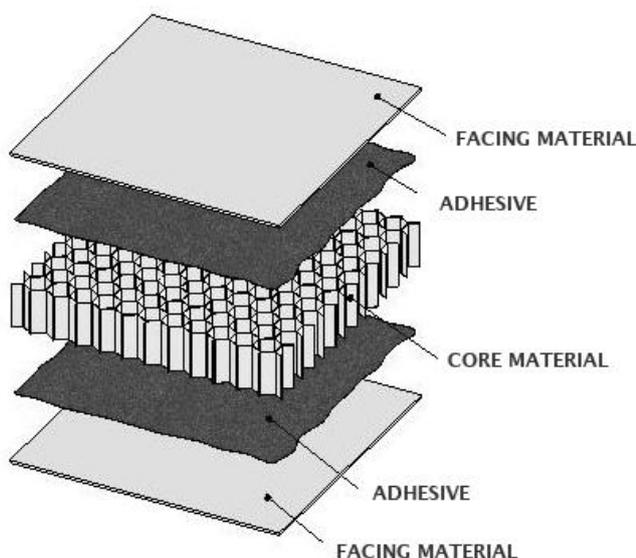


Fig. 5.4 Struttura di un sandwich composite

Dopo una serie di ricerche si è utilizzato un sandwich formato da ply in fibra di vetro e core in alluminio (Specifiche tecniche in appendice). In questo caso il calcolo di dimensionamento si è ridotto ad una verifica di resistenza del materiale effettivamente disponibile in commercio.

La sollecitazione applicata è stata schematizzata come una flessione pura indotta dalla forza di serraggio di 415 N applicata dal cilindro.

Per la verifica sono state utilizzate le formule estratte dal volume “Composites materials, design and application” (Fig.5.5). In particolare per il calcolo delle tensioni interne al materiale viene usato il seguente modello:

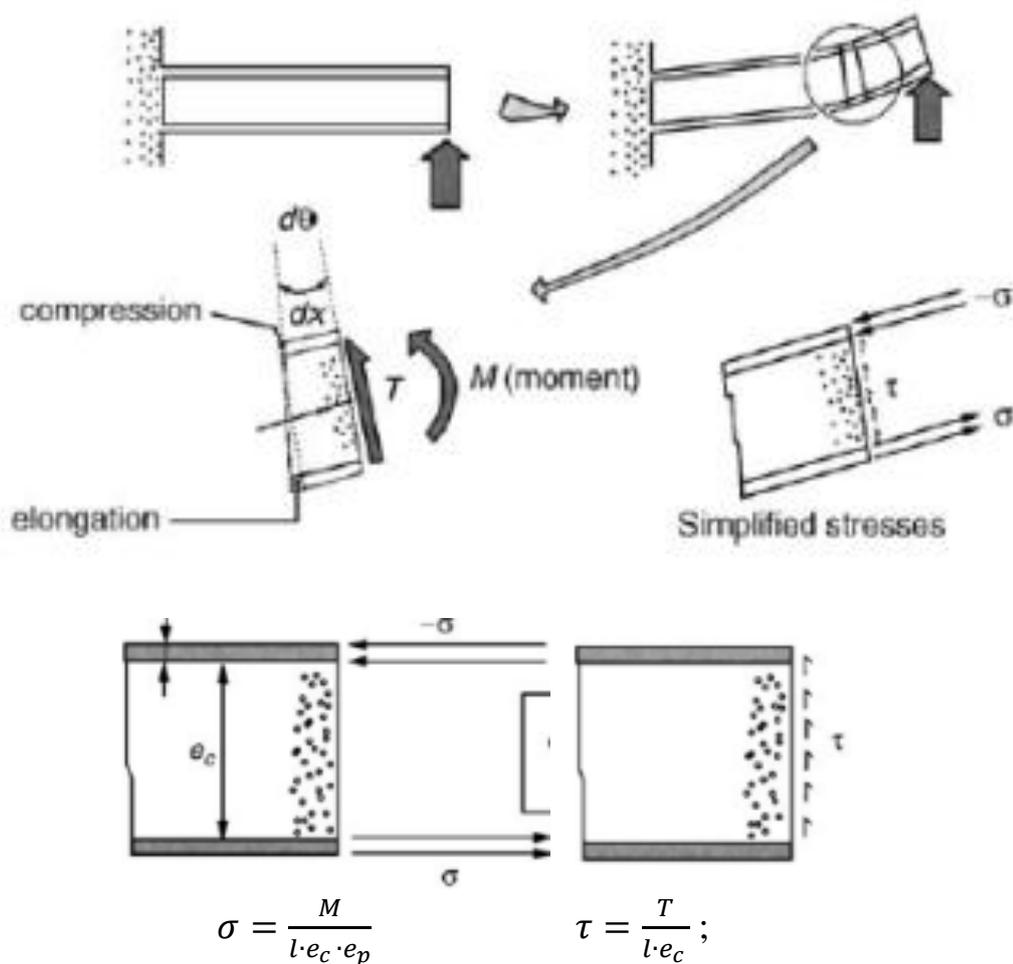


Fig. 5.5 Modello semplificato di sandwich composite utilizzato per la verifica

Per l'applicazione di tale modello di calcolo occorre fare inoltre le seguenti posizioni:

- Le tensioni normali  $\sigma$  sono sopportate solo dalle pelli esterne
- Le  $\tau$  sono invece distribuite in modo uniforme nel core

Inoltre :

- $e_p$  : spessore delle pelli esterne
- $e_c$  : spessore del core
- $l$  : larghezza del composito
- $M$ : momento flettente
- $T$  : taglio

Passando ora la calcolo vero e proprio otteniamo, considerando le dimensioni delle palette ricavabili dal disegno a seguire e le caratteristiche del sandwich considerato (Fig. 5.6 e Tab. 1).

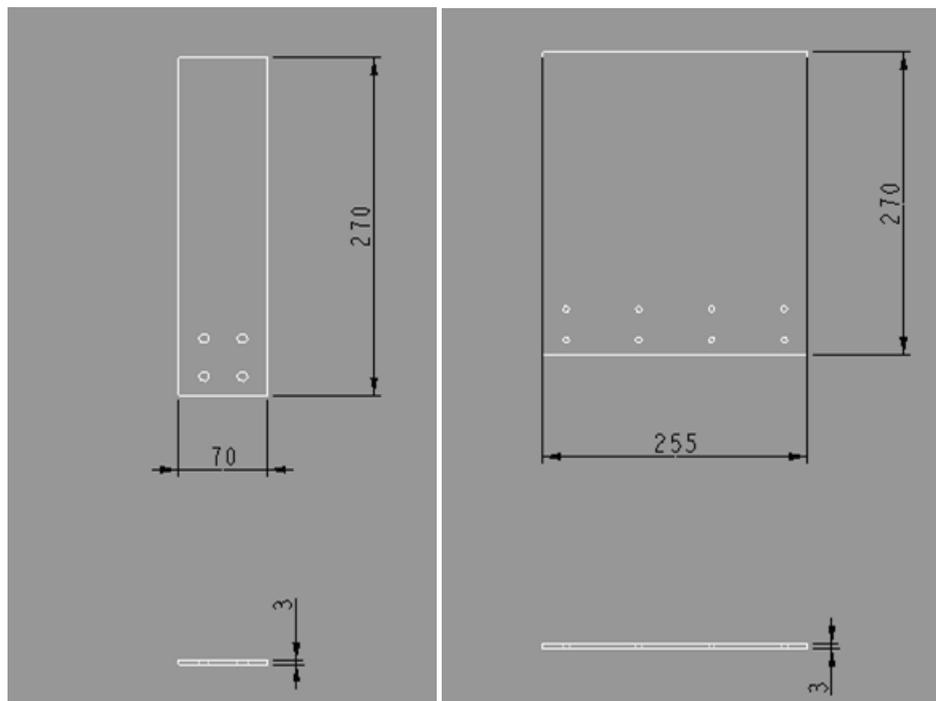


Fig. 5.6 Dimensioni delle palette

Pesi del pannello					
ESEMPIO	<ul style="list-style-type: none"> <li>• X<sub>1</sub> Pannello con alveolare ALU Ø 3/8"</li> <li>• Spessore a partire da 4 mm fino a 150 mm</li> <li>• Tolleranza spessore ± 0,5 mm</li> <li>• Tolleranza dimensione ± 30 mm</li> </ul>		X <sub>2</sub> Pannello con alveolare ALU Ø1/4"		
	Spessore totale mm	6	15	6	15
	Spessore PELLI mm	0,3 + 0,3		0,3 + 0,3	
	Spessore ANIMA mm	5,4	14,4	5,4	14,4
	Peso kg/m <sup>2</sup>	1,4	1,8	2,07	2,58

Tab. 1 Caratteristiche del sandwich scelto.

Otteniamo pertanto:

### *Momento flettente*

$$M_f = F \cdot l_1 = 415 \text{ N} \cdot 270 \text{ mm} = 112050 \text{ Nmm}$$

*Tensioni  $\sigma$  per la paletta di larghezza  $l = 70 \text{ mm}$*

$$\sigma = \frac{M_f}{l \cdot e_c \cdot e_p} = \frac{112050}{70 \cdot 0,3 \cdot 5,4} = 988 \text{ MPa}$$

*Tensioni  $\sigma$  per la paletta di larghezza 255 mm*

$$\sigma = \frac{M_f}{l \cdot e_c \cdot e_p} = \frac{112050}{255 \cdot 0,3 \cdot 5,4} = 271 \text{ MPa}$$

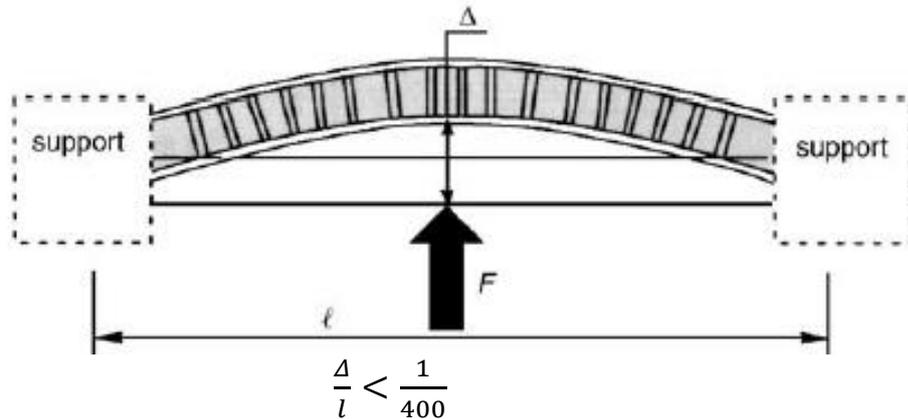
Confrontando i valori delle tensioni ottenuti con quelli tipici di rottura per la fibra di vetro, ovvero 1250 MPa ne risulta che la paletta più stretta lavora con un coefficiente di sicurezza maggiore di 1, ritenuto sufficiente.

Si prosegue ora con la verifica delle tensioni di taglio nel core, considerando che come forza di taglio 415 N otteniamo

$$\tau = \frac{T}{l \cdot e_c} = \frac{415}{70 \cdot 5,4} = 1,19 \text{ MPa}$$

Che andrà confrontata con una tensione di rottura pari a 3.0 MPa, valore estratto dalle specifiche del sandwich preso in esame. Per quanto riguarda le tensioni quindi risulterebbe verificato per il carico applicato.

Si passa adesso a verificare la deformazione per la quale verrà usato il teorema di Castigliano



$$W = \left(\frac{1}{2}\right) \int \frac{M^2}{[EI]} dx + \left(\frac{1}{2}\right) \int \frac{kT^2}{[GS]} dx$$

$$EI = E_p \cdot e_p \cdot l \cdot \frac{1}{2(e_p + e_c)^2}$$

$$\frac{k}{GS} = 1/(G_c(e_c + 2 \cdot e_p) \cdot l)$$

$$\Delta = \frac{\partial W}{\partial F}$$

Dove:

- M : Momento risultante
- T : Taglio
- $E_p$  : Modulo di elasticità del materiale delle pelli
- $G_c$  : Modulo di elasticità trasversale

Nel nostro caso utilizzando le seguenti caratteristiche ,estratti dai cataloghi,per i materiali costituenti il sandwich:

- $E_p = 20.000 \text{ MPa}$
- $G_c = 4.3 \text{ MPa}$
- $e_p=0.3 \text{ mm}$
- $e_c= 5.4 \text{ mm}$

Sviluppando i calcoli precedentemente elencati otteniamo:

- $EI = 682.3 \cdot 10^2$
- $k/GS = 553.7 \cdot 10^{-2}$

Sviluppando l'integrale otteniamo l'energia di deformazione esprimibile come:

$$W = \frac{F^2}{2} * \left( \frac{l^3}{3 * EI} + k * \frac{l}{GS} \right)$$

Da cui ricaviamo una deformazione di 3.4 mm.

Visti i risultati ottenuti si è deciso di utilizzare questo materiale per realizzare le palette di presa.

### *5.3 Calcolo della massa della palette di presa*

Si presenta a seguire un confronto tra le masse delle palette in acciaio e in materiale sandwich. Da notare il notevole risparmi in termini di peso (Fig.5.6).

#### *Massa con costruzione in acciaio*

Considerando la densità dell'AISI 420 pari a  $7900 \text{ kg/m}^3$  , utilizzando 4 palette laterali, 2 per parte, una anteriore e una posteriore si ottiene una massa pari a 5.1 kg

#### *Massa con costruzione in Honey-Comb*

Utilizzando il materiale sandwich con spessore 6 mm e densità superficiale pari a  $1.4 \text{ kg/m}^2$  si ottiene invece una massa totale di 0.3 kg (Specifiche tecniche in appendice).



## *Conclusioni e sviluppi futuri*

Il punto di partenza del lavoro di tesi è stato il prodotto preesistente, che presentava una serie di problematiche legate principalmente all'estrema difficoltà di regolazione del formato, quindi alla scarsa flessibilità operativa.

Durante il periodo di ricerca, svolto in azienda, sono state ricercate una serie di soluzioni concettuali atte a migliorare appunto la flessibilità operativa della pinza.

La scelta di una soluzione “migliore delle altre” è stata realizzata evidenziando positivi di ciascuna in modo più possibile oggettivo, cosa peraltro non sempre facile.

La soluzione sviluppata presenta un elevato grado di flessibilità alla variazione di formato nel range richiesto. La regolazione del formato, che non prevede interventi meccanici da parte dell'operatore, si realizza via software durante la fase di calibrazione. Nello specifico il cambio formato si realizza attuando le bielle motorizzate.

Si è ottenuto inoltre una riduzione del numero di attuatori pneumatici necessari, che sono passati da tre ad uno.

Le ricerche svolte nel tentativo di ridurre le masse in gioco si sono orientate principalmente nella direzione di utilizzare leghe leggere quali alluminio e materiali compositi.

Ovviamente sono ancora molti i punti da investigare per realizzare un progetto di dettaglio, in particolare per quanto riguarda un sistema di fissaggio delle palette di presa.

Si potrebbero svolgere altre ricerche e studi nella direzione di ridurre le masse in gioco, ma tali ricerche e costi aggiuntivi andrebbero affrontati solo nel caso in cui le dinamiche divenissero davvero esasperate.

Prima di compiere ulteriori studi in questa direzione sarebbe più utile realizzare un prototipo della pinza per verificarne realmente il funzionamento.

## *Bibliografia*

- Daniel Gay ,Suong V. Hoa, Stephen W. Tsai ,” Composites materials, design and application.”

-Funaioli, Maggiore, Meneghetti, “Lezioni di meccanica applicata alle machine”

Siti internet consultati

<http://www.festo.com>

<http://www.concens.com>

<http://www.linmot.com>

<http://www.thomsonlinear.com>

<http://www.parker.com>

<http://www.transmotec.com>

<http://www.skf.com>

<http://www.igus.it/>

<http://www.cel.eu/>

# Appendice A

A seguire vengono riportati dei particolari estratti dai cataloghi utilizzati per il dimensionamento

## Cilindro pneumatico FESTO con controllo di posizione

### Estratto dal catalogo on-line FESTO

#### Cylinders with displacement encoder

Key features

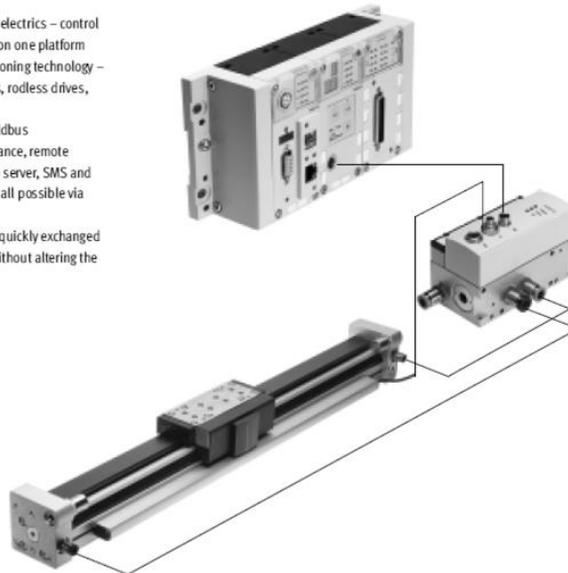
FESTO

##### Servopneumatic drive technology

Positioning and Soft Stop applications as an integral component of the valve terminal CPX – the modular peripheral system for decentralised automation tasks. The modular design means that valves, digital inputs and outputs, positioning modules and end-position controllers, as appropriate to the application, can be combined in almost any way on the CPX terminal.

##### Advantages:

- Pneumatics and electrics – control and positioning on one platform
- Innovative positioning technology – piston rod drives, rodless drives, rotary drives
- Actuation via fieldbus
- Remote maintenance, remote diagnostics, web server, SMS and e-mail alerts are all possible via TCP/IP
- Modules can be quickly exchanged and expanded without altering the wiring



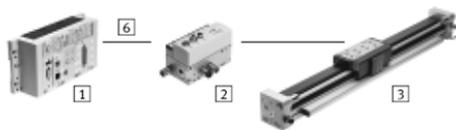
#### Cylinders with displacement encoder

Drive options

FESTO

System with linear drive DDLI, DGCI

Technical data → Internet: ddli or dgci



- 1 Controller module CPX-CMPX or CPX-CMAX
- 2 Proportional directional control valve VPWP
- 3 Linear drive DDLI, DGCI with displacement encoder
- 6 Connecting cable KVI-CP-3-...

- Pneumatic rodless linear drive with displacement encoder, with or without recirculating ball bearing guide
- Displacement encoder with absolute and contactless measurement
- Diameters:
  - DGCI: 18 ... 63 mm
  - DDLI: 25 ... 63 mm
- Stroke: 100 ... 2000 mm in fixed lengths
- Range of applications: Soft Stop and pneumatic positioning
- Loads from 1 ... 180 kg
- No sensor interface required

##### Advantages:

- Complete drive unit
- DDLI for easy connection to customer's guide system
- Excellent running characteristics
- For fast and accurate positioning up to  $\pm 0.2$  mm (only with axis controller CPX-CMAX)

## Linear drives DDLI, with integrated displacement encoder

FESTO

Technical data

Forces [N] and impact energy [Nm]				
Piston $\varnothing$	25	32	40	63
Theoretical force at 6 bar	295	483	754	1870
Impact energy at the end positions	0.05	0.12	0.25	0.5

Positioning characteristics with axis controller CPX-CMAX				
Piston $\varnothing$	25	32	40	63
Mounting position	Any			
Resolution [mm]	0.01			
Repetition accuracy	→ 15			
Minimum load, horizontal <sup>1)</sup> [kg]	2	3	5	12
Maximum load, horizontal <sup>1)</sup> [kg]	30	50	75	180
Minimum load, vertical <sup>1)</sup> [kg]	2	3	5	12
Maximum load, vertical <sup>1)</sup> [kg]	10	15	25	60
Minimum travel speed [m/s]	0.05			
Max. travel speed [m/s]	3			
Typical positioning time, long stroke <sup>2)</sup> [s]	0.65/1.00	0.65/1.05	0.70/1.05	1.05/1.2
Typical positioning time, short stroke <sup>3)</sup> [s]	0.38/0.60	0.38/0.60	0.38/0.60	0.65/0.65
Minimum positioning stroke <sup>4)</sup> [%]	≈ 3			
Stroke reduction <sup>5)</sup> [mm]	25	25	35	35
Recommended proportional directional control valve				
For CPX-CMAX	→ 24			

## Linear drives DDLI, with integrated displacement encoder

FESTO

Technical data

Positioning characteristics with Soft Stop end-position controller CPX-CMPX, SPC11				
Piston $\varnothing$	25	32	40	63
Mounting position	Any			
Repetition accuracy <sup>1)</sup> [mm]	±2			
Minimum load, horizontal <sup>2)</sup> [kg]	2	3	5	12
Maximum load, horizontal <sup>2)</sup> [kg]	30	50	75	180
Minimum load, vertical <sup>2)</sup> [kg]	2	3	5	12
Maximum load, vertical <sup>2)</sup> [kg]	10	15	25	60
Travel time	→ SoftStop engineering software: → <a href="http://www.festo.com">www.festo.com</a>			
Recommended proportional directional control valve				
For CPX-CMPX	→ 24			
For SPC11	→ 26			

1) One intermediate position. The accuracy in the end positions depends solely on the design of the end stops

2) Load = payload + load of all moving parts on the drive

## Linear drives DDLI, with integrated displacement encoder

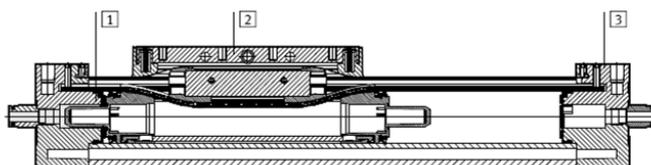
FESTO

Technical data

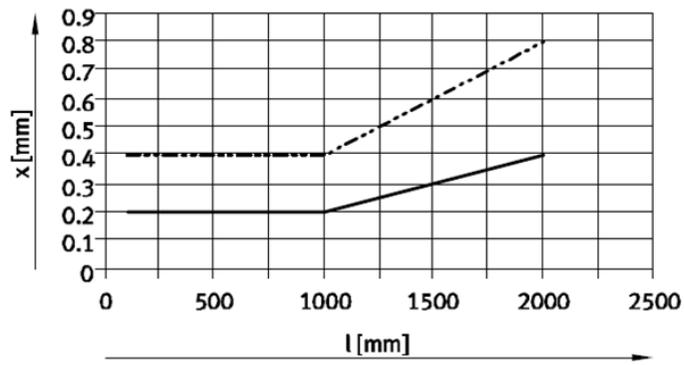
Weight [g]				
Piston $\varnothing$	25	32	40	63
Basic weight with 0 mm stroke	1103	1716	2580	8730
Additional weight per 10 mm stroke	34	43	58	139
Moving mass	130	227	350	1669

### Materials

Sectional view



### Repetition accuracy $x$ as a function of stroke $l$



— Horizontal  
- - - Vertical

## Motore lineare Lin Mot

estratto da catalogo della Lin Mot

**Series P01-37Sx120F-HP**

PRELIMINARY

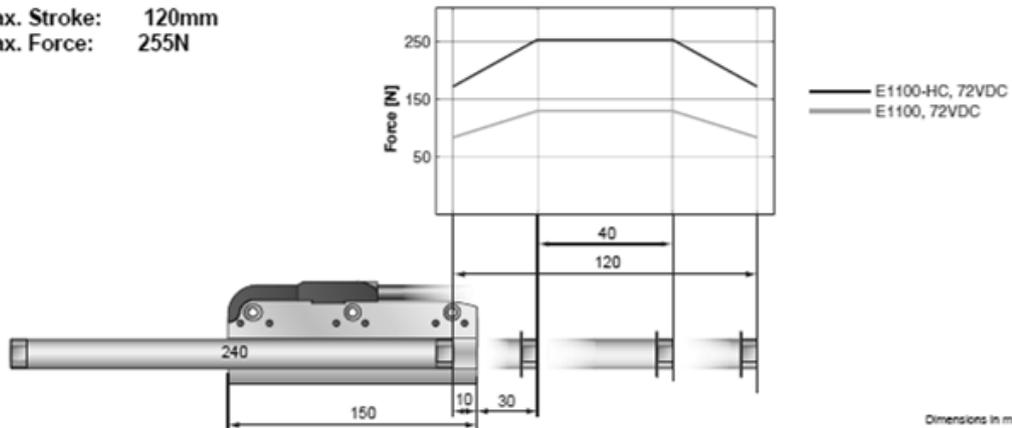
**LinMot®**



### Motor Specification

		P01-37Sx120F-HP/...
Maximum Stroke	mm (in)	1480 (58.27)
Maximum Force	N (lbf)	255 (57.3)
Maximum Velocity	m/s (in/s)	3.2 (126)
Max. Current	A	15
Cont. Current	A	4
Phase Resist. 25 °C	Ohm	2.4
Phase Resist. 110 °C	Ohm	3.1
Phase Inductance	mH	1.6
Thermal Resistance	°K/W	3.2
Thermal Time Const.	sec	4500
Stator Diameter	mm (in)	37 (1.46) / 38 (1.50)
Stator Length	mm (in)	150 (5.91)
Stator Mass	g (lb)	792
Slider Diameter	mm (in)	20 (0.79)
Position Resolution	mm (in)	0.01
Position Repeatability	mm (in)	±0.05 (±0.0020)
Position Resolution ES	mm (in)	0.001
Repeatability with EPS	mm (in)	±0.01 (±0.0004)

Max. Stroke: 120mm  
 Max. Force: 255N



Motor Specification		Standard Winding
Stator		High Performance Heavy Duty
Slider		
Standard Stroke SS	mm (in)	40 (1.57)
Extended Stroke ES	mm (in)	120 (4.72)
Max. Force	N (lbf)	255 (57.3)
Cont. Force	N (lbf)	35 (7.87)
Cont. Force with fan	N (lbf)	65 (14.6)
Max. Velocity	m/s (in/s)	3.9 (154)
Max. Current	A <sub>pk</sub>	15
Cont. Current	A <sub>pk</sub>	2.35
Cont. Current with fan	A <sub>pk</sub>	4.10
Force Constant	N/A (lbf/A)	17 (3.83)
Border Force	%	67
Linearity	%	±0.1
Slider Length	mm (in)	240 (8.45)
Slider Mass	g (lb)	510 (1.12)

La problematica riscontrata in questo tipo di motori è legata alle basse forze applicabili in continuo al carico, problema che si potrebbe risolvere aumentando il diametro del core. Così facendo però si andrebbero ad aumentare i pesi e i costi in modo spropositato. Questa tipologia di motori sarebbe pertanto ottima per la realizzazione di movimenti precisi ma con forze di piccola intensità.

*Servomotori lineari*  
*Estratto dal catalogo CONCENS-SETEC*



**Data**

**Motor/Gear**  
 12/24 VDC power supply, permanent magnet motor

Gear ratio		5	14	19	27	51	71
Maximum load	[N]	120	400	600	900	1600	2200
Speed at maximum load	[mm/s]	33	16	12	7.5	4	3

Recommended max. current: 12 VDC = 3.6 A / 24 VDC = 1.8 A

<b>Max. Static Load*/Self-locking force</b>	■ PA Brackets: 2000 N	■ Alu Brackets: 5400 N
---	-----------------------	------------------------

\* depending on stroke length and/or post applications

**Temperature**      ■ Operation: -5°C to +70°C    ■ Storage: -40°C to +70°C

**Protection class**      IP66

**Cable specification**      1m, 2x0.25mm<sup>2</sup> (AWG22), diameter ~ 4mm, black/grey

**Materials**  
 Motor and actuator tube      Powder coated steel  
 Piston rod                      Aluminium  
 Front and rear brackets      PA

**Duty cycle**                  Max. 10% or 2 minutes in use followed by 18 minutes rest

**Color**                          Black (RAL 9005) is standard

**Stroke length/weight**

Stroke [mm]	50	100	150	200	250	300	350	400	500	750
Weight [kg]	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	2.3

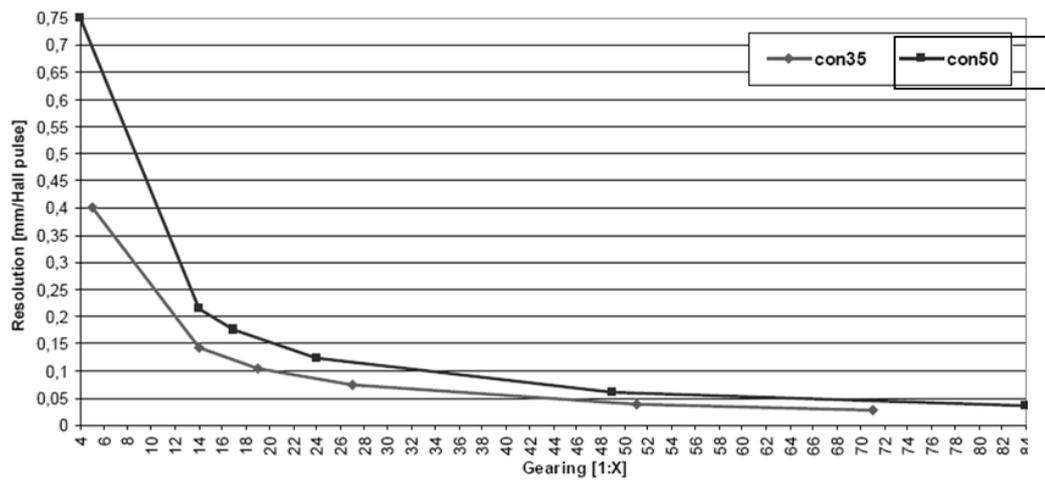
Max. load limited to 1000 N for stroke lengths ≥ 500 mm. Actual weight may vary depending on model and options selected.

Da notare l'elevato carico statico sopportabile e il bassissimo duty cycle

Per quanto riguarda il controllo di questa tipologia di motori avviene per mezzo di modulazione PWM. Le schede di controllo sono direttamente fornite dallo stesso costruttore del servomotore e possono essere interfacciate direttamente con i PLC di controllo della macchina automatica, questo va a vantaggio di una migliore integrazione e di una riduzione dei costi di realizzazione.

Per quanto riguarda la precisione di posizionamento è ovviamente dipendente dal rapporto di riduzione realizzato, infatti il sensore di posizione, ad effetto hall, è connesso all'albero motore. Vedi tab. 1.

Tab. 1  
 Risoluzione della risoluzione in funzione del rapporto di riduzione



Tab. 1 Risoluzione della risoluzione in funzione del rapporto di riduzione

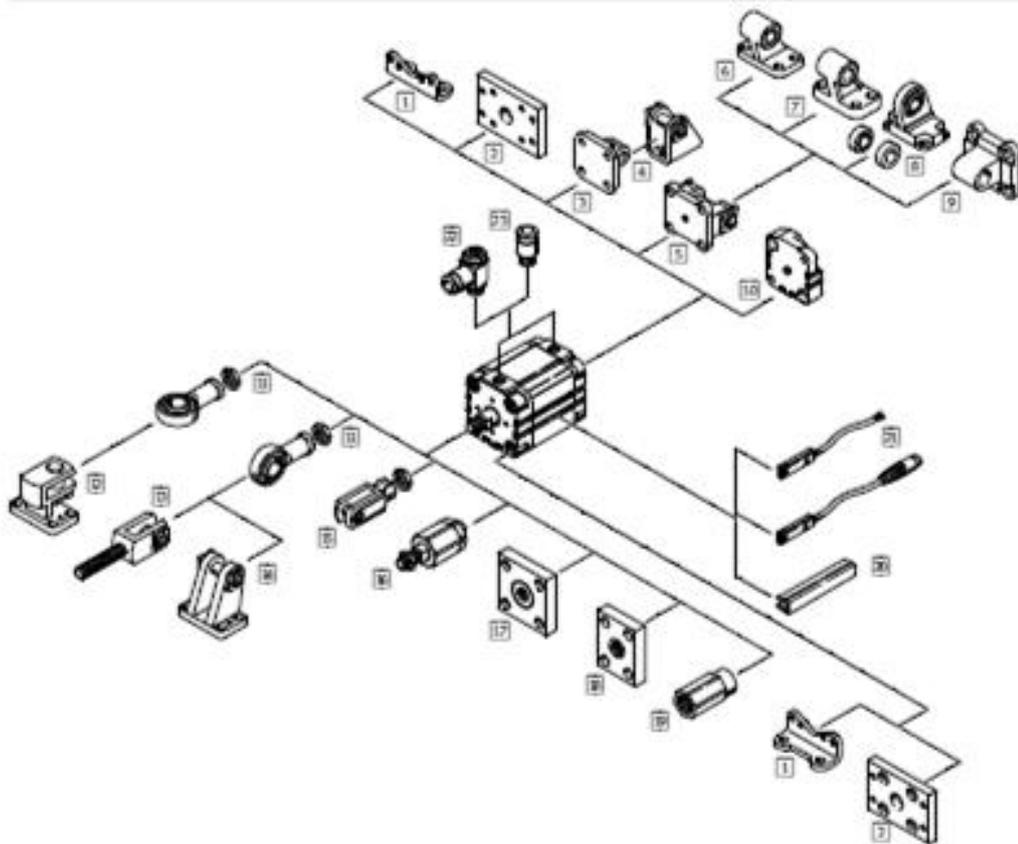
## *Cilindro pneumatico FESTO a doppio effetto*

Estratto dal catalogo per la scelta del pistone principale per la movimentazione, si utilizza un cilindro compatto della serie ADVU di cui si riportano parte delle caratteristiche

### Compact cylinders ADVU/AEVU

**FESTO**

Modello Ø 12... 100 mm



# Compact cylinders AEVU

Product range overview

FESTO

Function	Version	Type	Piston Ø	Stroke
			[mm]	[mm]
Single-acting	 Basic version	AEVU Piston rod at one end, pushing	12	5, 10
			16, 20, 25, 32, 40	5, 10, 15, 20, 25
			50, 63, 80, 100	10, 15, 20, 25

Operating pressure [bar]											
Piston Ø	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Piston rod at one end	1.2 ... 10		1.0 ... 10		0.8 ... 10		0.6 ... 10		0.5 ... 10		
Through piston rod S2/S20	1.5 ... 10	1.3 ... 10	1.2 ... 10		1.0 ... 10		0.8 ... 10		0.5 ... 10		

Ambient conditions				
Compact cylinder	Basic version		S6	R3
Ambient temperature <sup>1)</sup> [°C]	-20 ... +80		0 ... +120	-20 ... +80
Corrosion resistance class CRC <sup>2)</sup>	2		2	3

# Compact cylinders AEVU

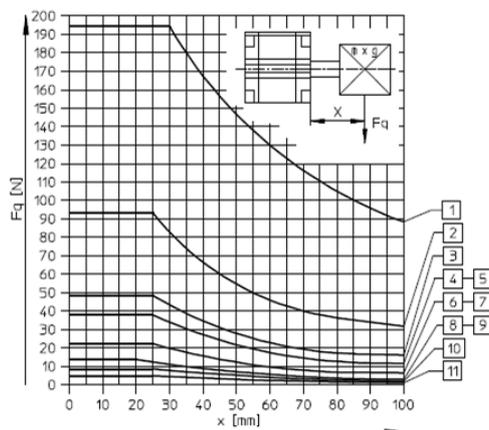
Product range overview

FESTO

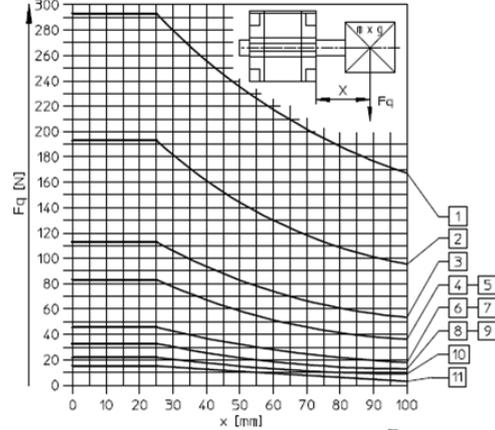
Forces [N] and impact energy [J]									
Piston Ø	12	16	20	25	32	40	50	63	
Theoretical force at 6 bar, advancing		68	121	188	295	483	754	1178	1870
	S2/S20	51	90	141	247	415	686	1057	1750
Theoretical force at 6 bar, retracting		51	90	141	247	415	686	1057	1750
	S2/S20	51	90	141	247	415	686	1057	1750
Max. impact energy at end positions		0.09	0.10	0.14	0.30	0.40	0.52	0.64	0.70
	S20	0.01	0.01	0.01	0.01	0.04	0.05	0.06	0.07

Max. lateral force  $F_q$  as a function of the projection  $x$

Piston rod at one end



Through piston rod



# Compact cylinders AEVU

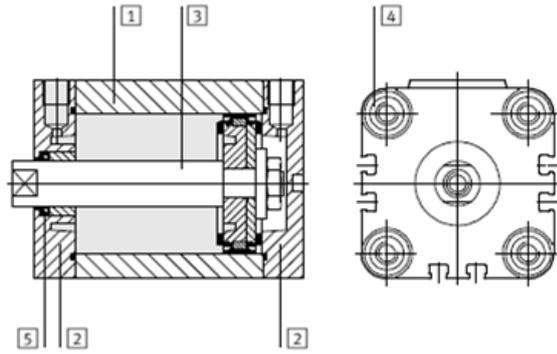
FESTO

Product range overview

Weights [g]							
Piston $\varnothing$	12	16	20	25	32	40	50
Product weight with 0 mm stroke	87	89	149	180	300	433	560
Additional weight per 10 mm stroke	15	15	23	28	40	59	72
Moving load with 0 mm stroke	8	12	20	26	49	63	112
Additional load per 10 mm stroke	2	4	6	6	9	9	16

## Materials

Sectional view



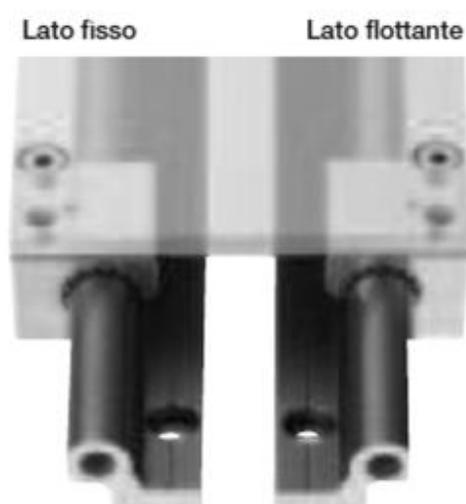


## Guide lineari

*-Igus serie DRYLIN  
estratto dal catalogo IGUS*

Dry Lin W è un sistema di guida lineare economic,il cui design consente flessibilità e semplicità di montaggio sia con rotaia singola che doppia. DryLin W offre, basso coefficiente di attrito, funzionamento a secco esente da manutenzione, resistenza a sporco, polvere, basso peso e funzionamento silenzioso

### Combinazioni possibili



### Dati tecnici

**Elementi di scorrimento:**

autolubrificanti

**Materiale:**

iglidur® J / J200

**Massima velocità lineare**

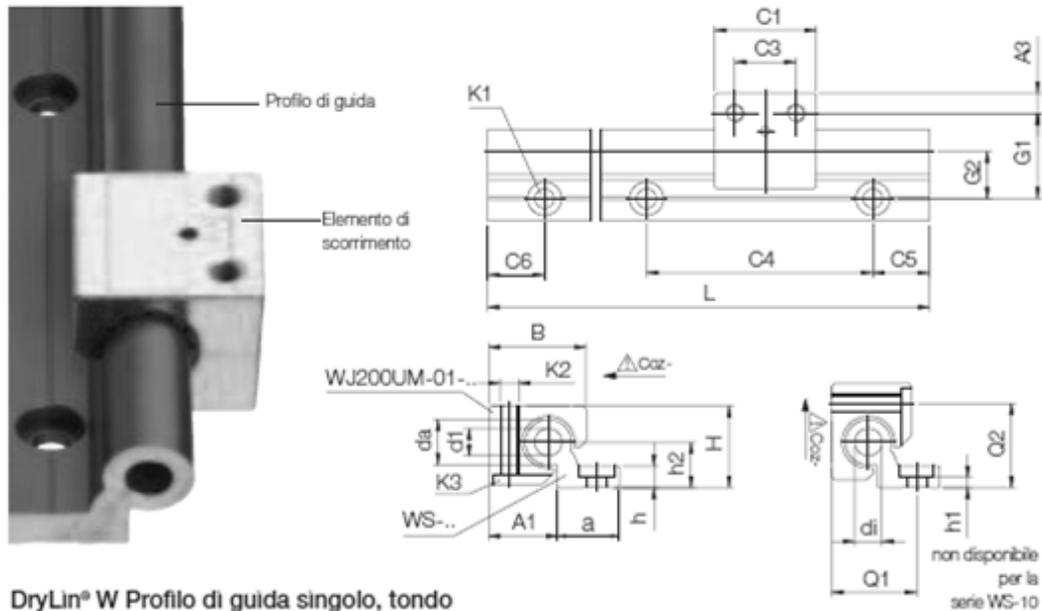
15 m/s

**Temperature operative:**

da -40 °C a +90 °C

# DryLin® W | Profilo singolo, tondo

3 Dimensioni  $\varnothing$ : 10, 16, 20 mm

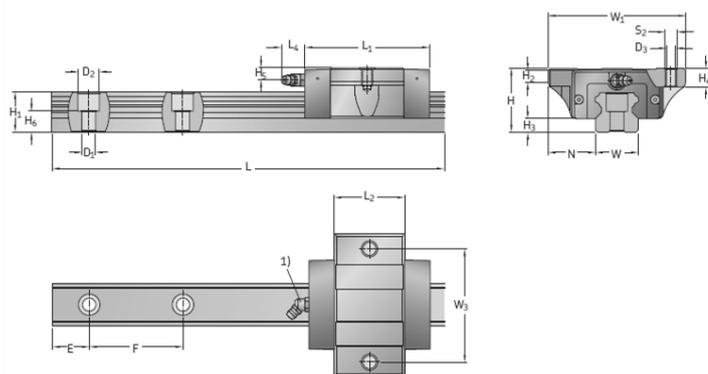


## DryLin® W Profilo di guida singolo, tondo

Articolo	Peso	H	da	di	L	a	h	h1	h2	G1	G2	A1	Q1	Q2
	[kg/m]	±0,07	-0,1		max.	-0,3								
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
WS-10	0,62	18	10	-	4000	27	5,5	5,5**	9	27	17	16,5	-	-
WS-16	0,98	27	16	8,0	4000	27	7,5	3,5	14	33	19	25	32	28
WS-20	1,32	36	20	10,2	4000	27	9,5	4,5	20	38	21	30	37	37

# -SKF serie LLT

Estratto dal catalogo SKF



Taglia	Dimensioni della guida										Peso		Coefficienti di carico <sup>(2)</sup>		Momenti <sup>(2)</sup>			
	W	H <sub>1</sub>	H <sub>6</sub>	F	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	E <sub>min</sub> -0,75	E <sub>max</sub> -0,75	L <sub>max</sub> -1,5	carrello	guida	dinamici C	statici C <sub>0</sub>	dinamici M <sub>x</sub> Nm	statici M <sub>x0</sub> Nm	dinamici M <sub>yz</sub> Nm	statici M <sub>yz0</sub> Nm	
—	mm										kg	kg/m	N		Nm			
15	15	14	8,5	60	4,5	7,5	10	50	3 920	0,12	1,4	5 800	9 000	39	60	21	32	
20	20	18	9,3	60	6	9,5	10	50	3 920	0,25	2,3	9 240	14 400	83	130	41	64	
25	23	22	12,3	60	7	11	10	50	3 920	0,38	3,3	13 500	19 600	139	202	73	106	
30	28	26	13,8	80	9	14	12	70	3 944	0,54	4,8	19 200	26 600	242	335	120	166	
35	34	29	17	80	9	14	12	70	3 944	0,83	6,6	25 500	34 800	393	536	182	248	

## -Guide Thomson,

*estratto da catalogo Thomson*

Da notare la massa contenuta.

### Materials

The Thomson T-Series Ball Profile Rail carriage and rail is produced from high quality aircraft aluminum alloy. The carriage has hardened steel load bearing plates. The rail has a custom ball path insert made of hardened steel. Stringent quality controls are in place to ensure consistency of steel from the source, allowing us to ensure that we deliver the highest quality product.

### Lightweight

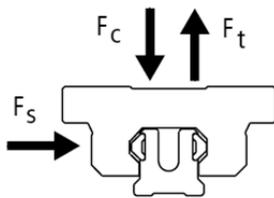
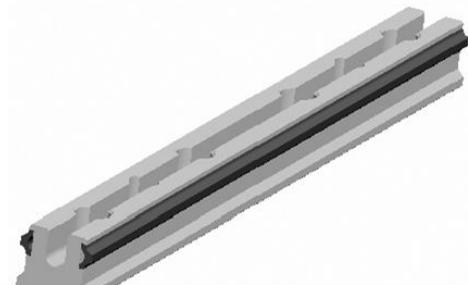
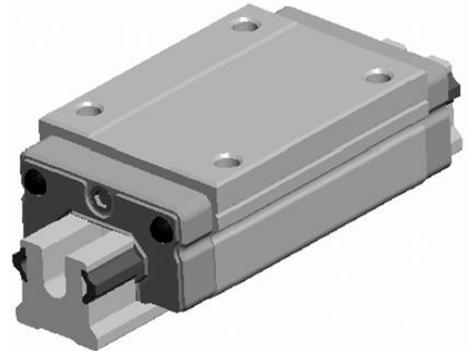
The aluminum carriage and rail dramatically reduces the total weight of the assembly making Thomson T-Series an ideal choice for applications requiring reduced weight inertia such as airplanes, ships, automobiles, etc.

### Accuracy

As a result of its high flexibility to misalignment errors, the T-Series Ball Profile Rail is available in an N class radial run out only.

### Forgiving to Misalignment

The Thomson T-Series propriety "U" channel construction allows the rail to "flex" to accommodate poor machine bases or misalignment errors.



Size	Style	Load Ratings N (lbf)		Mass	
		C (@100km)	C <sub>0</sub>	Carriage kg	Rail kg/m
20	A G	9000 (2025)	11000 (2475)	0.22	0.79
25	A G	13000 (2925)	15000 (3375)	0.30	1.06
35	A G	25000 (5620)	28000 (6295)	0.74	2.27

# Honey-comb

## Estratto dal catalogo CEL



CEL Components S.r.l.  
Via Ca' dell'Orbo Sud 4 - 40055 Castenaso (Bologna) Italy  
Tel. +39 051 782505 Fax +39 051 782477  
www.cel.eu info@cel.eu  
P.IVA 04102600378 C.C.I.A.A. BO 0339628  
ALVEOLARI DI ALLUMINIO E TERMOPLASTICI, LAMINATI, PANNELLI SANDWICH



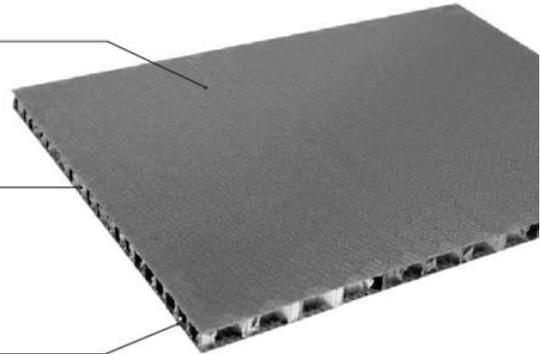
### ALUSTEP® - F

#### Composizione del pannello

PELLI IN TESSUTO DI VETRO BIASSIALE  
impregnato con resina fenolica 290 g/m<sup>2</sup>

**ANIMA**  
Alveolare in alluminio (Lega 3003/3103/3104) con celle esagonali  
Diametro: Ø3/8", Ø1/4", X<sub>1</sub>  
Spessore Foil: da 50 a 70 microns

X<sub>1</sub> = altri diametri su richiesta

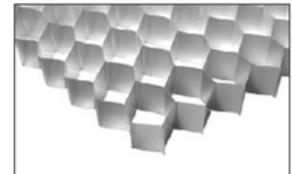


ESEMPIO	Pesi del pannello				
	X <sub>1</sub> Pannello con alveolare ALU Ø 3/8"		X <sub>2</sub> Pannello con alveolare ALU Ø1/4"		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Spessore a partire da 4 mm fino a 150 mm</li> <li>• Tolleranza spessore ± 0,5 mm</li> <li>• Tolleranza dimensione ± 30 mm</li> </ul>				
	Spessore totale mm	6	15	6	15
	Spessore PELLI mm	0,3 + 0,3		0,3 + 0,3	
	Spessore ANIMA mm	5,4	14,4	5,4	14,4
	Peso kg/m <sup>2</sup>	1,4	1,8	2,07	2,58



Proprietà dell'anima alveolare		50 Microns			
Tipo	ALLUMINIO LEGA 3003/3103/3104				
Ø alveolari in mm ca.	6	9	12	19	
Ø alveolari in pollici	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	
Densità Kg/m <sup>3</sup>	56 - 59	39 - 40	29 - 30	20 - 21	
Resistenza compressione stabilizzata MPa	3,0 - 3,5	1,4 - 1,95	0,8 - 0,95	0,4 - 0,6	

Proprietà dell'anima alveolare		70 Microns			
Tipo	ALLUMINIO LEGA 3003/3103/3104				
Ø alveolari in mm ca.	6	9	12	19	
Ø alveolari in pollici	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	
Densità Kg/m <sup>3</sup>	80 - 83	54	40 - 42	27 - 29	
Resistenza compressione stabilizzata MPa	4,3 - 4,6	2,5 - 2,6	1,41 - 1,5	0,85 - 0,9	



Alveolare in alluminio



